



KUNDENBEDARFSGERECHTE AUSLEGUNG
ELEKTRISCHER PKW-ANTRIEBSSYSTEME
ZUR STEIGERUNG DER ENERGIEEFFIZIENZ

Zur Erlangung des akademischen Grades eines
DOKTORS DER INGENIEURWISSENSCHAFTEN (Dr.-Ing.)

von der KIT-Fakultät für Maschinenbau des
Karlsruher Instituts für Technologie (KIT)
angenommene

DISSERTATION

von

M. Sc. Raphael Mieth

Tag der mündlichen Prüfung:	10.01.2025
Hauptreferent:	Prof. Dr. rer. nat. F. Gauterin
Korreferent:	Prof. Dr.-Ing. A. Stephan

Eidesstattliche Erklärung

Hiermit versichere ich, die vorliegende Dissertation selbstständig und nur unter Verwendung der von mir angegebenen Quellen und Hilfsmittel verfasst zu haben. Sowohl inhaltlich als auch wörtlich entnommene Inhalte wurden als solche kenntlich gemacht. Die Arbeit hat in dieser oder vergleichbarer Form noch keinem anderem Prüfungsgremium vorgelegen.

Datum: _____ Unterschrift: _____

Danksagungen

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als Doktorand in der Vorentwicklung elektrischer Antriebssysteme bei der Mercedes-Benz AG in Stuttgart-Untertürkheim. Für die permanente Unterstützung und fachliche Zusammenarbeit danke ich der Abteilung Vorentwicklung Elektroantriebe unter der Leitung von Herrn Dr. Steffen Henzler sowie dem Team Gesamtkonzeption Antriebsmodule und dessen Teamleiter Herrn Dr. Wolfgang Pflieger und Herrn Harald Feuchter.

Mein besonderer Dank gilt meinem Betreuer Herrn Dr. Felix Pauli, der mir fachlich wie auch menschlich stets zur Seite stand. Vielen Dank für die gute Zusammenarbeit.

Ebenso bedanke ich mich bei Herrn Prof. Frank Gauterin vom Karlsruher Institut für Technologie für die Betreuung meiner Promotion als Doktorvater. Auch gilt mein Dank meinem Forschungsgruppenleiter Herrn Dr. Martin Gießler. Der gemeinsame, fachliche Austausch hat stets neue Ideen und Stoßrichtungen für die Arbeit hervorgebracht. Auch danke ich dem Korreferenten dieser Arbeit Herrn Prof. Arnd Stephan von der Technischen Universität Dresden. Vielen Dank darüber hinaus für die allzeitige Erreichbarkeit und zahlreichen Ratschläge.

Weiterhin möchte ich meinen Eltern Monika und Guido sowie meinen Geschwistern Catherine und Frederic danken. Die familiäre Stabilität, Motivation und Durchhaltevermögen, die ihr mir gebt, hatte wesentlichen Einfluss auf den Erfolg dieser Arbeit.

Meiner Freundin Nadine danke ich ganz besonders für ihr stets großes Verständnis, unaufhörliche Ermutigung und Zuspruch und nicht zuletzt ihr immerzu offenes Ohr für meine Belange.

Auch gilt mein Dank meiner Schwägerin Janine, die zeitgleich promovierte und mir jederzeit mit hilfreichen Tipps für meine Doktorarbeit zur Seite stand.

Darüber hinaus danke ich meinen Doktoranden-Kollegen Herr Samar Singh, Herr Mike Reinecke, Herr Robert Lehmann und Herr Manuel Islam. Gemeinsam haben wir eine sehr schöne und spaßige Zeit verbracht und uns gegenseitig unterstützt.

Zusammenfassung

Kurzfassung

Vielseitige und mitunter äußerst hohe Anforderungen an PKW-Antriebe sind häufig Grund für eine Überdimensionierung. Selten auftretende Lastfälle wie starke Anfahrmanöver, steile Bergauf- oder Anhängerfahrt erfordern besonders hohe Drehmomente und Leistungen. Diese hohen Anforderungen bringen einen Zielkonflikt mit sich, da hohe Leistungsfähigkeit und zugleich hohe Effizienz nur bedingt in Einklang miteinander zu bringen sind. Zwischen hohen Leistungsansprüchen und der Häufigkeit des Auftretens dieser im Kundenbetrieb besteht hingegen kein direkter Zusammenhang: Kunden verlangen dem Antrieb die meiste Zeit mittlere bis niedrige Leistungen ab, während hohe Lasten im Kundenbetrieb nur mit einer Häufigkeit im einstelligen Prozentbereich gefordert sind.

Aus diesem Grund befasst sich diese Arbeit mit einem neuartigen, disruptiven Ansatz zur Auslegung von Gesamtantriebssystemen. Zunächst werden Kundenanforderungen, abhängig von der Häufigkeit ihres Auftretens im Alltagsbetrieb, aufgeteilt. Dies erlaubt eine anwendungsindividuell optimierte Auslegung zweier Antriebe, wovon einer häufig gefahrene Betriebspunkte bei niedrigeren bis mittleren Lasten abdeckt, während hohe Drehmoment- und Leistungsanforderungen sowie seltene Lastfälle von einem weiteren Antrieb realisiert werden. Konkretes Ziel einer solchen Antriebsauslegung sind ein Effizienz- und ein Performanceantrieb, die gemäß ihrer Bezeichnung unterschiedlichen Aufgaben nachgehen und somit in unterschiedlichen Fahrsituationen zum Einsatz kommen.

Die Ergebnisse der Analyse weltweiter, statistischer Kundendaten ermöglichen eine empirisch begründete und bedarfsgerechte Antriebsauslegung, welche sich im Falle des Effizienztriebs ausschließlich auf den Kern der Kundenanforderungen konzentriert. Selten auftretende Anforderungen bei hohen Lasten oder Geschwindigkeiten werden hierbei zugunsten erhöhter Effizienz außer Acht gelassen und stattdessen vom Performanceantrieb gestellt. Eine solche zielgerichtete Antriebsauslegung bringt überdies weitere Vorteile wie Kostenreduktion mit sich und kann schlussendlich zu einem Wettbewerbsvorteil führen.

Abschließend wird durch die Gegenüberstellung mit einem Referenzsystem eine gesamtheitliche Bewertung des ausgelegten Antriebssystems durchgeführt. Im Kontext dieser werden neben der Beurteilung von Effizienz und Antriebsperformance auch Kosten, Gewicht und Volumen berücksichtigt. Schlussendlich kann ein Effizienzgewinn bei indes vergleichbarer Performance erzielt werden, während zugleich auch Zielwerte für Kosten, Gewicht und Volumen eingehalten werden.

Abstract

Versatile and sometimes extremely high demands on vehicle drives are often the reason for oversizing. Rarely occurring load cases such as strong acceleration, steep inclines or towing a trailer require particularly high torques and power. These high requirements result in a conflict of objectives, as high performance and high efficiency are only partially compatible. However, there is no direct correlation between high performance requirements and the frequency with which these occur in customer operations: customers demand medium to low performance from the drive most of the time, while high loads are only required with a frequency in the single-digit percentage range in customer operations.

For this reason, this work deals with a novel, disruptive approach to the design of vehicle drive systems. First, customer requirements are split up depending on the frequency with which they occur in everyday operation. This allows an application-specific optimized design of two drives, one of which covers frequently driven operating points at low to medium loads, while high torque and power requirements as well as rare load cases are realized by another drive. The specific aim of such a drive design is an efficiency drive and a performance drive, which perform different tasks according to their names and are therefore used in different driving situations.

The results of the analysis of global, statistical customer data enable an empirically based and needs-based drive design, which in the case of the efficiency drive focuses exclusively on the core customer requirements. Rarely occurring demands at high loads or speeds are disregarded in favor of increased efficiency and are instead provided by the performance drive. Such a targeted drive design also generates further advantages such as cost reduction and can ultimately lead to a competitive advantage.

Finally, an overall assessment of the designed drive system is carried out by comparing it with a reference drive system. In addition to the evaluation of efficiency and drive performance, costs, weight and volume are also taken into account. Ultimately, a gain in efficiency can be achieved with comparable performance, while at the same time meeting target values for costs, weight and volume.

Inhaltsverzeichnis

Eidesstattliche Erklärung	3
Danksagungen	5
Zusammenfassung	7
1 Einleitung	21
1.1 Motivation	21
1.2 Problemstellung	22
1.3 Lösungsansatz und Zielsetzung der Arbeit	24
1.4 Einordnung und thematische Abgrenzung der Arbeit	27
2 Grundlagen und Stand von Technik und Wissenschaft	33
2.1 Auslegungsprozess von Gesamtantriebssystemen	33
2.2 Elektrischer Traktionsantrieb in Kraftfahrzeugen	34
2.2.1 Aufbau und Energiefluss	34
2.2.2 Inverter	35
2.2.3 Elektrische Maschine	37
2.2.4 Getriebe	44
2.3 Gesamtfahrzeug	47
2.3.1 Bremsen	47
2.3.2 Fahrwiderstand	48
2.3.3 Dynamische Gesamtfahrzeugsimulation	49
2.4 Datengrundlage für das System-Design	53
2.4.1 Zeitreihen aus der Dauerläuferprobung	53
2.4.2 Kunden-Belastungskollektive	54
2.4.3 Fahrzyklen	55
2.5 Methode zur zeitfensterbasierten Belastungsanalyse	57

3	Analysemethode für kundenrelevante Anforderungen an den Gesamtantrieb	61
3.1	Erkenntnisgewinn aus realen Kundendaten	61
3.2	Kundenbedarfsanalyse und Ableitung eines kundennahen Ersatzzyklus	62
3.3	Aufteilung des Ersatzzyklus auf beide Antriebe	66
3.4	Untersuchung ergänzender Fahrzyklen	70
4	Auslegung und Simulation des Gesamtantriebssystems	73
4.1	Bestimmung von Auslegungspunkten	75
4.1.1	Effizienztrieb	75
4.1.2	Priorisierung durch Gewichtungsfaktor	77
4.1.3	Performanceantrieb	79
4.2	Iterativer Auslegungsprozess der Antriebe	82
4.2.1	Radseitige Auslegungspunkte	84
4.2.2	Übersetzungsvarianz	84
4.2.3	Übersetzungsanalyse und Effizienzgewichtung	85
4.3	Simulationsgestützte Validierung der Auslegung	89
4.3.1	Komponentenweise Verlustquellenanalyse	89
4.3.2	Strategie zur Drehmomentaufteilung und Regelung des Zusammenspiels beider Antriebe	94
5	Gesamtheitliche Bewertung von Antriebssystemen	97
5.1	Relativvergleich zweier Gesamtantriebe	97
5.2	Indikatoren der Bewertungskriterien	97
5.2.1	Effizienz	98
5.2.2	Kosten	100
5.2.3	Gewicht	102
5.2.4	Volumen	103
5.2.5	Performance	104
5.3	Bewertungsmethode und Grenzwertverhalten	105
5.4	Paarvergleich und Nutzwertanalyse	106
5.5	Sensitivitätsanalyse der Zielgrößen	108

6 Validierung der Methoden und Diskussion der Ergebnisse	111
6.1 Kundendaten- und Belastungsanalyse	111
6.1.1 Verteilungsfunktion statistischer Kundendaten	111
6.1.2 Kundennaher Ersatzzyklus	114
6.2 Auslegung des elektrischen Traktionsantriebs	119
6.2.1 Methodischer Ansatz zur Gesamtsystemauslegung	119
6.2.2 Absicherung der Auslegungspunkte	120
6.2.3 Auslegung der elektrischen Maschine	121
6.2.4 Getriebeauslegung und Konstruktion des Traktionsantriebs	128
6.2.5 Aktorik, Hydraulik und Schmierung	136
6.3 Ganzheitliche Bewertung der Antriebssysteme	137
6.3.1 Methodischer Ansatz zur Systembewertung	137
6.3.2 Referenzsystem als Vergleichsbasis	137
6.3.3 Verlustanalyse zur Effizienzbewertung	140
6.3.4 Antriebsoptimierung und Kostenbewertung	148
6.3.5 Gewichtsbewertung der Antriebskomponenten	151
6.3.6 Bewertung der Aggregatevolumina	152
6.3.7 Bewertung der Antriebsperformance	155
6.4 Zusammenfassung der Ergebnisse und finale Systembewertung	158
 7 Fazit	 161
7.1 Zusammenfassung	161
7.2 Wissenschaftlicher Mehrwert	162
7.3 Beantwortung der Forschungsfragen	163
7.4 Ausblick	164
 Abkürzungsverzeichnis	 168
 Symbolverzeichnis	 171
 Literaturverzeichnis	 174

Abbildungsverzeichnis

1.1	Zielkonflikt bei der Entwicklung elektrischer Antriebssysteme in Fahrzeugen	21
1.2	Schematisches Wirkungsgradkennfeld und kundenrelevanter Bereich	23
1.3	Gegenüberstellung im Pentagon: Vergleichsbasis und Zielbild	26
2.1	Komponenten und Energiefluss im elektrischen Traktionsantrieb	35
2.2	Energieumformung mit Stromrichtern, angelehnt an [Sch12]	36
2.3	Verlustanteile im Inverter, angelehnt an [Mar20]	37
2.4	Qualitative Steuerkennlinie, angelehnt an [Pau16]	39
2.5	Gegenüberstellung von Radialflussmaschine in (a) und Axialflussmaschine in (b), angelehnt an [ML19] und [Jen21]	40
2.6	Querschnitte unterschiedlicher elektrischer Maschinen, angelehnt an [ZCG17]	41
2.7	Verlustanteile der Traktionsmaschine, angelehnt an [Mar20]	43
2.8	Gegenüberstellung konstruktiver Getriebekonzepte im Strichschema, angelehnt an [NBRWN19]	45
2.9	Verlustanteile im Getriebe, angelehnt an [Mar20]	46
2.10	Struktureller Aufbau eines Regelkreises	49
2.11	Systemverhalten von PT1- und PT2-Glied anhand der Sprungantworten . . .	51
2.12	Schematischer Aufbau der Gesamtfahrzeugsimulation	52
2.13	Beispielhafte Verweildauer-Klassifizierung im Kundenbetrieb [MGPK22] . . .	54
2.14	Geschwindigkeitsprofile der Fahrzyklen, [EPA22] [UNE12]	56
2.15	Beispielhafte zeitfensterbasierte Belastungsdauerkurve, aus [MGPK22]	58
2.16	Beispielhafte Zeitfensterhäufigkeitskurve, aus [MGPK22]	59
3.1	Schema zur Methodik der Kundendatenanalyse [MGPK22]	63
3.2	Zeitfensterbasierte Belastungsdauerkurven des zusammengesetzten Ersatzzyklus, Belastungsgrößen Leistung in (a) und Drehmoment in (b)	65
3.3	Aufsummierte Kumulation im Beschleunigung-Geschwindigkeit-BLK	67

3.4	Gegenüberstellung der Methoden zur Trennung des zusammengesetzten Ersatzzyklus, Belastungsgrößen Leistung in (a) und Drehmoment in (b)	69
3.5	Zeitfensterbasierte Belastungsdauerkurven ergänzender Fahrzyklen, Belastungsgrößen Leistung in (a) und Drehmoment in (b)	71
4.1	Betriebspunkte des Ersatzzyklus, Energieanteil in (a) und Zeitanteil in (b) .	76
4.2	Auslegungspunkte für Effizienzantrieb, Energieanteil in (a) und Zeitanteil in (b)	78
4.3	Auslegungspunkte für Performanceantrieb anhand des Energieanteils	79
4.4	BLK-Analyse zur Fahrwegsteigung	80
4.5	Auslegungspunkte für Performanceantrieb anhand des Zeitanteils	82
4.6	V-Modell als Schema der methodischen Vorgehensweise	83
4.7	Verschiebung der Auslegungspunkte des Motors durch Übersetzungsvarianz .	85
4.8	Auslegungspunkte im exemplarischen Wirkungsgradkennfeld	86
4.9	Zusammenhang zwischen dem gewichteten Effizienzfaktor und dem Übersetzungsverhältnis	87
4.10	Priorisierte Auslegungspunkte mit Zielübersetzung auf Antriebsseite	88
4.11	Qualitative Verlustanteile am Gesamtenergiebedarf eines Fahrzeugs	89
4.12	Beispielhaftes Fahrmanöver mit Beschleunigung und Verzögerung	90
4.13	Qualitatives Energieflussdiagramm, Vergrößerungen (a) und (b) zeigen Bremsverteilungen zwischen Rekuperation und hydraulischer Bremse	91
4.14	Aufschlüsselung der Verlustanteile im elektrischen Antriebstrang	93
4.15	Schematische Drehmomentverteilung zwischen beiden Antrieben	95
5.1	Veranschaulichung anhand einer Kugel als Beispielobjekt in (a) sowie deren Boxmaß in (b) und Wickelvolumen in (c)	103
5.2	Exemplarische Gewichtung der Kriterien anhand eines Paarvergleichs, angelehnt an [MG24]	107
5.3	Gegenüberstellende Bewertung mittels einer Nutzwertanalyse, angelehnt an [MG24]	108
6.1	Verteilungsfunktionen der Geschwindigkeitsklassen	112
6.2	Gegenüberstellung der ZBDKs des Kundenersatzzyklus und ergänzender Fahrzyklen, Belastungsgrößen Leistung in (a) und Drehmoment in (b)	115

6.3	Zeitfensterhäufigkeit oberhalb der Maximalbelastung des Kundenersatzzyklus (KEZ), Belastungsgrößen Leistung in (a) und Drehmoment in (b)	117
6.4	Zeitfensterhäufigkeiten für 30 s- und 1800 s-Dauerbelastungen	118
6.5	Gegenüberstellung der Betriebspunkte von KEZ und WLTC als Energieanteile sowie der Auslegungspunkte des Effizienztriebs	120
6.6	Qualitativer Vergleich der Eigenschaften von PSM, PSM mit DCU, ASM, FSM und SRM, angelehnt an [NRLSK22]	122
6.7	Prozentuale Aufschlüsselung der Verlustanteile (normiert auf Summenverluste) und Gesamtverluste (normiert auf Maximum) in Abhängigkeit von Drehzahl und Drehmoment der PSM des Effizienztriebs in (a) und FSM des Performanceantriebs in (b)	125
6.8	Abhängigkeit der Getriebeverluste von Drehzahl in (a) inkl. <i>BP1</i> und Drehmoment in (b) inkl. <i>BP2</i>	129
6.9	Zusammenhang von Getriebeverlusten und Übersetzung an beispielhaftem Betriebspunkt	130
6.10	Vergleich der Getriebeverluste von Effizienz- und Performanceantrieb	131
6.11	Konstruktionsentwurf des koaxial angeordneten Effizienztriebs (Abbildung seitens Mercedes-Benz AG zur Verfügung gestellt)	133
6.12	Konstruktionsentwurf des achsparallel angeordneten Performanceantriebs (Abbildung seitens Mercedes-Benz AG zur Verfügung gestellt)	135
6.13	Wirkungsgrad-Delta der Effizienzmodule	138
6.14	Wirkungsgrad-Delta der Performanceantriebe	139
6.15	Zyklusübergreifende Verbrauchsanalyse zur Effizienzbewertung	140
6.16	Betriebspunktverschiebung der hydraulischen Radbremsen von RS zu EPS .	141
6.17	Strategie zur effizienten Drehmomentaufteilung, schematische Verteilungsstrategie in (a) und aus Kennfelddaten ermittelte Idealverteilung in (b)	143
6.18	Verbrauchsanalyse mit effizienz-optimaler Betriebsstrategie	144
6.19	Zyklusübergreifend gemittelte, prozentuale Anteile von Verbrauch und Drehmoment durch effiziente Betriebsstrategie	145
6.20	Strategie zur effizienten Drehmomentaufteilung des Referenzsystems	146
6.21	Zyklen-Betriebspunkte in gleicher Farbskala wie die Idealverteilung mit weißer Umrandung von WLTC, KEZ und Hochgeschwindigkeitszyklus als Simulationsergebnis, RS links und EPS rechts	147

6.22	Kosten des Blechpakets unterschiedlicher Blechdicken über Aktivvolumen und Längenverhältnis λ der beiden exemplarischen Traktionsmaschinen	149
6.23	Verschiebung der Komponentenkosten vom RS zum EPS	150
6.24	Verschiebung der Komponentenmassen vom RS zum EPS	151
6.25	Volumenverhältnis von WV zu BM für unterschiedliche Komponenten	153
6.26	Gegenüberstellung der Performance von RS und EPS anhand der GKLs von Leistung und Drehmoment	156
6.27	Aufteilung der Maximalleistung und Peak-Drehmomente von RS und EPS	157
6.28	Finale Nutzwertanalyse zur Bewertung der Antriebssysteme	159
6.29	Finale Systembewertung im Pentagon	160

Tabellenverzeichnis

2.1	Fahrzyklen im Überblick	56
3.1	Perzentile im Ersatzzyklus	68
5.1	Konfigurationen des Gesamtantriebs	109
6.1	Mittelwert, Varianz und Standardabweichung der Geschwindigkeitsklassen .	113
6.2	Bewertung von EM-Technologien für Effizienz- und Performanceantrieb . . .	123

1 Einleitung

1.1 Motivation

Die Entwicklung elektrischer Antriebssysteme in Kraftfahrzeugen verfolgt mehrere, mitunter teils gegenläufige Ziele. Zum einen soll dem Kunden ein Höchstmaß an real erlebbarem Nutzen wie Fahrperformance, hohe Reichweiten oder geringe Ladezeiten geboten werden. Die maximal mögliche Reichweite kann durch die verbaute Batteriekapazität beeinflusst werden, hängt aber auch mit der Energieeffizienz des Antriebssystems zusammen. Zum anderen strebt die Entwicklung nach niedrigem Material- bzw. Rohstoffeinsatz und hoher Modularität (Baukastenprinzip, [Met22]). Zugleich sollen Kosten minimiert werden, sowohl die Kaufpreise für Kunden als auch die Produktionskosten des Herstellers. Überdies strebt die Entwicklung nach höchstmöglicher Leistungsfähigkeit bei geringstem Volumen bzw. Bauraum und zugleich niedrigem Gewicht. Dieser Zielkonflikt lässt sich anhand des Netzdiagramms in Abbildung 1.1 visualisieren.

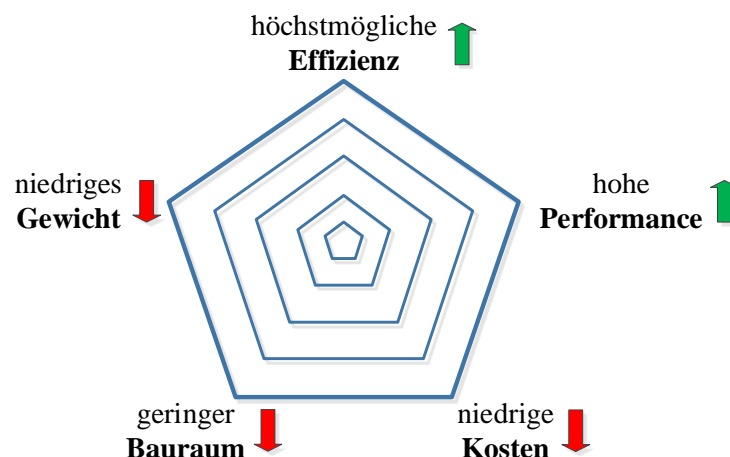


Abbildung 1.1: Zielkonflikt bei der Entwicklung elektrischer Antriebssysteme in Fahrzeugen

Das ideale Zielbild stellt folglich ein Antriebssystem dar, welches höchstmögliche Effizienz und Performance mit niedrigen Kosten, geringem Bauraum und minimaler Masse verbindet.

Neben diesem Spannungsfeld aus unterschiedlichen, zu erreichenden Zielen wird vor allem der Anforderungsanalyse bei der Auslegung elektrischer Antriebssysteme eine bedeutende Rolle zuteil. Grund hierfür ist, dass die definierten Anforderungen an den Antrieb hinsichtlich Skalierung und Dimensionierung der Antriebskomponenten wegweisend sind. Damit beeinflussen die Anforderungen auch die fünf genannten Kriterien.

Die Anforderungen bereits entwickelter Antriebe basieren oftmals auf Zeitreihendaten ohne direkten Kundenbezug. Bei diesen Daten handelt es sich um zeitdiskrete Signalverläufe, welche in der Regel bei Testfahrten wie der internen Dauerlauferprobung aufgezeichnet werden. Solche Erprobungsfahrten dienen dem Testing von Funktionalität, Haltbarkeit oder auch Komforteigenschaften wie Geräuschen und Schwingungen im Fahrzeug (NVH). Funktionstests beinhalten dabei auch die Erprobung hoher Fahranforderungen an den Antrieb, welche weit oberhalb üblicher, alltagsrelevanter Kundenanforderungen liegen. Dennoch werden aus diesen Zeitreihendaten Fahranforderungen abgeleitet, die die Leistungsfähigkeit zukünftiger Antriebe definieren. Infolge dessen besteht eine Diskrepanz zwischen eben jenen eigens definierten Fahranforderungen und solchen, die aus Kundensicht besonders relevant sind. Diese Diskrepanz in den Antriebsanforderungen wirkt sich bei der nachfolgenden Systemauslegung auf die in Abbildung 1.1 dargestellten Kriterien Effizienz, Performance, Kosten, Gewicht und Bauraum aus. Eine Erweiterung der Antriebsanforderung um den Kundenbezug könnte jedoch wichtige Erkenntnisse über die Kundennutzung mit sich bringen und dadurch eine zielgerichtetere Antriebsauslegung mit gesteigertem Effizienzpotential ermöglichen. Überdies wirkt sich eine solche Auslegung bei gleicher Batteriegröße in höherer Reichweite und niedrigeren Kosten für Hersteller und Kunden aus. Alternativ führt auch eine Reduktion der Batteriekapazität zu geringeren Kosten und niedrigerer Masse, jedoch sinkt damit auch die Reichweite.

1.2 Problemstellung

Neben den genannten, allgemeinen Zielen bei der Auslegung elektrischer Antriebssysteme besteht darüber hinaus ein weiterer, grundlegender Zielkonflikt. Marktübergreifende Kundenfahrprofile spiegeln statistisch gesehen größtenteils innerstädtischen Verkehr wider, außerstädtische und Autobahn-Fahrten nehmen dabei einen geringeren Zeitanteil ein. Zu dieser Erkenntnis führt die im Rahmen dieser Arbeit durchgeführten Untersuchung realer Kundenstatistiken, welche in Abschnitt 2.4.2 ab Seite 54 vorgestellt werden.

Diesen statischen Hauptfahrbereich im Kundenbetrieb stellt Abbildung 1.2 unter Zuhilfenahme eines schematischen Antriebskennfeldes dar.

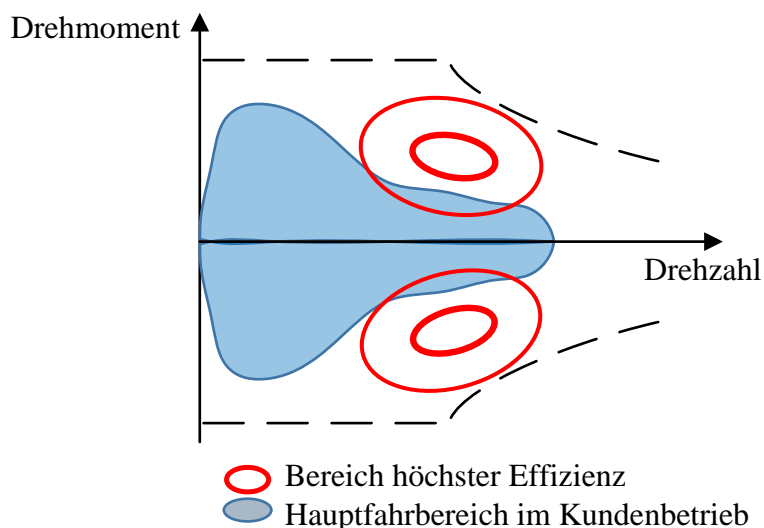


Abbildung 1.2: Schematisches Wirkungsgradkennfeld und kundenrelevanter Bereich

Das Diagramm zeigt einerseits Wirkungsgradmuscheln höchster Effizienz des Antriebs. Hohe Wirkungsgrade werden zumeist im Bereich mittlerer Drehzahl und Drehmoment erreicht. Außerhalb der abgebildeten Isolinien fällt der Wirkungsgrad ab, sowohl in Drehzahl- als auch in Drehmoment-Richtung. Andererseits ist der schematische Hauptfahrbereich im Kundenbetrieb exemplarisch dargestellt. Dieser Bereich geht aus der Lage der am meistgefahrenen Betriebspunkte in Abbildung 2.13 auf Seite 54 hervor. Der angesprochene Zielkonflikt besteht nun darin, dass der für den Kundenbetrieb relevante Bereich nur wenig Überschneidung mit dem Bereich höchster Effizienz hat. Das bedeutet, dass der Antrieb im Alltagsbetrieb nur ausgesprochen selten bei höchster Effizienz betrieben wird. Eine Antriebsauslegung, welche ohne Einbußen von Funktionalität bzw. Fahrleistung auf den Kundenbedarf optimiert ist, könnte idealerweise ein Antriebssystem hervorbringen, dessen Wirkungsgradmuscheln deutlich in Richtung Ursprung des Kennfeldes verschoben sind und damit den kundenrelevanten Bereich abdecken.

1.3 Lösungsansatz und Zielsetzung der Arbeit

Die in Abschnitt 1.1 und 1.2 aufgeführten Punkte dienen als Grundlage für diese Arbeit und führen auf die folgenden Forschungsfragen hin:

(1) „Wie können reale Kunden-Fahranforderungen genutzt und bei der Auslegung elektrischer Traktionsantriebe berücksichtigt werden, um der bestehenden Diskrepanz entgegenzuwirken?“

(2) „Wie sollte ein elektrisches Antriebssystem aufgebaut sein, um maximal mögliche Effizienz mit uneingeschränkter Funktionalität zu vereinen?“

(3) „Wie kann der Zielkonflikt für die Systemauslegung aufgelöst werden, so dass sich die Bereiche hoher Effizienz und hoher Kundennutzung überschneiden?“

Diese Forschungsfragen sind im Kontext der Arbeit als Leitfaden zu sehen und werden inhaltlich in mehreren Kapiteln thematisiert. Im Kern steht die Auslegung und ganzheitliche Bewertung eines elektrischen Antriebssystems, anhand dessen diese Fragen beantwortet werden sollen.

Zur Bestimmung eines geeigneten Lösungsansatzes für die Auslegung ist eine Betrachtung unterschiedlicher Auslegungsoptionen für Allradantriebssysteme (4x4, 4-Wheel Drive System) hilfreich. Zunächst können 4x4-Antriebssysteme aus bereits bestehenden Zweiradantriebssystemen (4x2, 2-Wheel Drive System) zusammengesetzt werden. Aufgrund des Einsatzes bereits existierender Antriebe bringt dieses Vorgehen einen vergleichsweise geringen Entwicklungsaufwand und eine hohe Modularität mit sich. Solche Gesamtantriebe setzen sich häufig aus einem elektrischen Primär- und Sekundärantrieb zusammen [NRLSK22]. Die Modulstrategie umfasst dabei reine 4x2-Antriebe im niedrigen und zusammengesetzte 4x4-Antriebe im hohen Leistungssegment, wodurch ein breit aufgestelltes Antriebsportfolio ermöglicht wird [SR16]. Dabei muss der modular eingesetzte 4x2-Antrieb für die niedrige Leistungsposition autark funktionieren können und somit die Spreizung zwischen höchstmöglicher Effizienz und Fahrleistung bestmöglich darstellen können. Dieser Umstand schränkt die Möglichkeiten zur Optimierung hinsichtlich der Effizienz stark ein.

Demgegenüber eröffnet die Auslegungsoption, das Gesamtantriebssystem aus zwei einzeln entwickelten Antrieben zusammensetzen, Spielraum im Sinne des Gesamtsystemkonzepts. Beispielsweise bringt dieser Spielraum wiederum die Möglichkeit mit sich, das Gesamtsystem auf zwei Antriebe aufzuteilen, die jeweils unterschiedliche Fahraufgaben abdecken und dabei für ihre jeweilige Aufgabe optimiert ausgelegt werden können. Eine solche, anwendungsindividuelle Auslegung ermöglicht eben jene angesprochenen Potentiale zur Effizienzsteigerung.

Diesem disruptiven Ansatz bei der Antriebsauslegung widmet sich die vorliegende Arbeit unter der Bezeichnung Effizienz-Performance-System (EPS). Das Antriebskonzept setzt sich aus einem Effizienz- und einem Performanceantrieb zusammen, deren individuelle Fahraufgaben entsprechend ihrer Benennung definiert sind. So dient der Effizienztrieb der Umsetzung maximal effizienten Fahrens und deckt den Schwerpunkt des Kundenfahrbereichs ab. Dieser Hauptfahrbereich ist vergleichbar mit alltäglichen Fahrprofilen und stellt den zeitlich größten Anteil im Kundenbetrieb dar (vgl. Kapitel 3 ab Seite 61). Der Performanceantrieb ermöglicht indes auch Fahrten selten auftretender Lastfälle wie hohe Geschwindigkeiten, Anfahren in der Steigung oder auch den Anhängerbetrieb. Die Dimensionierung beider Antriebssysteme erfolgt anhand dieses Schwerpunkts des Kundenfahrbereichs, da dieser die Leistungsfähigkeit des Effizienztriebs festlegt. Zur Maximierung des Effizienzpotentials können überdies beide Antriebe unabhängig voneinander abgekoppelt und dadurch Schleppverluste des inaktiven Antriebs vermieden werden.

Im übergeordneten Sinne verfolgt diese Arbeit demnach das Ziel, mittels einer geeigneten Antriebsauslegung eine Effizienzsteigerung ggü. bestehenden State-of-the-Art-Antrieben bei indes vergleichbarer Performance zu erreichen. Kosten-, Gewichts- und Bauraumziele werden dabei ebenso berücksichtigt. Zur Zielerreichung kommen mehrere methodische Ansätze zum Einsatz. Diese Methoden bauen auf dem aktuellen Stand von Technik und Wissenschaft auf und sind sowohl wissenschaftlich als auch empirisch begründet. Auszüge dieser Methoden sind teilweise bereits veröffentlicht und haben in internationalen Fachzeitschriften Peer-Review-Verfahren durchlaufen [MGPK22] [MMZ⁺23] [MG24].

Das Ziel erhöhter Effizienz, verglichen mit bestehenden Antrieben, soll durch die Analyse realer Kundendaten erfüllt werden. Dem liegt der bereits geschilderte Gedankengang zugrunde: Die Kenntnis über kundenrelevante Anforderungen im Alltagsbetrieb erlaubt eine zielgerichtete Antriebsauslegung und damit bislang unerschöpftes Effizienzpotential. Überdies sind für Kosten, Gewicht und Bauraum ebenfalls Potentiale auszumachen. Die Leistungsfähigkeit des Gesamtantriebssystems bleibt hingegen konstant.

Zur Bewertung von Gesamtsystemen zeigt Abbildung 1.3 anhand des sogenannten Pentagons die Gegenüberstellung eines bestehenden Vergleichsantriebs mit dem Zielbild dieser Arbeit.

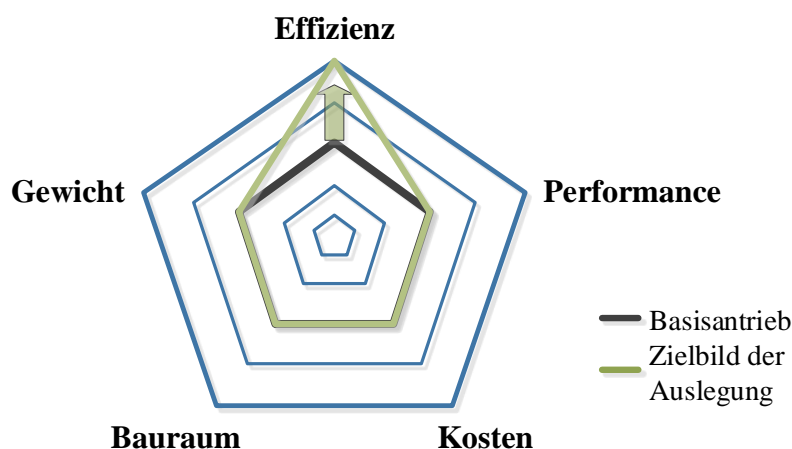


Abbildung 1.3: Gegenüberstellung im Pentagon: Vergleichsbasis und Zielbild

Das angesprochene Effizienzpotential resultiert aus einer aus Kundensicht bedarfsgerechten Antriebsauslegung. Die tatsächliche Maximalleistung wird im üblichen Kundenbetrieb nur in ausgesprochen seltenen Lastfällen oder z. B. zum Erfahren des Beschleunigungsvermögens abgerufen. Demgegenüber kann jene Performance, die im Kundenbetrieb häufig abgerufen wird, als solche interpretiert werden, die auch tatsächlich benötigt wird. Diese als erforderlichlich interpretierte Leistungsfähigkeit dient der Skalierung des Antriebs. Ausgehend von der Lage besonders relevanter Betriebspunkte erfolgt dann die geeignete Auslegung der Antriebskomponenten Inverter, elektrische Maschine und Getriebe. Der iterative Optimierungsprozess wird mithilfe der Analyse von Verlustquellen und deren systematischer Reduktion durchgeführt.

Letztlich ermöglichen Aussagen über Effizienz, Funktionalität, Kosten, Gewicht und Bauraum eine vergleichende Bewertung dieses Antriebssystems zu bestehenden Antrieben. Anhand definierter Kennzahlen können so die genannten Kriterien und damit schlussendlich der Antrieb hinsichtlich seiner Eignung für die Zielanwendung beurteilt werden.

1.4 Einordnung und thematische Abgrenzung der Arbeit

Durch die Berücksichtigung realer Kundendaten in der Anforderungsanalyse verfolgt diese Arbeit einen neuartigen Ansatz zur Auslegung von elektrischen Antriebssystemen. Aus Zeitreihendaten abgeleitete Anforderungen sowie Sonderlastfälle, welche im etablierten Anforderungsprozess bisher herangezogen werden, werden zusätzlich auch weiterhin mit einbezogen. Dieser disruptive Ansatz liefert durch die Einbeziehung von Kundenfahrdaten eine neue Sichtweise, erlaubt eine zielgerichtetere Auslegung und bringt letztlich Verbesserungspotentiale hinsichtlich der Bewertungskriterien mit sich.

Die Arbeit erstreckt sich thematisch von der Auswertung und Interpretation realer Kundendaten über die Ableitung auslegungsrelevanter Kenngrößen bis hin zur bedarfsgerechten Antriebsauslegung sowie zur Simulation und ganzheitlichen Systembewertung. Ziel ist es, die Vergleichbarkeit zu einem aktuellen Entwicklungsantrieb herzustellen und das erwähnte Effizienzpotential aufzuzeigen und zu quantifizieren. Überdies wird durch die Bewertung von Kosten, Gewicht und Volumen die praktische Umsetzbarkeit der Antriebstechnologie sichergestellt und somit das Ausweisen utopischer Potentiale verhindert.

Im Kontext dieser gesamtheitlichen Bewertung werden ausschließlich relative Deltas angegeben. Dies ist in der Tatsache begründet, dass keine Absolutwerte über interne Entwicklungsarbeiten kundgetan werden dürfen.

Im übergeordneten Sinne werden im Rahmen dieser Arbeit eine Reihe von Methoden zur Zielerreichung genutzt. Der wissenschaftliche Mehrwert dieser Forschungsarbeit entsteht dabei einerseits durch neu eingeführte Methoden und Anwendung bestehender Methoden sowie andererseits durch den erwähnten, disruptiven Ansatz zur Antriebsauslegung. Im Folgenden werden einige Arbeiten auf diesem Themengebiet vorgestellt und deren thematische Abgrenzung zu dieser Arbeit dargelegt.

Die Analyse realer Kundenfahrdaten bringt einen kundennahen Ersatzzyklus hervor. In der Literatur befassen sich eine Reihe von Arbeiten mit der Konstruktion zusammengesetzter Zyklusprofile. Zunächst stellt [DNE08] zusammenfassend einen Gesamtüberblick über etablierte Methoden zur synthetischen Zykluskonstruktion vor. Derer werden vier unterschiedliche Kategorien aufgeführt: Micro-Trip-Ansätze, segmentbasierte Zykluskonstruktion, Zykluskombination anhand von Musterklassifizierung und modale Zykluskonstruktion.

Die vier Ansätze unterscheiden sich dabei hinsichtlich ihrer Auswahlkriterien, dem Verfahren der Aneinanderreihung sowie ihres spezifischen Anwendungsgebiets.

1. Erstgenannter Ansatz unterteilt Zeitverläufe in kürzere Abschnitte, sogenannte Micro-Trips. Die Auswahl geeigneter Micro-Trips erfolgt zufällig, anhand spezifischer, modaler Eigenschaften oder einer Mischung aus diesen beiden [ADC⁺93]. Die Herausforderungen, die bei der erneuten Zusammensetzung dieser Micro-Trips entstehen, werden in Kapitel 3 thematisiert. Im Gegensatz zur Methode in dieser Arbeit erfolgt hier keine weitere Unterteilung in Teilabschnitte.
2. Demgegenüber zeichnen sich segmentbasierte Zykluskonstruktionen durch Kategorisierung der Fahraktivität nach Straßentyp und Verkehrsbedingung aus. Segmente sind dabei Abschnitte unterschiedlicher Straßentypen in den Geschwindigkeitsprofilen. Die Auswahl der Segmente erfolgt analog zum Micro-Trip-Ansatz. Anwendung findet dieses Verfahren hauptsächlich in anlagenspezifischen Geschwindigkeitskorrekturzyklen der US-Umweltschutzbehörde (EPA). Eine solche Kategorisierung sieht die Methode in dieser Arbeit nicht vor.
3. Bei der Musterklassifizierung werden Kinematik-Sequenzen ähnlich der Micro-Trips zu heterogenen Zyklusklassen zusammengefasst. Durch Schätzung von Wahrscheinlichkeiten werden aus den Kinematik-Sequenzen zufallsgenerierte Zyklen zusammengesetzt. Dieses Vorgehen stellt keine geeignete Methodik im Kontext dieser Arbeit dar.
4. Letztgenannte Methode basiert auf der Gruppierung modaler Fahrsequenzen (z. B. Beschleunigung, Fahrt oder Verzögerung) und der Ermittlung deren Wahrscheinlichkeit des Auftretens. Die Kombination modaler Ereignisse dient der Zykluskonstruktion, indem Fahraktivitäten als Markov-Kette modelliert werden. Auch von diesem Vorgehen unterscheidet sich der methodische Ansatz dieser Arbeit.

Mit der Idee, durch eine bedarfsgerechte Fahrzeugauslegung neue Potentiale zu erschließen, verfolgt [Pfr15] zwar ein ähnliches Ziel, jedoch weisen Weg und Umsetzung größere Unterschiede auf. Im Gegensatz zur vorliegenden Arbeit werden in [Pfr15] drei als Beispiel dienende Fahrzyklen aufgebaut, die das Fahrverhalten mit Elektrofahrzeugen im gemischten, städtischen und Überlandbetrieb widerspiegeln. Diese empirischen Zyklen setzen sich aus repräsentativen Streckenabschnitten der vorliegenden Datenbasis zusammen. Die Datenbasis enthält einen Strecken-Mix zeitdiskreter Signalverläufe, analog zu den Zeitreihendaten in

dieser Arbeit (siehe Abschnitt 2.4.1 ab Seite 53). Für den Aufbau der Zyklen werden 13 Bewertungsparameter definiert, so z. B. durchschnittliche Geschwindigkeit und Beschleunigung, prozentuale Anteile von Stillstand und Konstantfahrt sowie Anzahl von Wechsel zwischen Beschleunigung und Verzögerung. Für jeden dieser 13 Parameter wird eine Verteilungsstatistik erstellt und alle betrachteten Zyklen, die in diesen Statistiken extreme Ausreißer darstellen, aus der Zyklenbildung ausgeschlossen. Durch diese Vorgehensweise kann auf jene Zyklenabschnitte geschlossen werden, welche unter den betrachteten Zyklen den repräsentativen Kern darstellen. Dieses methodische Vorgehen weist signifikante Unterschiede zu der Methode der vorliegenden Arbeit auf, in der keine statistischen Mittel oder prozentualen Anteile miteinander abgeglichen, sondern stattdessen Statistiken realer Kundendaten zugrunde gelegt werden. Auf die Methode als solche wird in Kapitel 3 ab Seite 61 genauer eingegangen.

Als Teil einer Dissertation zum Thema Auslegung autarker Hybridantriebe durch Skalierung von Antriebskomponenten und Fahrstrategieoptimierung beschäftigt sich [DF20] ebenso mit der Auswertung von Kunden-Belastungskollektiven. Zunächst werden Dauerlaufdaten in Micro-Trips und diese in vier Fahrumgebungen (Urban Low, Urban High, Extra-Urban, Highway) sowie drei Fahrstiltypen (mild, average, aggressive) eingeteilt. Je nach Fahrumgebung und Fahrstil resultiert aus der Aneinanderreihung von Micro-Trips ein neuer Fahrzyklus, dessen Charakteristik erfasst und durch Abgleich mit Kunden-Belastungskollektiven (BLK) anhand eines Faktors gewichtet wird. Diese Gewichtung dient der Kundenprognose. Demgegenüber findet in dieser Arbeit keine Klassifizierung von (Teil-)Zyklen in unterschiedliche Fahrumgebungen oder Fahrstile statt, da eine solche Clusterung hier nicht zielführend wäre. Stattdessen ist die Fahrumgebung völlig offen, da der Algorithmus vollständige, nicht weiter unterteilte Zeitreihen derart aneinanderreicht, dass die Verteilungsstatistik des neu generierten Fahrzyklus derer des Kundenbetriebs durch methodische Reduzierung der Abweichung möglichst nahe kommt. Somit findet auch keine Aufteilung ganzer Zeitreihen in Micro-Trips statt. Auch der Fahrstil hat in dieser Arbeit keinen Einfluss, da durch die statistischen Kundendaten alle Kunden und dadurch auch alle Fahrstiltypen erfasst werden. Für die schlussendliche Effizienzbewertung unter Einsatz der Gesamtfahrzeugsimulation wird die Bedatung des Fahrerreglers immerzu gleich belassen. Demnach erfolgt keine Unterscheidung unterschiedlicher Fahrstile.

Darüber hinaus weist auch [Tew20] Parallelen zur vorliegenden Arbeit auf, indem repräsentative Fahr- und Batterielastzyklen für batterieelektrische Fahrzeuge abgeleitet und entwickelt werden. Zu Grunde liegen hierfür Messungen von 175 Realfahrzeugen, welche über zwei Jahre im Betrieb als Dienstwagen und in gewerblichen Flotten betrieben wurden. Dadurch stellen sie zwar reale Nutzerfahrprofile dar, welche jedoch im Gegensatz zu Kunden-BLKs weder marktübergreifend bzw. weltweit funktionieren noch die Breite des Kundenverhaltens vollständig erfassen. Statistische Nutzungsmerkmale, wie etwa die Fahrdauer, definieren Zielvorgaben hinsichtlich Länge und Dauer der zu generierenden Zyklen. Diese Merkmale dienen überdies auch der Clusterung von Zyklenabschnitten in homogene Gruppen. Letztlich sieht die Methode vor, mittels eines stochastischen Ansatzes einen synthetischen Fahrzyklus zu erstellen. Hierfür kommen sogenannte Markov-Ketten zum Einsatz, wobei es sich um einen Prozess zur Prognose über die zukünftige Wahrscheinlichkeitsverteilung der einzelnen Zustände handelt [Dö18, S. 224]. Durch die Berechnung von Übergangswahrscheinlichkeiten kann, basierend auf einem Ausgangszustand, auf ein synthetisches Geschwindigkeitsprofil geschlossen werden. Trotz Validierung dieses finalen Zyklus mit der Datenbasis sowie Zyklen aus der Literatur stellt diese Methode keine adäquates Vorgehen für die Zielsetzung dieser Arbeit dar.

Zwecks optimaler Konzeptauslegung elektrifizierter Fahrzeugantriebsstränge verfolgt [Wei17] den Ansatz, einen frühzeitigen Technologievergleich unterschiedlicher Antriebsarchitekturen zu ziehen, mit dem Ziel, anhand spezifischer Komponenten- und Systemeigenschaften bereits in der frühen Entwicklungsphase elektrifizierter Antriebe einen Konzeptentscheid zu treffen. Dabei wird mit hybriden und rein batterieelektrischen Antriebssträngen sowie solchen mit Brennstoffzellen ein breites Spektrum an Antriebstechnologien in Betracht gezogen. Die gewählte Methodik beschränkt sich hingegen auf die Auswahl bestehender Antriebskomponenten aus einer Komponentenbibliothek sowie deren Skalierung und Optimierung für entsprechende Anforderungen. Diese Komponentenbibliothek stellt hierbei eine Art Baukasten dar. Dabei liegen Fokus und Ziel auf der Abbildung wechselseitiger Beeinflussung der verschiedenen Antriebskomponenten, beispielsweise durch die Skalierung von Verbrennungs- und Elektromotor im hybriden Verbund. Demgegenüber beschränkt sich die vorliegende Arbeit auf batterieelektrische Traktionsantriebe. Dabei wird durch eine Kunden-Anforderungsanalyse, eine vollumfängliche Auslegung der Antriebskomponenten sowie einer ganzheitlichen Systembewertung hingegen ein breiteres Themenfeld adressiert und eine höhere Detaillierungstiefe erreicht.

Weiterhin besteht in der Literatur eine Vielzahl an unterschiedlichen Ansätzen für energieoptimale Regelungen elektrischer Antriebssysteme. So befassen sich beispielsweise [GWC09], [GCE99] und [EGE10] mit verlustminimalen Drehmomentverteilungen während des Bremsens. Darüber hinaus erweitert [SZL11] die Ansätze von [EGE10] und [GCE99] für elektrische 4x4-Antriebssysteme mit Fokus auf einer optimalen Bremskraftverteilung und berücksichtigt dabei auch Aspekte wie Fahrdynamikregelung und Gewährleistung der Fahrstabilität. Demgegenüber stellt [Eck14] einen Ansatz zur energieoptimalen Fahrdynamikregelung am Beispiel radindividueller Antriebe vor, bezieht sich dabei jedoch auf die Fahrzeugquerdynamik und deren Potentiale.

Dem methodischen Ansatz einer multikriteriellen Bewertung von elektrischen Antrieben widmet sich auch [HZC⁺22]. Dabei bezieht sich die Analyse jedoch ausschließlich auf die Traktionsmaschine. Im Kern der Beurteilung werden die Einflussfaktoren auf Effizienz, Leistungsfähigkeit und Haltbarkeit anhand unterschiedlicher E-Maschinen-Technologien thematisiert. Beispielsweise werden die Abhängigkeiten der Effizienz einer elektrischen Maschine von deren Kosten und Größe herausgearbeitet. Die gesamtheitliche Bewertung in dieser Arbeit nimmt demgegenüber eine breitere Perspektive ein, betrachtet den gesamten elektrischen Antriebstrang und berücksichtigt zusätzliche Größen wie Volumen, Kosten und Gewicht.

Soweit bekannt verfolgt keiner die Marktwettbewerber elektrischer Pkw-Antriebssysteme eine Antriebsstrategie, die eine konsequente Aufteilung in einen Effizienz- und einen Performanceantrieb in der Art vorsieht, wie im Kontext dieser Arbeit angedacht. In der Literatur lassen sich hierzu keine Hinweise finden, die auf eine solche Antriebsphilosophie hindeuten.

2 Grundlagen und Stand von Technik und Wissenschaft

2.1 Auslegungsprozess von Gesamtantriebssystemen

Der im eigenen Bereich des Auftraggebers etablierte Entwicklungsprozess von Antriebssystemen erstreckt sich über mehrere Jahre und verschiedene, aufeinander aufbauende Phasen in der Vor- und Serienentwicklung. Während in der Vorentwicklung basierend auf zu erfüllenden Anforderungen unterschiedlichste Antriebskonzepte entworfen, ausgelegt und bewertet werden, beschäftigt sich die Serienentwicklung im Anschluss mit deren Ausarbeitung, Applikation und Serienreife. Aus der Erprobung bestehender Fahrzeuge im Dauerlauf werden wichtige Erkenntnisse gesammelt und für den Entwicklungsprozess neuer Antriebe zurückgespielt. Der konzeptionelle Entwicklungsprozess im Rahmen der Vorentwicklung wird hier nun weiter beleuchtet.

Dabei stellt die Anforderungsanalyse den ersten Schritt dar. Diese inkludiert eine Sammlung an Anforderungen anhand von Gesetzgebung, Strategie, Wettbewerbern, Vertrieb, Fertigung, Fahrzeugparametern und Funktionalität. Für den daran anschließenden Auslegungsprozess des Antriebsstrangs gehen aus der Anforderungsanalyse vor allem Zielvorgaben hinsichtlich Effizienz, Funktionalität, Kosten, Integration und Modularität des Antriebs hervor. Die bereits erwähnten Erkenntnisse aus der Dauerlauferprobung dienen als Grundlage für die nächste Antriebsgeneration. Beispielsweise werden aus ihnen Ziele für die Leistungsfähigkeit zukünftiger Antriebe abgeleitet und diese um kritische Sonderlastfälle wie z. B. Anfahrmanöver bei geringer Traktion in der Steigung ergänzt. Daten über die Nutzung der Antriebe im realen Kundenbetrieb stellen derzeit hingegen keinen Teil des Anforderungsmanagements im eigenen Bereich dar.

Daran anknüpfend erfolgt der Prozess des System-Design, in welchem unterschiedliche Antriebsstrangkonzepete, Technologien und Topologien evaluiert und vergleichend gegenüberge-

stellt werden. Dabei hat das System-Design stets als Ziel, den bestmöglichen Kompromiss aus Effizienz, Performance, Kosten, Gewicht und Bauraum zu finden. Dieser Zielkonflikt stellt ein multidimensionales Optimierungsproblem dar, welches aufgrund der hohen Komplexität nicht automatisiert gelöst werden kann. Stattdessen werden die daraus resultierenden Herausforderungen bei der Antriebsauslegung iterativ gelöst, d. h. durch Konzeptionierung, Auslegung, Bewertung und letztlich Rückspielen der Erkenntnisse erfolgt die bestmögliche Annäherung an ein Optimum. Je nach Zielanwendung des Antriebs variiert dieses Optimum: Während Antriebe im unteren bis mittleren Leistungssegment das Ziel maximaler Effizienz für den Kunden verfolgen, steht bei leistungsstarken Aggregaten eine hohe Performance im Fokus.

2.2 Elektrischer Traktionsantrieb in Kraftfahrzeugen

2.2.1 Aufbau und Energiefluss

Als Traktionsantrieb wird die Gesamtheit aller Komponenten bezeichnet, die in Kraftfahrzeugen der Leistungserzeugung und -übertragung auf die Räder dient. Dabei sind die Begriffe Traktionsantrieb, Antriebsstrang und Antriebssystem im Rahmen dieser Arbeit als äquivalent definiert und haben folglich die gleiche Bedeutung. Grundlegend setzen sich elektrische Traktionsantriebe aus den folgenden Komponenten zusammen:

- Inverter
- Elektrische Maschine
- Getriebe/Übersetzung

Wie schematisch in Abbildung 2.1 auf Seite 35 dargestellt, wird dem Energiespeicher, welcher im Rahmen dieser Arbeit nicht zum Traktionsantrieb zählt, im motorischen Betrieb bzw. Zug elektrische Energie entnommen, vom Inverter umgewandelt und der elektrischen Maschine, auch Traktionsmaschine genannt, zugeführt. Die Maschine wandelt diese elektrische weiterhin in mechanische Energie um, welche über das Getriebe bis zu den Rädern geführt wird. Als Getriebe ist im Kontext dieser Arbeit der Verbund aus Übersetzungsstufe und Differential zu verstehen. Das Untersetzungsgetriebe passt dabei die Maschinendrehzahl an die deutlich niedrigere Raddrehzahl an. Im Generatorbetrieb, auch Schub genannt, erfolgt dieser Energiefluss in umgekehrter Richtung, die sogenannte Rekuperation.

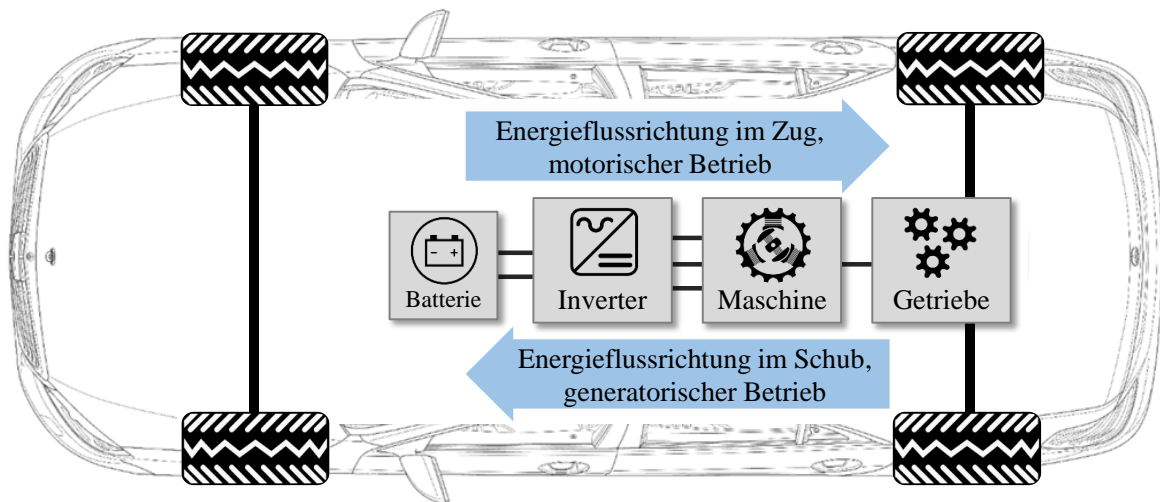


Abbildung 2.1: Komponenten und Energiefluss im elektrischen Traktionsantrieb

Für die Systemauslegung im Rahmen dieser Arbeit umfasst die Systemgrenze der Betrachtung ausschließlich die Komponenten Inverter, Traktionsmaschine und Getriebe. Diese Komponenten werden hierbei bedarfsgerecht ausgelegt und beeinflussen somit das Gesamtantriebssystem. Komponenten außerhalb dieser Systemgrenze wie die Hochvolt-Batterie werden folglich nicht berücksichtigt. Auch werden keine detaillierten Aussagen über weitere Entwicklungsthemen wie Kühlung, Hydraulik, Sensorik oder Lebensdauer getroffen, da diese außerhalb des Betrachtungsbereichs liegen. Aufgrund der Vielzahl an unterschiedlichsten Technologien der genannten, betrachteten Komponenten befassen sich die folgenden Abschnitte nur mit den im Rahmen dieser Arbeit infrage kommenden Technologietypen.

2.2.2 Inverter

Der Inverter gehört zu den Stromrichtern und stellt das bindende Glied zwischen Energiespeicher und Traktionsmaschine dar. Aufgrund der unterschiedlichen Stromsysteme dieser beiden angrenzenden Komponenten wird dem Inverter die Aufgabe der komponentenspezifischen Anpassung von Strom und Spannung zuteil. Wie aus Abbildung 2.2 auf Seite 36 hervorgeht, bleibt die Stromart bei Gleichstrom- oder Wechselstrom-Umrichtern gleich und es erfolgt ausschließlich eine Veränderung von Spannungsniveau, Frequenz oder Amplitude. Bei automobilen Anwendungen bedarf es zusätzlich einer Wandlung der Stromart zwischen dem Gleichstromsystem (DC, Direct Current) von Energiespeichern und dem Wechselstrom-

system (AC, Alternating Current) üblicher Drehfeldmaschinen. Folglich werden durch den Inverter neben Stromart auch Stromstärke, Spannung und Frequenz verändert und je nach Energieflussrichtung gleich- oder wechselgerichtet. Damit wird der Energiefluss im Gesamtsystem steuerbar, was für Elektroantriebe in Fahrzeugen erforderlich ist und überdies eine hohe Dynamik ermöglicht. Weiterhin deckt der Inverter auch Schutz- und Überwachungsfunktionen ab.

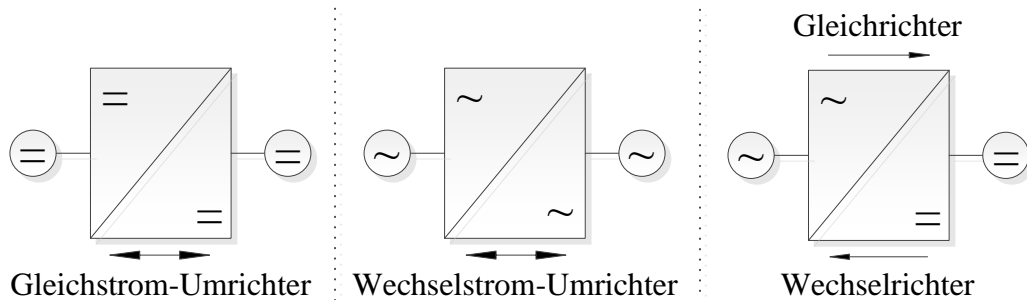


Abbildung 2.2: Energieumformung mit Stromrichtern, angelehnt an [Sch12]

Im Inverter elektrischer Traktionsantriebe erfolgt im motorischen Betrieb die Umwandlung von Gleich- in Wechselstrom für die Traktionsmaschine. Dabei werden durch die Steuerung von Spannung und Frequenz die Kenngrößen Drehzahl und Drehmoment an der elektrischen Maschine bedarfsgerecht geregelt [Pau16]. Zur Verzögerung kann die Traktionsmaschine beitragen, indem sie als Generator fungiert und mechanische in elektrische Energie umwandelt, die dann durch den Inverter gleichgerichtet und der Batterie zugeführt wird. Elektrische Antriebssysteme sind somit rückspeisefähig, das heißt Bremsenergie kann mittels Rekuperation zurückgewonnen und dem Energiespeicher zugeführt werden. Dieser bidirektionale Energiefluss ist für elektrische Antriebe charakterisierend und ermöglicht erst das wechselseitige Zusammenspiel von Inverter, Energiespeicher und Traktionsmaschine. [Sch12]

Verluste im Inverter

Verluste entstehen im Inverter sowohl im geschlossenen Zustand als auch während des Umschaltens durch die Schaltungselemente, die der Energiewandlung dienen. Im sperrenden Zustand ist die Spannung maximal und der Stromfluss Null. Im leitenden Zustand hingegen sind die Schalter geschlossen, somit der Stromfluss maximal und die Spannung nahezu Null [Sta16]. Letztgenannte ist in der Realität nicht exakt Null und es fallen sehr geringe Durchlassverluste an, welche jedoch näherungsweise vernachlässigbar sind. Durch den Stromfluss

treten zudem Leitungsverluste auf. Diese steigen aufgrund der Proportionalität von Strom und Drehmoment mit der Last an und sind folglich lastabhängig. Aufgrund der endlichen Umschaltzeit zwischen leitendem und sperrendem Zustand des Schalters fallen Schaltverluste an, die mit der Schaltfrequenz ansteigen. Eine niedrige Schaltfrequenz reduziert zwar die Schaltverluste im Inverter, eine hohe Frequenz reduziert aber Oberschwingungen und Pendelmomente und ist folglich einem runden Lauf der Traktionsmaschine dienlich [Pau16]. Die Schaltfrequenz des Inverters muss mit steigender Drehzahl erhöht werden, da mit niedriger Frequenz keine hohen Drehzahlen der Maschine erreicht werden können. Überdies treten trotz Aussetzen der Taktung des Inverters noch geringe Standby-Verluste auf. Insgesamt sind Inverterverluste somit vorwiegend drehmomentabhängig und nur geringfügig drehzahlabhängig. Die Verlustleistung wird durch die Leitungsverluste dominiert und steigt folglich mit dem Drehmoment an. Abbildung 2.3 zeigt die genannten Verlustanteile anhand des schematischen Energieflusses im motorischen Betrieb.

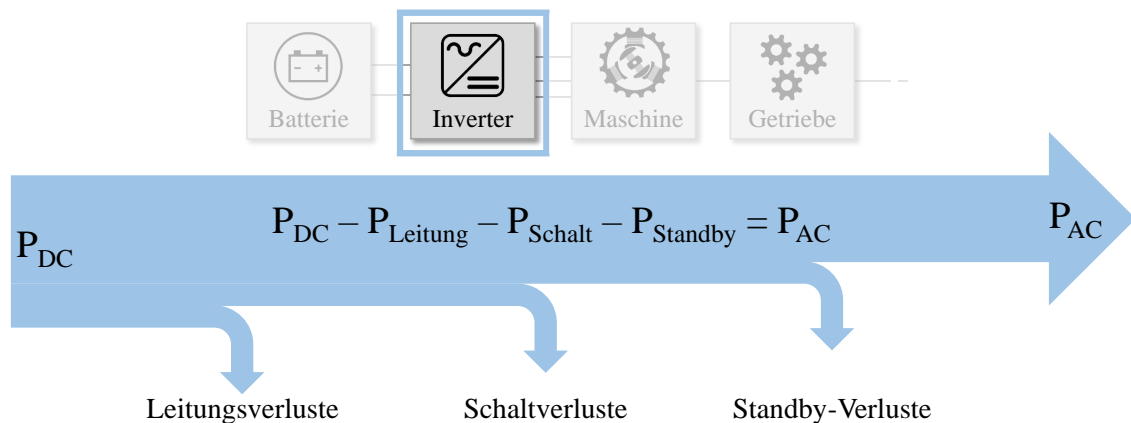


Abbildung 2.3: Verlustanteile im Inverter, angelehnt an [Mar20]

2.2.3 Elektrische Maschine

Bei elektrischen Maschinen (EM) handelt es sich prinzipiell um Energiewandler. Im motorischen Betrieb wird elektrische in mechanische Energie umgewandelt, im Generatorbetrieb erfolgt diese Energiewandlung umgekehrt. Im Gegensatz zu konventionellen Antriebsaggregaten sind elektrische Maschinen daher in der Lage, kinetische Energie von Triebstrang, Rädern und Fahrzeug während des Bremsens zurückzugewinnen.

Der Funktionsweise elektrischer Maschinen können unterschiedliche, elektromagnetische Mechanismen dienen, wovon als Beispiel im Folgenden die Lorentzkraft und die Reluktanz erläutert werden. Die Lorentzkraft stellt das Grundprinzip für magnetisch und elektrisch erregte Maschinen dar. Erstere verfügen über Permanentmagnete, bei letzteren erzeugen stromdurchflossene Leiter ein Magnetfeld. In beiden Fällen wird durch Wechselwirkung mit einem weiteren, äußeren Magnetfeld eine senkrecht wirkende Anziehungs- bzw. Abstoßungskraft, die sogenannte Lorentzkraft, induziert und durch Hebelwirkung ein Drehmoment generiert. Während Gleichstrommaschinen zur permanenten Rotation auf die Umpolung der Stromflussrichtung mittels Kommutator angewiesen sind, nutzen Wechsel- oder Drehstrommaschinen das kontinuierlich veränderliche Drehfeld des Stators zur Rotordrehung. Erstgenannte eignen sich aufgrund von Verschleiß und den daraus resultierenden, regelmäßigen Wartungsintervallen weniger für automobiler Traktionsantriebe [ZCG17] und werden folglich nicht weiter thematisiert.

Alternativ kann auch der magnetische Widerstand, die sogenannte Reluktanz, zur Rotationsbewegung des Rotors genutzt werden. Das Bestreben nach minimaler Reluktanz induziert die Reluktanzkraft, die den Rotor in Rotation versetzt. Durch Drehbewegung wird der Abstand von Stator und Rotor und dadurch auch der magnetische Widerstand reduziert. Steht der Rotor parallel zu den Feldlinien, ist die maximale Induktivität bzw. minimale Reluktanz erreicht.

Steuerkennlinie und Proportionalitäten

Am Beispiel einer permanenterregten Synchronmaschine stellt Abbildung 2.4 auf Seite 39 den Zusammenhang von Drehmoment M , magnetischem Fluss Φ , Leistung P , Frequenz f , Spannung U und Strom I als Funktionen über der Drehzahl n dar. Anhand einer solchen Steuerkennlinie sind folgende Proportionalitäten auszuweisen:

$$f \sim n \quad (2.1)$$

$$\Phi \sim M \sim \frac{U}{f} \quad \text{für } : n < n_N \quad (2.2)$$

$$M \sim \frac{1}{n} \quad \text{für } : n > n_N \quad (2.3)$$

Die Rotordrehzahl kann gemäß Gleichung (2.1) über die Frequenz gesteuert werden. Zu unterscheiden sind die beiden Drehzahlbereiche Ankerstell- und Feldschwächbereich. Im Ankerstellbereich sind Maximaldrehmoment und Fluss, die sich gemäß Gleichung (2.2) zueinander

Rotor bei Asynchronmotoren im motorischen Betrieb langsamer und im generatorischen Betrieb schneller als das Drehfeld. Die auf die Statorfrequenz bezogene Drehzahldifferenz wird als Schlupf bezeichnet und ist für Asynchronmotoren charakteristisch [RS11]. Erst durch den Schlupf kann ein Drehmoment erzeugt werden. Bei geringen Drehzahldifferenzen zwischen Rotor und Statorfeld verhält sich das Drehmoment proportional zum Schlupf, bei größeren Drehzahldifferenzen ist dieser Zusammenhang nichtlinear.

Zur weiteren Klassifizierung von Synchronmaschinen kann der magnetische Fluss in radialer oder axialer Richtung herangezogen werden, wodurch entsprechend zwischen Radialflussmaschinen (RFM) und Axialflussmaschinen (AFM) zu differenzieren ist. Abbildung 2.5 zeigt eine Gegenüberstellung beider Maschinentechnologien - Im Rahmen dieser Arbeit wird jedoch ausschließlich die RFM betrachtet.

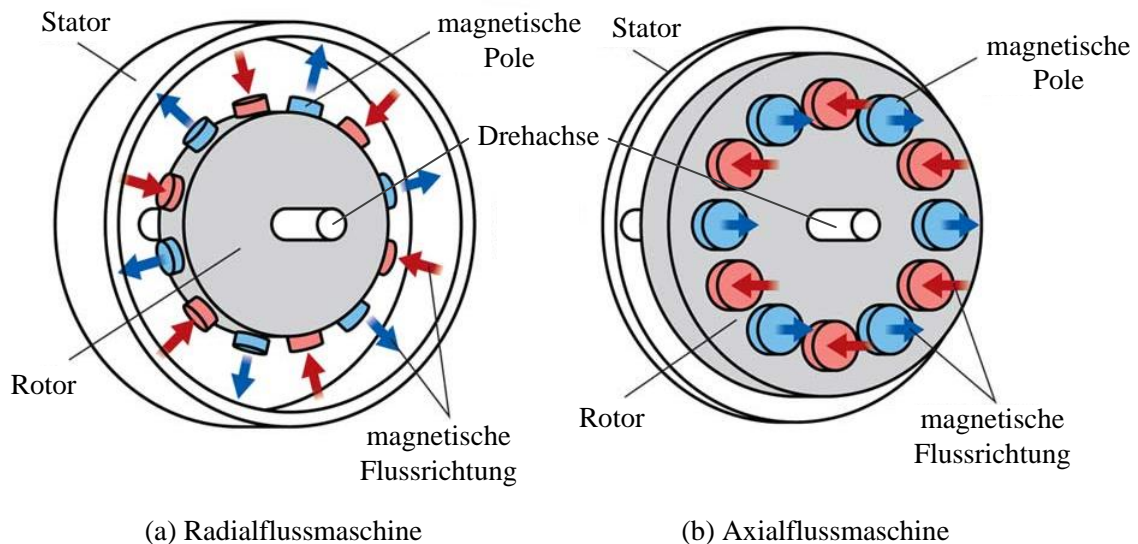


Abbildung 2.5: Gegenüberstellung von Radialflussmaschine in (a) und Axialflussmaschine in (b), angelehnt an [ML19] und [Jen21]

Abbildung 2.6 stellt im Folgenden die genannten Maschinentechnologien vergleichend gegenüber. Im Bereich der Traktionsantriebe sind Synchronmaschinen etabliert. Es wird zwischen solchen mit und ohne Permanentmagneten differenziert. Neben der permanentenerregte Synchronmaschine (PSM) und der Drehstrom-Asynchronmaschine (ASM) führt die Gegenüberstellung weiterhin auch die geschaltete Reluktanzmaschine (SRM) und die fremderregte Synchronmaschine (FSM) auf [GKS⁺22].

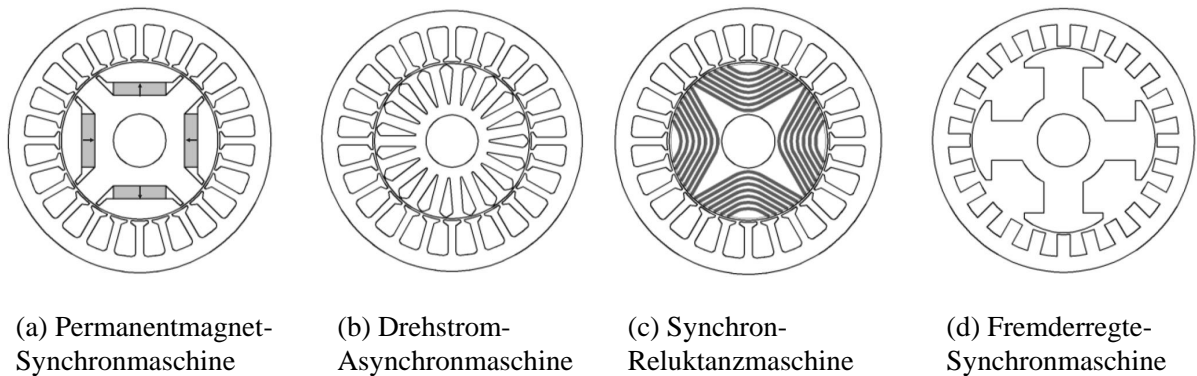


Abbildung 2.6: Querschnitte unterschiedlicher elektrischer Maschinen, angelehnt an [ZCG17]

Die PSM, dargestellt in Abbildung 2.6a, weist eine gute Performance mit einem hohen Wirkungsgrad im niedrigen bis mittleren Drehzahlbereich auf. Bei höheren Drehzahlen nimmt dieser aufgrund der erhöhten Eisenverluste im Stator durch das permanente Magnetfeld des Rotors jedoch ab. Großen Einfluss auf die Effizienz haben die Permanentmagnete, deren Masse sich für statische Betriebspunkte größtenteils proportional zur maximal möglichen Effizienz der Maschine verhält. Grund hierfür ist, dass ein Anstieg der Magnetmasse eine Reduktion des Stroms und dadurch eine Reduktion der Verluste ermöglicht. Damit erreicht die PSM auch eine hohe volumetrische und gravimetrische Leistungs- und Drehmomentdichte. Die Verfügbarkeit der in Magneten enthaltenen Seltenen Erden ist hingegen kritisch zu betrachten. [ZCG17][SFK⁺21]

Demgegenüber gilt die ASM in Abbildung 2.6b als robust, wartungsarm und die Rohstoffverfügbarkeit Seltener Erden entfällt. Der Wirkungsgrad bei niedrigen Drehzahlen ist aufgrund der Rotorverluste geringer als bei der PSM, bei höheren Drehzahlen ist die ASM energieeffizienter. Bei vergleichbarer Leistung zur PSM benötigt die ASM zudem mehr Aktivvolumen, folglich ist auch die Leistungsdichte geringer. [SFK⁺21]

Die in Abbildung 2.6c abgebildete SRM bringt eine einfache und robuste Bauweise mit sich. Der Rotor setzt sich nur aus Elektrolech zusammen und verfügt über keine Permanentmagnete. Aufgrund der fehlenden Erregung im Rotor sind Wirkungsgrad und Leistungsdichte geringer als die der PSM. Eine hohe Drehmomentwelligkeit sorgt überdies für Geräusche und Vibrationen und kann höchstens durch spezielle Regelungsstrategien reduziert werden. [Par22]

Im Gegensatz zur PSM verfügt die in Abbildung 2.6d abgebildete FSM nicht über Permanentmagnete, das Magnetfeld wird indes mit einer stromdurchflossenen Spulenwicklung induziert. Die Stromübertragung erfolgt entweder über verschleißbehaftete Schleifringe oder mittels Induktion. Hinsichtlich Effizienz wie auch Leistungs- und Drehmomentdichte ist die FSM verglichen mit der PSM im Nachteil. Ebenso stellt die Wärmebildung im Rotor und das daraus resultierende Kühlkonzept Herausforderungen dar, weshalb die mögliche Dauerleistung bei dieser EM-Technologie häufig eingeschränkt ist. [Lu18][Die14][Gun22]

Verluste in Traktionsmaschinen und deren Abhängigkeit

Auftretende Verluste innerhalb der elektrischen Maschine beeinflussen direkt die Effizienz. Diese kann anhand des Wirkungsgrades bemessen werden, welcher allgemein als das Verhältnis von Nutzen zu Aufwand definiert ist. Aufgrund von Verlusten liegt der Wirkungsgrad immer unter 100 %.

Wie die Gleichungen (2.4) und (2.5) zeigen, ergibt sich der Wirkungsgrad η_{EM} aus der elektrischen Leistung P_{AC} , der mechanischen Leistung $P_{mech,EM}$ sowie der Summe der Verlustleistungen $P_{V,EM}$ der Traktionsmaschine. Letztere sind dabei auch im generatorischen Bereich positiv definiert. Je nach Energieflussrichtung, die durch den motorischen oder generatorischen Betrieb beeinflusst wird, kehrt sich dieses Verhältnis um.

$$\eta_{EM,mot} = \frac{P_{mech,EM}}{P_{AC}} = \frac{P_{AC} - P_{V,EM}}{P_{AC}} \quad (2.4)$$

$$\eta_{EM,gen} = \frac{P_{AC}}{P_{mech,EM}} = \frac{P_{mech,EM} - P_{V,EM}}{P_{mech,EM}} \quad (2.5)$$

Einen Überblick über die Verlustbestandteile elektrischer Maschinen gibt [RMK⁺21], grob lassen sie sich jedoch in mechanische, elektrische sowie magnetische Anteile untergliedern, wie Abbildung 2.7 schematisch im motorischen Betrieb zeigt.

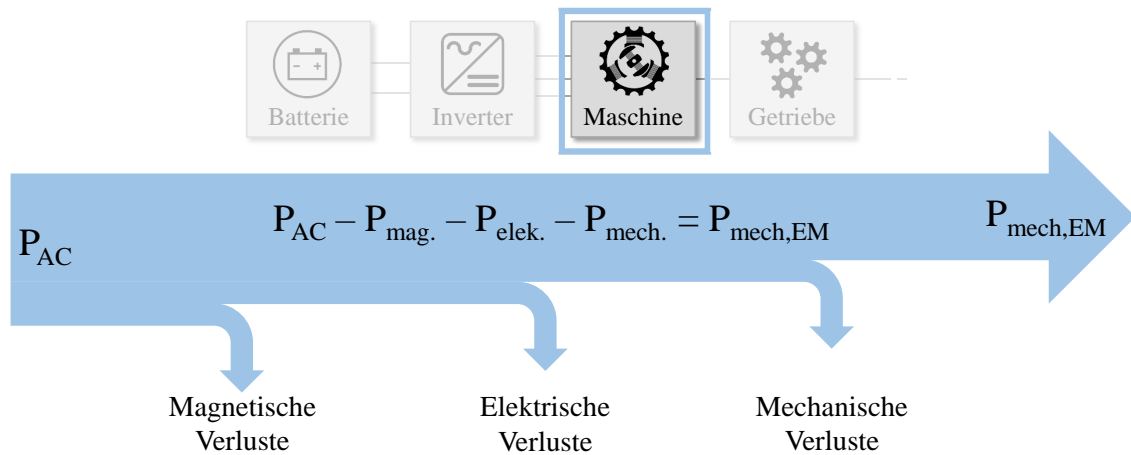


Abbildung 2.7: Verlustanteile der Traktionsmaschine, angelehnt an [Mar20]

Mechanische Verluste treten am Rotor auf und sind in der Regel stark drehzahlabhängig. Sie umfassen Reibungsverluste durch Lagerstellen und Verwirbelungen der Luft im Luftspalt. Reibungsverluste entstehen zudem auch bei den Bürsten von fremderregten Synchronmaschinen.

Am Beispiel einer PSM werden weiterhin elektrische und magnetische Verlustanteile erläutert. Elektrische oder auch ohmsche Verluste treten vor allem in den Kupfer-Wicklungen des Stators auf und sind abhängig von Widerstand und Strom. Diese Verlustanteile sind in der Regel stark drehmomentabhängig.

Magnetische Verluste setzen sich aus Hysterese- oder Wirbelstromverlusten zusammen. Durch induzierte Ströme im Eisenkern des Rotors entstehen aufgrund von Änderungen des magnetischen Flusses Wirbelstromverluste, die zu Wärmebildung führen [Bau18]. Durch Ummagnetisierung des ferromagnetischen Materials im Rotor kommt es zu Hystereseverlusten. Diese Verlustanteile steigen tendenziell mit der Drehzahl an.

Allgemein ist die Abhängigkeit dieser genannten Verlustanteile von Drehzahl und Drehmoment jedoch stark durch die Maschinenteknologie und die individuelle Auslegung bedingt. Je nach Maschinenkonzept können die Anteile durch geeignete Auslegung beeinflusst werden.

2.2.4 Getriebe

Getriebe werden auch als Kennungswandler bezeichnet und dienen der bedarfsgerechten Anpassung von Drehzahl und Drehmoment. Während Antriebsaggregate einige hundert Newtonmeter (Nm) an Drehmoment und Drehzahlen im Bereich von einigen tausend Umdrehungen pro Minute (1/min) stellen können, erfordert der Normalbetrieb eines Fahrzeugs am Rad Drehmomente von einigen tausend Newtonmetern und Drehzahlen von hingegen nur einigen hundert Umdrehungen pro Minute. Abhilfe schaffen hierbei Getriebe, indem Drehzahl n und Drehmoment M entgegengesetzt gewandelt werden. Gemäß Gleichung (2.6) bleibt die mechanische Leistung P_{mech} des Antriebs, abgesehen von anfallenden Getriebeverlusten, dabei konstant.

$$P_{mech} = \frac{2 \cdot \pi}{60} \cdot M \cdot n \quad (2.6)$$

Die Größen Drehzahl und Drehmoment stehen folglich in einem antiproportionalen Verhältnis zueinander. Die Umwandlung von Drehzahl und Drehmoment wird allgemein als Übersetzung i bezeichnet und ist gemäß Gleichung (2.7) als Drehzahl- oder Drehmoment-Verhältnis zwischen Antriebs- und Abtriebsseite definiert. Die hier dargestellte Drehmomentenbeziehung ist vereinfacht und vernachlässigt die Verluste.

$$i = \frac{n_{Antrieb}}{n_{Abtrieb}} = \frac{M_{Abtrieb}}{M_{Antrieb}} \quad (2.7)$$

Übersetzungsverhältnisse von $i > 1$ reduzieren die Abtriebsdrehzahl und erhöhen gleichermaßen das Abtriebsdrehmoment. Ein solches wird auch als Untersetzung bzw. Übersetzung ins Langsame betitelt und ist kennzeichnend für kleine Gänge. Demgegenüber steigt die Drehzahl am Abtrieb bei einer Übersetzung von $i < 1$ an und das abtriebsseitige Drehmoment sinkt entsprechend. Hierbei ist auch von einer Übersetzung ins Schnelle die Rede. Eine Übersetzung von $i = 1$ wird als direkter Gang bezeichnet.

Verglichen mit konventionellen Antrieben weisen elektrische Maschinen ein deutlich breiteres Drehzahlband auf. Dies sowie die Fähigkeit, bereits ab Drehzahl Null maximales Drehmoment zu stellen, macht es elektrischen Antrieben im normalen Anwendungsbereich möglich, auf Mehrganggetriebe zu verzichten. Damit werden Verluste im Triebstrang reduziert, sowohl durch weniger Radsätze als auch Schaltvorgänge. Aufgrund der Möglichkeit zum Vier-Quadranten-Betrieb der elektrischen Maschine muss getriebetechnisch kein Rückwärtsgang realisiert werden.

Konstruktive Umsetzung

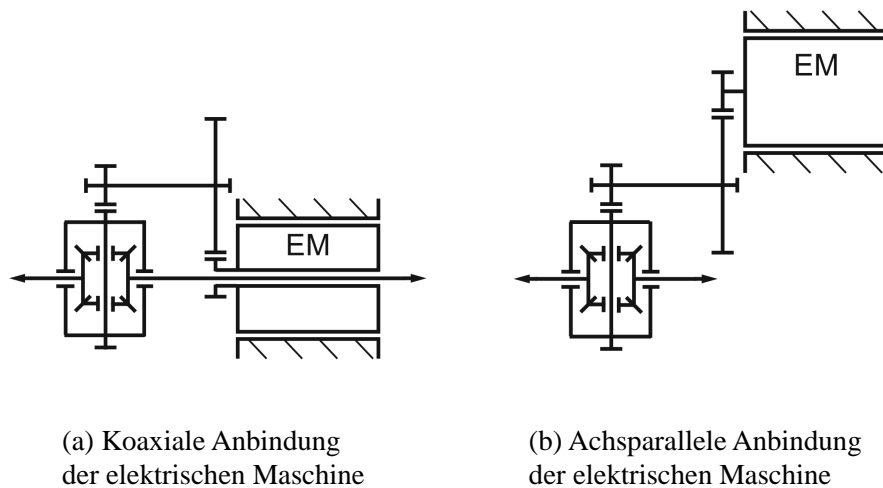


Abbildung 2.8: Gegenüberstellung konstruktiver Getriebekonzepte im Strichschema, angelehnt an [NBRWN19]

Wie in Abbildung 2.8 dargestellt, werden Getriebe in elektrischen Traktionsantrieben konstruktiv zumeist entweder koaxial zu Rotorwelle und Fahrzeugachse oder parallel zur Fahrzeugachse ausgeführt. Im Falle koaxialer Bauweise, entsprechend Abbildung 2.8a, verläuft die Antriebswelle des Rades durch die als Hohlwelle ausgeführte Rotorwelle des Motors [NBRWN19]. Dabei wirkt sich die kompaktere Bauform ggü. der achsparallelen Konstruktion, entsprechend Abbildung 2.8b, vorteilhaft hinsichtlich des Packagings aus. Demgegenüber sind koaxiale Getriebe für Hochdrehzahl-Antriebskonzepte eher ungeeignet, da die Antriebswelle entsprechend im Durchmesser aufbaut, wodurch erhöhte Fliehkräfte entstehen.

Verluste im Getriebe und deren Abhängigkeit

Verluste in Getrieben setzen sich größtenteils aus Verzahnungs- und Lagerverlusten zusammen, wie Abbildung 2.9 schematisch anhand des Energieflusses im motorischen Betrieb zeigt.

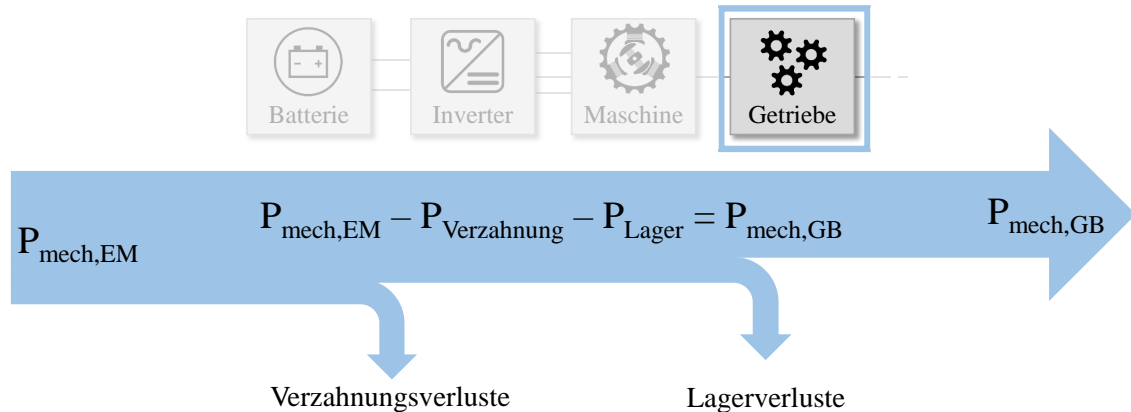


Abbildung 2.9: Verlustanteile im Getriebe, angelehnt an [Mar20]

Durch die Zahneingriffe der Gangräder entstehen Reibungsverluste, die vorwiegend lastabhängig sind. Als Folge der Ölflutung des Getriebegehäuses und der darin rotierenden Bauteile treten weiterhin Plansch- und Quetschverluste durch Tauchschmierung auf. Sie steigen mit der Drehzahl an und sind lastunabhängig. Ebenso treten lastabhängige Reibungsverluste an sämtlichen Lagerstellen auf. Die Schmierungsverluste der Lager hingegen sind drehzahlabhängig. In [Rei19] werden die einzelnen Verlustanteile im Detail erläutert. Überdies treten eine Reihe weiterer Verluste in Getrieben auf, so etwa durch Dichtungen, Synchronisierung und auch Nebenaggregate [NBRWN19]. Je nach Getriebeausführung, Übersetzungsverhältnis oder auch Öltemperatur können diese Verlustanteile jedoch beeinflusst werden und somit stark unterschiedlich ausfallen.

Zur Reduktion von Schleppverlusten elektrischer Traktionsantriebe im inaktiven Betriebszustand dient eine weitere, üblicherweise dem Getriebe zugeordnete Komponente. Mittels einer Trennkupplung, auch Disconnect Unit (DCU) genannt, wird der Antrieb bedarfsgerecht vom Drehmomentfluss abkoppelt und dadurch auftretende Schleppverluste auf ein Minimum reduziert. Damit sorgt eine DCU für eine Verbrauchsreduktion gegenüber einem Antrieb ohne DCU [XKK⁺23]. Während des Kupplungsvorgangs treten z. B. durch Drehzahlsynchronisierung oder Reibung beim Einkuppeln kurzzeitig Verluste auf, im eingekoppelten Zustand werden durch das Vorhandensein der DCU jedoch keine zusätzlichen Verluste erzeugt.

2.3 Gesamtfahrzeug

Im Kontext der Systemauslegung fügt sich der elektrische Traktionsantrieb im übergeordneten Sinne als Teil des Gesamtfahrzeugs ein. Bei ganzheitlicher Betrachtung müssen auf dieser Ebene weiterhin noch die Radbremsen und der auf die Karosserie einwirkende Fahrwiderstand berücksichtigt werden. Zur Abbildung komplexer Zusammenhänge von Antriebskomponenten im Verbund des Gesamtfahrzeugs dient eine Simulationsumgebung. Durch Modellierung aller Fahrzeugkomponenten kann das dynamische Systemverhalten realitätsnah abgebildet werden.

2.3.1 Bremsen

Durch Umkehr der Energieflussrichtung können elektrische Maschinen im Generatorbetrieb negative Drehmomente stellen. Ein solches Drehmoment wirkt verzögernd und die gewonnene Energie wird dem Energiespeicher zugeführt. Dieser Betriebszustand wird als Rekuperation (vgl. Abschnitt 2.2 ab Seite 34) bezeichnet.

Die Rekuperation unterliegt jedoch einigen Restriktionen, kann also nur unter bestimmten Voraussetzungen und nur zu einem gewissen Grad eingesetzt werden. Grund für diese Einschränkung ist u. a. die elektrische Maschine, die analog zum motorischen Betrieb auch generatorisch nur Drehmomente bis zur Grenzkennlinie stellen bzw. aufnehmen kann (siehe Drehmomentgrenze in Abbildung 2.4 auf Seite 39). Bei sehr geringen Drehzahlen ist verlustbedingt keine Energierückgewinnung möglich. Stattdessen müsste für einen solchen Betriebspunkt von der elektrischen Maschine sogar Energie aufgebracht werden, was aus Effizienzgründen nicht sinnvoll ist. Auch weitere Triebstrangkomponenten wie Getriebe oder Energiespeicher können durch mechanische oder elektrische Grenzen die Rekuperation einschränken. Daher verfügen Elektrofahrzeuge trotz der Fähigkeit von elektrischen Traktionsantrieben, Bremsmomente zu realisieren, über hydraulische Bremsen.

Ebenso können die Traktionsgrenzen der Fahrzeugachsen die Rekuperation limitieren. Durch Bremsverzögerung kommt es aufgrund der Trägheit des Fahrzeugaufbaus zum Eintauchen der Vorderachse und Anheben der Hinterachse, einer sogenannten Nickbewegung. Diese dynamische Achslastverschiebung sorgt für Mehrbelastung der Vorderräder und gleichermaßen Entlastung der Hinterräder [Zho21]. Zur Sicherung des Stabilitätskriteriums der Fahrzeugachsen muss mit zunehmender Verzögerung die Bremsbalance angepasst werden. Andernfalls droht das Überbremsen der Fahrzeugachse und damit ein Blockieren der Räder: Bei

blockierender Vorderachse ist das Fahrzeug nicht mehr lenkbar, bleibt jedoch richtungsstabil, wohingegen blockierende Hinterräder zu instabilen Fahrzuständen führen und kleinste Lenkbefehle das Fahrzeug zum Schleudern bringen.

Die maximal mögliche Bremsung und damit auch Rekuperation der Hinterachse ggü. der Vorderachse ist somit eingeschränkt. Je nach Antriebsart auf Vorder- oder Hinterachse kommt es folglich bei starker Bremsverzögerung zur Reduktion der möglichen Rekuperation.

2.3.2 Fahrwiderstand

Fahrwiderstandskräfte wirken entgegen der Antriebskraft des Triebstrangs. Zur Fahrt mit konstanter Geschwindigkeit muss der Fahrwiderstand, bestehend aus Luft- und Rollreibung sowie ggf. Steigung, kompensiert werden. Bei Beschleunigungsvorgängen muss überdies die Massenträgheit von Fahrzeug, rotierendem Antriebsstrang, Bremsen und Rädern überwunden werden. Die Fahrwiderstandskräfte lassen sich gemäß der Gleichungen (2.8) für den Rollwiderstand, (2.9) für den Luftwiderstand und (2.10) für den Steigungswiderstand berechnen.

$$F_{Roll} = m_{Fzg} \cdot g \cdot f_R \cdot \cos(\alpha) \quad (2.8)$$

$$F_{Luft} = \frac{\rho_{Luft}}{2} \cdot A_{Fzg} \cdot c_W \cdot v_{Fzg}^2 \quad (2.9)$$

$$F_{Steig} = m_{Fzg} \cdot g \cdot \sin(\alpha) \quad (2.10)$$

Der Rollwiderstand F_{Roll} als einzig berücksichtigter Anteil der Radwiderstände ist näherungsweise geschwindigkeitsunabhängig und setzt sich im Wesentlichen aus der Fahrzeugmasse m_{Fzg} , der Erdbeschleunigung g und dem Rollwiderstandskoeffizient f_R zusammen. Darüber hinaus wird dieser Widerstand durch den Steigungswinkel α in Radiant (rad) beeinflusst - Im Falle von Steigung oder Gefälle nimmt die Rollreibung aufgrund der Winkellage von Normal- und Gewichtskraft ab.

Der aerodynamische Widerstand F_{Luft} ist abhängig von der Dichte der Luft ρ_{Luft} , der Fahrzeugstirnfläche A_{Fzg} und dem Luftwiderstandsbeiwert c_W . Er steigt bei Windstille überdies quadratisch mit der Fahrzeuggeschwindigkeit v_{Fzg} an.

Der Widerstand durch Steigung F_{Steig} geht, ähnlich dem Rollwiderstand F_{Roll} , aus Fahrzeugmasse, Fallbeschleunigung und Steigungswinkel hervor. Im Unterschied zur Rollreibung nimmt diese Widerstandskraft jedoch bei Steigung zu und wird im Gefälle sogar negativ.

Gleichung (2.11) definiert die Summenwiderstandsleistung $P_{W,Sum}$ als Produkt aus Fahrzeuggeschwindigkeit v_{Fzg} und der Summe aller Fahrwiderstandskräfte F_W .

$$P_{W,Sum} = v_{Fzg} \cdot \sum_{n=1}^N F_W(n) \quad (2.11)$$

Dadurch erhöht sich die Abhängigkeit von der Geschwindigkeit für die Widerstandsleistungen jeweils um eine Potenz. Somit sind die Leistungen von Roll- und Steigungswiderstand jeweils linear abhängig von der Fahrzeuggeschwindigkeit, die des Luftwiderstands nimmt hingegen kubisch, d. h. mit der Potenz dritten Grades, über der Geschwindigkeit zu.

2.3.3 Dynamische Gesamtfahrzeugsimulation

Fahrdynamik-Regelung und Abbildung des Systemverhaltens

Zur Abbildung des dynamischen Fahrverhaltens von Gesamtfahrzeugen kommt eine Simulation der Fahrzeug-Längsdynamik zum Einsatz. [Sit13] gibt einen Überblick über mögliche Ansätze für Simulationsumgebungen und deren Unterscheidungsmerkmale. Die hier eingesetzte Software-in-the-Loop (SIL)-Simulation ist als Vorwärtssimulation mit geschlossenem Regelkreis (Closed-Loop) aufgebaut. Im Gegensatz zu offenen Regelkreisen (Open-Loop) erfolgt eine Rückführung des Ausgangssignals, wodurch das System auf Änderungen des Eingangssignals reagieren und Störeinflüsse ausregeln kann. Eine Vorwärtssimulation ermöglicht eine realitätsnahe Abbildung des dynamischen Fahrbetriebs und ist daher für die durchgeführten Untersuchungen in Abschnitt 6.3.3 ab Seite 140 erforderlich. Zur Modellierung des Gesamtsystems dienen nichtlineare Differentialgleichungen, die das dynamische Systemverhalten wiedergeben. Abbildung 2.10 stellt den strukturellen Aufbau eines Regelkreises dar.

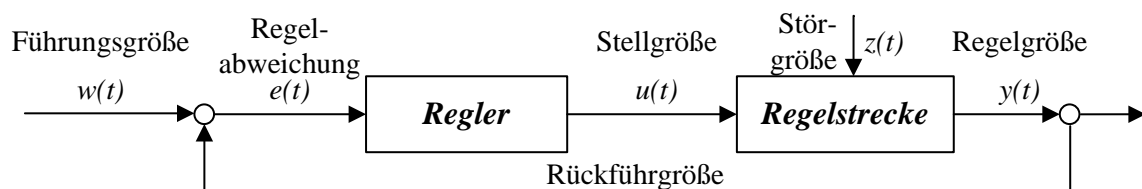


Abbildung 2.10: Struktureller Aufbau eines Regelkreises

Demnach erfolgt zunächst die Vorgabe einer Führungsgröße $w(t)$, welche dem Geschwindigkeitssignal eines vorgegebenen Fahrzyklus entspricht. Die Regelabweichung $e(t)$ ergibt sich laut Gleichung (2.12) als Differenz aus Führungs- und Regelgröße $y(t)$ und beschreibt die Abweichung der Ist- zur Soll-Geschwindigkeit.

$$e(t) = w(t) - y(t) \quad (2.12)$$

Die Regelabweichung als Input für den Regler wird als Betätigung der Pedale durch den Fahrer interpretiert. In der Ebene ist dessen Positivanteil proportional zum erforderlichen Drehmoment, der Negativanteil gibt Bremseneingriffe wieder. Der Regler überführt dieses Signal in die sogenannte Stellgröße $u(t)$, welche unter Einfluss von Störgrößen $z(t)$ letztlich die Regelgröße $y(t)$ darstellt. Durch Rückführung der Regelgröße ist der Regelkreis in der Lage, die Regelabweichung selbstständig auszuregeln, den Einfluss von Störgrößen zu minimieren und schließlich das gewünschte Systemverhalten wiederzugeben.

Ein Regelkreis stellt im Allgemeinen ein Übertragungssystem dar, welches der Umwandlung eines Eingangs- in ein Ausgangssignal dient. Dabei definiert die Übertragungsfunktion die Art der Signalumwandlung und beschreibt mathematisch, wie das System auf eine sprunghafte Anregung reagiert. Neben mehreren möglichen Instabilitätszuständen ist prinzipiell zwischen zwei stabilen Sprungantworten zu differenzieren.

Wie in Abbildung 2.11 auf Seite 51 dargestellt, zeigt die zeitverzögerte Sprungantwort entweder einen sukzessiven Anstieg oder ein überschwingendes Verhalten des Ausgangssignals. In erstgenanntem Fall entspricht die Sprungantwort einem zeitlich proportionalen Übertragungsverhalten erster Ordnung, einem sogenannten PT1-Verhalten, und äußert sich in einem degressiven Signalverlauf. Demgegenüber weist ein PT2-Glied ein Übertragungsverhalten zweiter Ordnung auf, welches durch einen überschwingenden Signalverlauf charakterisiert ist. Das Ausgangssignal ist oszillatorisch gedämpft und pendelt sich abhängig vom Dämpfungsgrad um den Endwert ein.

Die vorliegende Simulationsumgebung weist ein PT1-Verhalten auf. Vergleichbar mit der Funktionsweise eines Tempomats nähert das Regelsystem die durch den Fahrzyklus vorgegebene Soll-Geschwindigkeit permanent an.

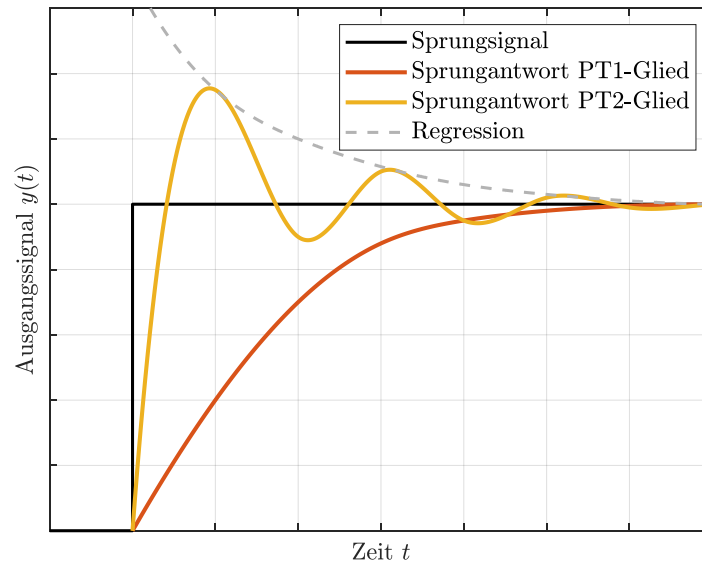


Abbildung 2.11: Systemverhalten von PT1- und PT2-Glied anhand der Sprungantworten

Simulationsumgebung zur Modellierung der Fahrzeuglängsdynamik

Gemäß des in Abbildung 2.10 auf Seite 49 dargestellten Regelkreises erfolgt der Aufbau der Gesamtfahrzeugsimulation. Zentrales Merkmal ist dabei wie beschrieben die Rückführung der Regelgröße, welche im Falle dieser Längsdynamiksimulation der Fahrzeuggeschwindigkeit entspricht. Abbildung 2.12 auf Seite 52 zeigt den schematischen Aufbau der Simulationsumgebung.

Die Fahranforderung geht aus dem jeweiligen Lastfall hervor. Hierfür kommen Fahrzyklen zum Einsatz (vgl. Abschnitt 2.4.3 ab Seite 55), die aus zeitabhängigen Geschwindigkeits- und Höhenprofilen zusammengesetzt sind. Diese Eingangssignale beeinflussen die Fahrwiderstände und definieren die fahrdynamischen Anforderungen des Lastfalls, welche simulativ durch den Fahrerregler umgesetzt werden.

Im Fahrermodell werden Soll- und Ist-Geschwindigkeit zusammengeführt und die Regelabweichung als Differenz beider ermittelt. Der Regler reduziert die Regelabweichung durch die Stellgröße, welche als Betätigung von Fahr- und Bremspedal interpretiert werden kann. Damit regelt das Fahrermodell die erforderlichen Sollgrößen wie Antriebs- oder Verzögerungsmomente.

Die Betriebsstrategie stellt den Kern der Antriebssteuerung dar. Sie dient der Überprüfung von Sollgrößen zwecks Einhaltung von systembedingten Begrenzungen und regelt überdies die effiziente Betriebsweise des Antriebsstrangs. Ebenso steuert sie das Zusammenspiel von Rekuperation und hydraulischen Radbremsen.

Der Gesamtantrieb setzt sich aus der Batterie als beispielhafter Energiespeicher sowie dem Antriebsstrang bestehend aus den bekannten Antriebskomponenten Inverter, Traktionsmaschine und Getriebe zusammen. Die verlustbehafteten Komponenten sind kennfeldbasiert modelliert. Je nach Fahrzustand in Zug oder Schub wird die Energieflussrichtung umgekehrt. An den Rädern werden Antriebsgrößen und Fahrwiderstände miteinander verrechnet und das dynamische Fahrzeugverhalten abgebildet. Dabei wird auch die dynamische Radlastverteilung simuliert. Infolge von Beschleunigungen oder Verzögerungen kommt es aufgrund der Trägheit des Fahrzeugaufbaus zu Nickbewegungen und dadurch zu einer dynamischen Verschiebung der Achslastverteilung. Durch Rückführung der ermittelten Ist-Geschwindigkeit wird der Regelkreis geschlossen.

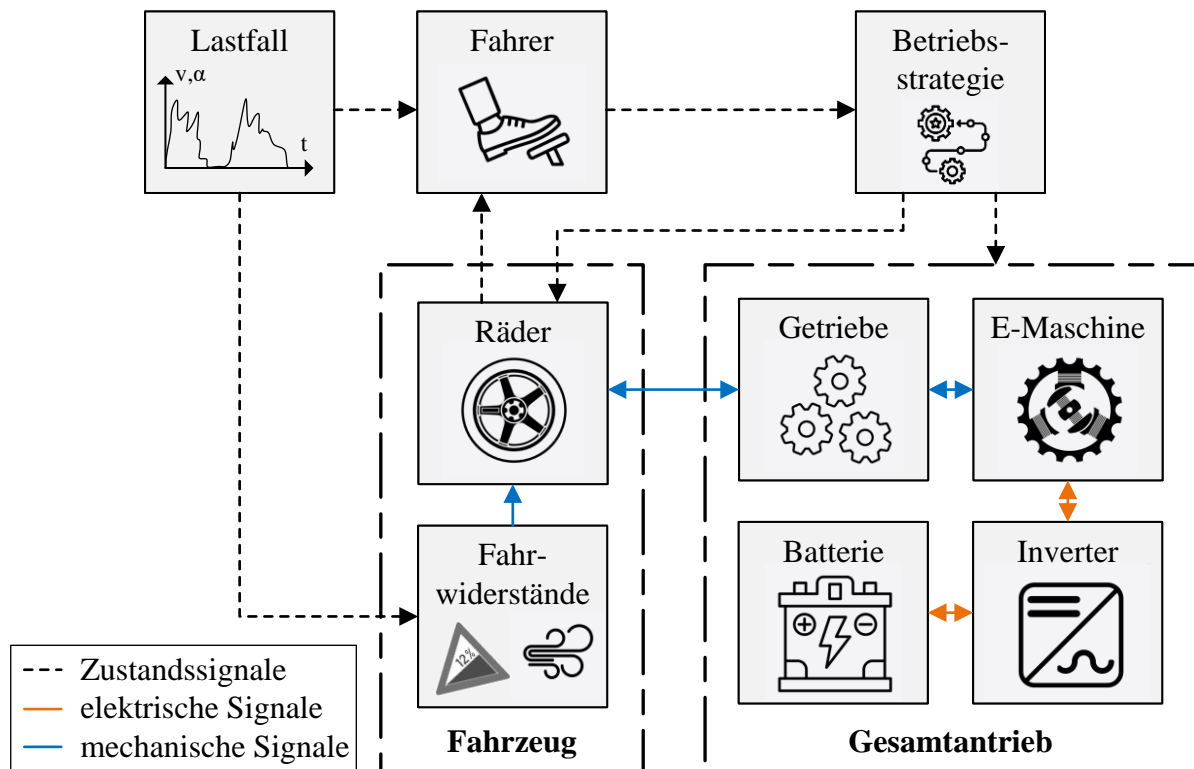


Abbildung 2.12: Schematischer Aufbau der Gesamtfahrzeugsimulation

2.4 Datengrundlage für das System-Design

Die für die Systemauslegung erforderliche Datengrundlage umfasst eine Vielzahl unterschiedlicher Informationen. Neben fahrzeugspezifischen Angaben werden auch Kennfelddaten der entsprechenden Antriebskomponenten herangezogen. Weiterhin kommen zweierlei Arten von Messdaten zum Einsatz: Einerseits gemessene Zeitreihen aus internen Erprobungsfahrten im Fahrzeugdauerlauf, andererseits ereignisbasierte Zählungen und daraus abgeleitete, statistische Häufigkeitsverteilungen im realen Kundenbetrieb. Überdies stellen Fahrzyklen einheitliche Lastfälle dar und gewährleisten dadurch die Vergleichbarkeit bei Systemsimulationen.

2.4.1 Zeitreihen aus der Dauerlauferprobung

Die interne Dauerlauferprobung beinhaltet Testfahrten, die zur Sicherstellung von Qualitätsansprüchen, Funktionalität oder auch Haltbarkeit dienen. So werden neben Innen- und Außenstadtfahrten auch Überland- und Autobahnstrecken gefahren. Ebenso zählen gezielte Bergstrecken mit anspruchsvollen Höhenprofilen oder Schlechtwegstrecken zum Erprobungsumfang. Darüber hinaus weisen einige der Fahrprofile sehr spezielle Muster auf, wie etwa Beschleunigungs- oder Verzögerungsmanöver sowie Konstant- oder auch Höchstgeschwindigkeitsfahrten.

Während solcher Testfahrten wird eine Vielzahl an Signalen als Zeitverläufe erfasst und aufgezeichnet. Dazu zählen u. a. mechanische Größen wie Drehzahlen, Drehmomente oder Leistungen sowie auch elektrische Signale wie Spannung oder Ströme. Deren Messung erfolgt zeitdiskret, d.h. alle Signale werden mit der gleichen zeitlichen Taktfrequenz von üblicherweise 10 Hz erfasst. Es findet also keine Interpolation zwischen vereinzelt Messpunkten statt.

Fahrprofile auf öffentlichen Straßen wie beispielsweise in Innenstädten, auf Landstraßen oder auf Autobahnen kommen der Charakteristik üblicher Kundenfahrten im Alltag sehr nahe. Demgegenüber weisen spezielle Testmanöver eher ein kundenuntypisches Muster auf. Die Zeitreihendaten unterscheiden sich untereinander folglich stark in ihrer Nähe zum realen Kundenverhalten und somit in ihrer Kundenrelevanz. Dieser Umstand und die Tatsache, dass vor allem hohe, kritische Belastungen in den Zeitreihen für die Auslegung von Antrieben entscheidend sind, führen bei einer Antriebsauslegung, die ausschließlich Zeitreihendaten aus der Dauerlauferprobung heranzieht, tendenziell zu einer Überdimensionierung von Antriebssystemen.

2.4.2 Kunden-Belastungskollektive

Während die direkte Aufzeichnung von Kundenfahrten aus Datenschutzgründen nicht erlaubt ist, sind Ereigniszählungen im realen Kundenbetrieb hingegen zulässig. Diese zeitlich kumulierten Zählungen werden als Belastungskollektive (BLK) bezeichnet und erfolgen im Steuergerät der Kundenfahrzeuge. Sie geben Aufschluss über Häufigkeit und Dauer des Auftretens bestimmter Ereignisse. Ein solcher Einblick in das Kundenverhalten birgt Informationen wie beispielsweise den prozentual-zeitlichen Anteil, in denen Kunden ihr Fahrzeug in bestimmten Geschwindigkeitsbereichen betreiben, oder etwa wie häufig ein Motorstart erfolgt. Das Fahrverhalten der Kunden im Allgemeinen stellt eine wertvolle Ressource für die Industrie dar, da hieraus wichtige Erkenntnisse über die Nutzung im Realbetrieb gewonnen und dadurch das Verständnis für die Anforderungen verbessert werden können. Die Signifikanz dieser auch als Big Data bezeichneten Datenvielfalt gewinnt in Zeiten der Digitalisierung und stetiger Steigerung von Hardwareleistung und Speicherplatz an Bedeutung [MCG21] [Con14] [Bit16] [ID19].

Anknüpfend an die genannten Beispiele zeigt Abbildung 2.13 im Folgenden exemplarisch eine 2D-Verweildauermatrix, die die Verteilung der Fahrzeuglängsbeschleunigung über der Fahrzeuggeschwindigkeit darstellt.

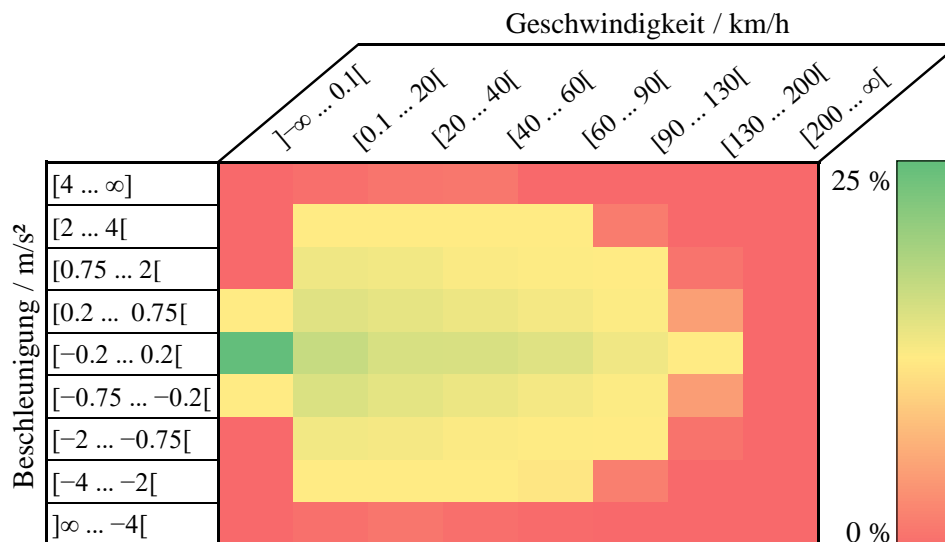


Abbildung 2.13: Beispielhafte Verweildauer-Klassifizierung im Kundenbetrieb [MGPK22]

Beide Dimensionen, Geschwindigkeit und Beschleunigung, sind hierbei klassifiziert und decken mit ihrer endlichen Klassenbreite folglich bestimmte Bereiche ab. Je feiner deren Granularität und je höher somit die Auflösung der Klassen, desto höher auch die mögliche Aussagegüte über das Kundenverhalten. Die prozentuale Häufigkeit je Klasse wird dabei durch die Farbskala repräsentiert. Zur Interpretation dieser Daten ist aufgrund deren Unschärfe in Form statistischer Häufigkeitsverteilungen ein methodisches Vorgehen erforderlich, welchem sich Kapitel 3 widmet.

2.4.3 Fahrzyklen

Fahrzyklen stellen für die industrielle Fahrzeugentwicklung standardisierte Lastfälle dar, die das Verkehrsgeschehen in der Stadt, auf Landstraßen und auf der Autobahn abbilden [Pfr15]. Als repräsentative Nutzungsszenarien dienen sie unterschiedlichen Zwecken, so etwa der Ermittlung von Kraftstoffverbrauch, CO₂-Emission und Reichweite zur Zertifizierung bzw. Homologation [Fec18]. Diese Lastprofile setzen sich aus Zeitverläufen von Geschwindigkeit und ggf. Höhe zusammen. Abbildung 2.14 auf Seite 56 stellt die Geschwindigkeitsverläufe von fünf Zyklen dar, welche im Rahmen dieser Arbeit untersucht werden. Anschließend zeigt Tabelle 2.1 auf Seite 56 die Eckdaten der fünf Zyklen im Überblick.

Der Zyklus Highway Fuel Economy Driving Schedule (HWFET), auch US-Highway, stellt eine kontinuierliche Autobahnfahrt dar. Die Höchstgeschwindigkeit beträgt dabei ca. 100 km/h, was den üblichen 60 mph amerikanischer Autobahnen entspricht. Dazwischen gibt es keine Stopps, daher liegt die Durchschnittsgeschwindigkeit auch relativ hoch.

Der Stadtzyklus New York City Cycle (NYCC) spiegelt Stop-and-Go Stadtverkehr wider, was vor allem am hohen Standzeitanteil von über 35 % ersichtlich ist. Insbesondere hohe Beschleunigungen und Antriebsmomente charakterisieren diesen Zyklus. Demgegenüber liegt die maximale Geschwindigkeit unterhalb des städtischen Höchstwerts von 50 km/h.

Die Fahrzyklen US06 und UDDS sind Teil des Federal Test Procedure (FTP) der amerikanischen Umweltschutzbehörde (EPA). Ersterer dient dabei der Abbildung dynamischen Fahrens bei erhöhter Geschwindigkeit mit hohen Beschleunigungen von über 3 m/s², zweiterer simuliert städtische Fahrbedingungen mit einem kurzzeitig höheren Geschwindigkeitsanteil [FTP23].

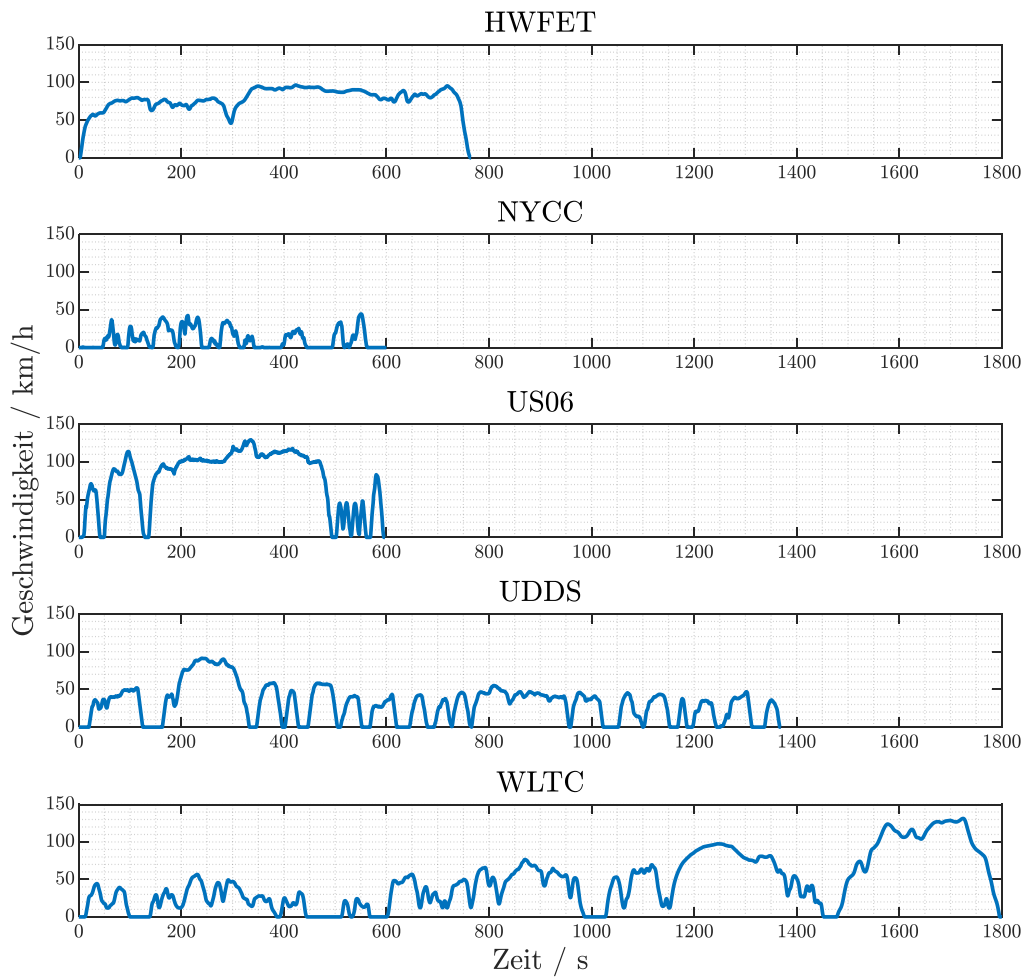


Abbildung 2.14: Geschwindigkeitsprofile der Fahrzyklen, [EPA22] [UNE12]

Tabelle 2.1: Fahrzyklen im Überblick

	HWFET	NYCC	US06	UDDS	WLTC
mttl. Geschwindigkeit \bar{v} / km/h	77,6	11,4	77,7	31,5	46,5
max. Geschwindigkeit v_{\max} / km/h	96,4	44,6	129,2	91,3	131,3
mttl. Beschleunigung \bar{a} / m/s ²	0,2	0,6	0,7	0,5	0,4
max. Beschleunigung a_{\max} / m/s ²	1,4	2,7	3,8	1,5	1,6
Dauer T / min	26	10	10	23	30
Distanz s / km	16,5	1,9	12,9	12,0	23,2
Standzeitanteil / %	0,5	35,3	6,1	18,9	12,4

Das 2017 eingeführte Prüfverfahren WLTP beinhaltet drei als WLTC bezeichnete Fahrzyklen und stellt im Vergleich mit früheren Testzyklen realistischere Prüfbedingungen dar [MB17]. Das Fahrprofil für Kraftfahrzeuge spiegelt dabei Stadt-, Überland- und Autobahnfahrt mit bis zu 130 km/h wider. Überdies zeichnet sich der Zertifizierungszyklus vor allem auch durch flexible Umgebungsbedingungen, wie etwa die freie Wahl von Reifen und Reifendruck oder der Berücksichtigung von Gewicht und Bordnetzbedarf, aus und hebt sich damit zum Teil von anderen Prüfverfahren ab [Vol23].

2.5 Methode zur zeitfensterbasierten Belastungsanalyse

Im Zuge der Antriebsauslegung ist die Absicherung der Komponenten von entscheidender Bedeutung. Diese umfasst thermische Belastungsspitzen, Wechsellasten und Lebensdauerabsicherung. Bei Erstgenannten ist vorwiegend deren Höhe und Dauer entscheidend. Zweitgenannte entstehen durch den Übergang von Lastspitzen zu Lastpausen und stellen damit Belastungen hinsichtlich Alterung dar. Letztgenannte ergeben sich aus der Häufigkeit von Maximalbelastungen. Damit wird sichergestellt, dass es zu keiner Überlastung der Komponenten kommt. Diesem Zweck dient die zeitfensterbasierte Belastungsanalyse von [Lin94], ebenso angewandt in [Pau16], [MGPK22] und [MMZ⁺23].

Durch Anwendung dieser Methode können maximal zulässige Spitzen- und Dauerlasten sowie deren Zeitkonstanten bestimmt werden. Diese Kennwerte gehen aus der Zeitwichtung der genannten Methode hervor. Neben einfachen Merkmalen eines Lastprofils wie Maxima, Minima, Effektivwert oder Verteilungsfunktion berücksichtigt die Zeitwichtung auch die Charakteristik der Belastung. Diese beschreibt zusätzlich Merkmale wie die zeitliche Abhängigkeit oder auch den Übergang zwischen Belastungsspitzen und -pausen. Überdies schafft die Zeitwichtung damit auch Vergleichbarkeit zwischen unterschiedlichen Lastfällen. Hierzu werden Zeitfenster kontinuierlich ansteigender Breite definiert und jeweils über den gesamten Zeitverlauf jedes Lastfalls in 0,1 s Schritten verschoben. Für jede Zeitfensterbreite und -position wird der Effektivwert (RMS, Root Mean Square) gebildet. Die maximal auftretenden Effektivwerte aller Zeitfenster über der Zeitfensterbreite bilden dann die zeitfensterbasierten Belastungsdauerkurven (ZBDK). Abbildung 2.15 auf Seite 58 zeigt diese ZBDKs am Beispiel zweier unterschiedlicher Lastfälle z_1 und z_2 aus [MGPK22]. Die einhüllende Kurve z_{max} stellt die kombinierte Maximalbelastung aus beiden Lastfällen dar.

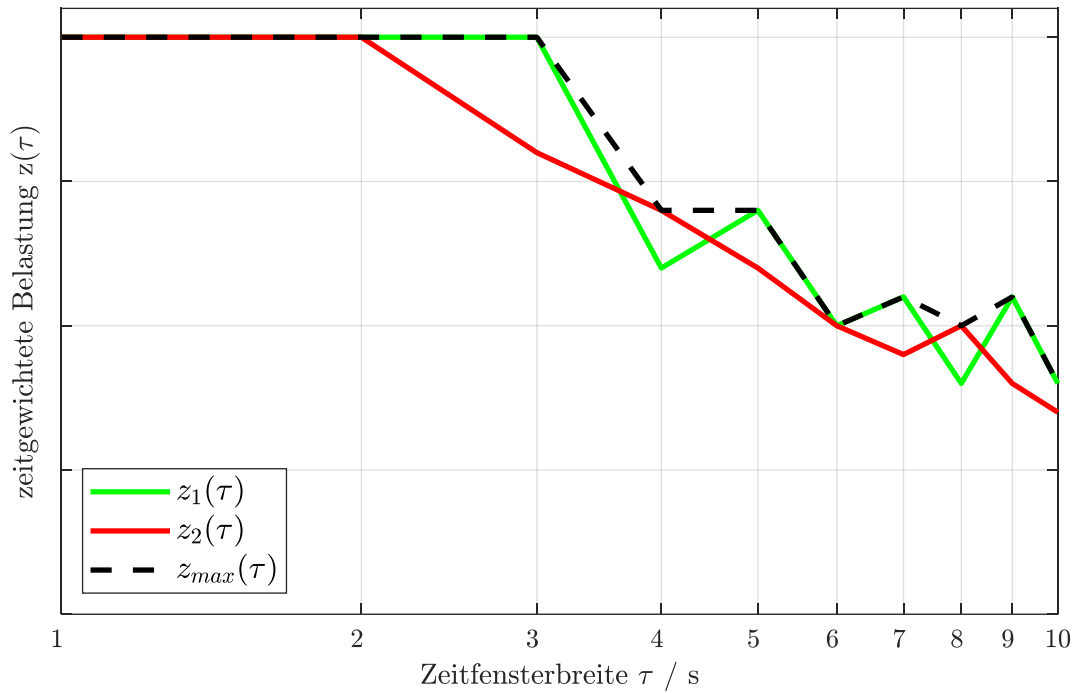


Abbildung 2.15: Beispielhafte zeitfensterbasierte Belastungsdauerkurve, aus [MGPK22]

Bei der Auslegung von Antriebssystemen sind vorwiegend Leistungen und Drehmomente die relevanten Kenngrößen, da diese die Leistungsfähigkeit des Antriebs bestimmen. Mithilfe dieser Methode können folglich Peak- und Dauerwerte für Leistung und Drehmoment abgeleitet werden, ebenso wie die dazugehörigen Zeitkonstanten, die die Dauer dieser Werte beschreiben. Insbesondere für Peakwerte sind die Zeitkonstanten von hoher Bedeutung, da Spitzenleistung und -drehmoment aus thermischen Gründen nicht dauerhaft zur Verfügung stehen.

Überdies ermöglicht die zeitfensterbasierte Belastungsanalyse mittels der Zeitfensterhäufigkeit (ZFH) auch Aussagen über die Korrelation von Dauer und Häufigkeit, mit der bestimmte Belastungen auftreten. Dadurch lassen sich statistische Verteilungen erzeugen, aus denen hervorgeht, wie häufig und kontinuierlich lange eine bestimmte Belastungsgröße abgerufen wird. Hierfür wird die ZFH über der Zeitfensterbreite aufgetragen, wie es Abbildung 2.16 auf Seite 59 beispielhaft darstellt. Anhand der exemplarischen Größe z zeigt dieses Diagramm die Effektivwerte oberhalb einer bestimmten Schwelle als RMS-Wert, hier 60.

Wie aus der Darstellung hervorgeht, ist $z_{rms,1}$ hinsichtlich Dauer und Häufigkeit größer als $z_{rms,2}$. Das bedeutet, dass das Zeitfenster τ_1 bei diesem Effektivwert länger ist sowie auch die Häufigkeit des Auftretens in diesem Lastfall einen höheren Anteil am Gesamtprozess hat. Insofern ist Lastfall z_1 für die Systemauslegung ausschlaggebend.

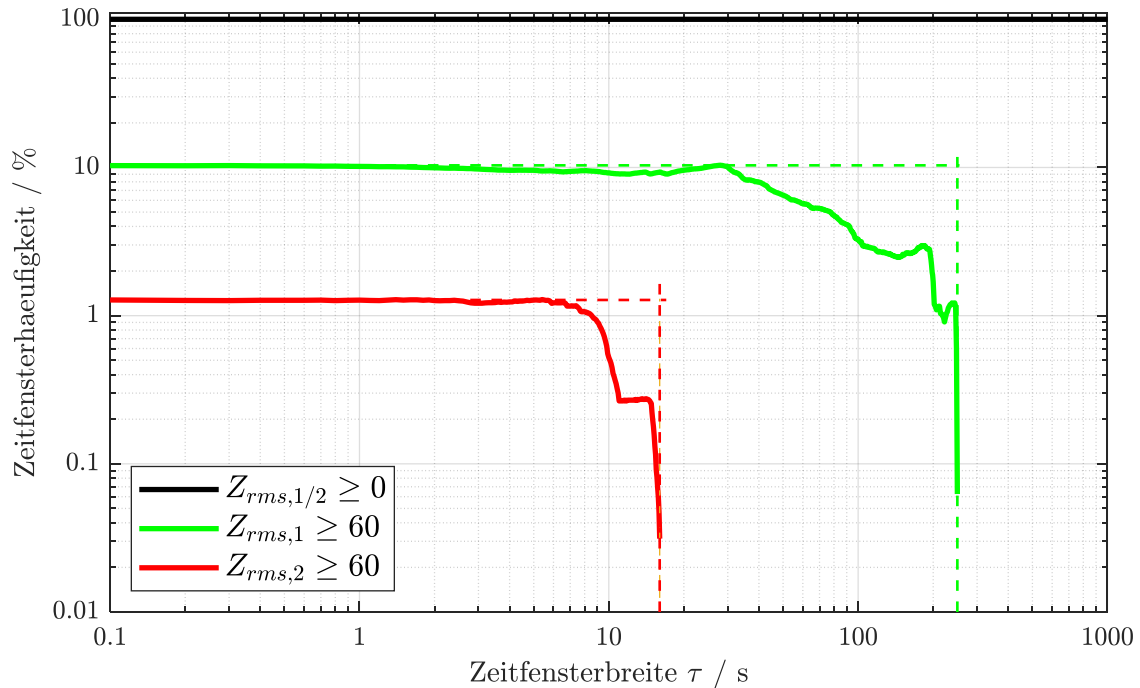


Abbildung 2.16: Beispielhafte Zeitfensterhäufigkeitskurve, aus [MGPK22]

Die ZBDK stellt letztlich die maximal auftretenden Effektivwerte über der Zeitfensterbreite dar. Die ZFH hingegen zeigt die zeitliche Häufigkeit oberhalb eines gewählten Schwellwerts der Effektivwerte. Die ZBDK ist folglich in der Darstellung der ZFH abzulesen: Die x-Achse ist gleich und die ZBDK ist lediglich in y-Richtung gestaucht oder gestreckt, da hier nun die Zeithäufigkeit anstatt der Effektivwerte aufgetragen ist. Ein Beispiel dafür folgt in Abschnitt 6.1.2 ab Seite 114.

Mithilfe solcher Analysen können Belastungen unterschiedlicher Länge, Intensität und Charakteristik verglichen und auslegungsrelevante Lastfälle identifiziert werden [MGPK22]. Die Kenntnis über Dauer und Häufigkeit ermöglicht letztlich die Absicherung der Lebensdauer durch Berücksichtigung bei der Antriebsauslegung. In Kombination mit besagten Spitzen- und Dauerlastwerten aus der Zeitwichtung wird dadurch auch die Absicherung von Thermik und Wechsellast realisiert.

3 Analysemethode für kundenrelevante Anforderungen an den Gesamtantrieb

3.1 Erkenntnisgewinn aus realen Kundendaten

Die im Folgenden dargelegte Kundendatenanalyse beruht auf dem in Abschnitt 1.1 ab Seite 21 erläuterten Umstand, dass zwischen Systemanforderungen, die aus Zeitreihendaten abgeleitet werden können, und solchen, die auf realen Kundenstatistiken basieren, eine Diskrepanz besteht. Diese Diskrepanz wirkt sich bei der Auslegung des elektrischen Antriebs auf alle Bereiche aus, so z. B. auf Effizienz, Performance, Kosten, Gewicht und Volumen. Diese Auswirkung birgt wiederum Verbesserungspotentiale in den genannten Bereichen und ist somit Anlass für die Analyse von Kundendaten.

Die Untersuchung von Kunden-Belastungskollektiven (BLK) dient der Erkenntnis über das Kundenfahrverhalten sowie der aus Kundensicht relevanten Anforderungen an den elektrischen Antrieb. Dabei steht vorwiegend der Schwerpunkt der Nutzeranforderungen im Fokus, also jener Kernbereich, in dem Kunden die meiste Zeit fahren. Wie aus dem Beispiel in Abbildung 2.13 auf Seite 54 hervorgeht, entspricht dieser Kernbereich einem summierten Zeitanteil von über 90 %, weshalb dieser Schwerpunkt als vorwiegend relevanter Kundenfahrbereich angesehen werden kann. Die hohe statistische Häufigkeit lässt die Interpretation zu, dass es sich bei diesen Anforderungen um den tatsächlichen Bedarf aus Kundensicht handelt. Die übrigen Anhäufungen in den Kundenstatistiken können beispielsweise als selten gefahrene Sonderlastfälle, Notfallsituationen oder auch jenes Kundenverhaltens gedeutet werden, die maximale Leistungsfähigkeit des Antriebs austesten zu wollen. Letztlich definiert der Kernbereich die Lage höchsten Wirkungsgrades des zu Beginn vorgestellten Effizienzantriebs, um häufige Fahransforderungen so effizient wie möglich abzubilden. Seltene, statistische Ausreißer werden hier bewusst zu Gunsten einer zielgerichteten Auslegung ausgeschlossen.

Anforderungen zur Antriebsauslegung sind sehr sensitiv und abhängig vom untersuchten Fahrzeug bzw. der Fahrzeugklasse, elektrischen Antriebskomponenten sowie Fahrzyklen. Wie [WF11] aufzeigt, können durchschnittliche Leistungsanforderungen und erforderliche Maximalleistungen im Vergleich zweier Zyklen und dreier Fahrzeugklassen um mehr als Faktor 2 variieren. Auch in [NBW06] führt eine simulationsgestützte Untersuchung mehrerer Kombinationen aus Fahrzeugen und elektrischer Maschinen in unterschiedlichen Zyklen zu dem Ergebnis, dass die Energiebedarfe um mehr als Faktor 2 und die maximal geforderten Drehmomente um mehr als Faktor 5 zwischen den Zyklen divergieren können. Dies verdeutlicht die entscheidende Bedeutung, die die Wahl geeigneter Fahrzyklen für die Auslegung elektrischer Traktionsantriebe mit sich bringt [Pfr15].

3.2 Kundenbedarfsanalyse und Ableitung eines kundennahen Ersatzzyklus

Zur zielgerichteten Analyse statistischer Kundendaten, der Lokalisierung des Kernbereichs im Kundenbetrieb und der Ableitung relevanter Auslegungskennwerte wird eine Methode zur Kundendatenanalyse entwickelt. Die Umsetzung der Methodik im Programmcode wie auch erste Validierungsrechnungen und Dokumentation entstammen den Beiträgen von [Plu21] im Rahmen einer studentischen Abschlussarbeit. Abbildung 3.1 auf Seite 63 stellt das methodische Vorgehen anhand eines Schemas dar.

Zunächst sieht die Methode die Gegenüberstellung zweier Datensätze vor, einerseits zeitdiskrete Signalverläufe, auch als Zeitreihendaten betitelt, andererseits statistische Kunden-BLK-Daten (vgl. Abschnitt 2.4 ab Seite 53). Aus den Zeitreihendaten werden nur geeignete, auslegungsrelevante Größen wie Geschwindigkeit, Beschleunigung, Drehmoment und Leistung ausgewählt. Zur bestmöglichen Annäherung liegt der Fokus auf dem Schwerpunkt des Kundenfahrbereichs, wobei das abgeleitete Kundenfahrprofil die Gesamtheit aller Kundenfahrzustände repräsentiert. Anschließend erfolgt die Abbildung der Zeitreihen als statistische Häufigkeitsverteilungen analog der BLK-Daten und mit identischer Klassifizierung.

Dieses Vorgehen erlaubt im nächsten Schritt die Identifikation repräsentativer Zeitreihen gemäß [MGPK22], also jenen, deren Verweildauer-Klassifizierung die BLK-Statistik besonders gut annähert. Hierbei muss allerdings beachtet werden, dass eine solche Ableitung ausgewählter Zeitreihen anhand von statistischen Häufigkeitsverteilungen aufgrund des fehlenden Zeitbezugs in Statistiken uneindeutig ist. Daher dient diese Methode lediglich der bestmöglichen

KAPITEL 3. ANALYSEMETHODE FÜR KUNDENRELEVANTE ANFORDERUNGEN AN DEN GESAMTANTRIEB

Annäherung an die eingelesenen Kundendaten und hat folglich nicht den Anspruch, reale Kundenfahrprofile abzubilden. Aufgrund dieser Uneindeutigkeit beschäftigt sich [MGPK22] auch mit der Validierung der Methodik, indem eine beispielhafte Zeitreihe zunächst statistisch abgebildet und anschließend mithilfe der Methode wieder in ein zeitdiskretes Fahrprofil überführt wird. Durch Auswahl eben jener konkreten Zeitreihe durch den Algorithmus wurde somit aufgezeigt, dass die Methodik valide anwendbar ist. Anhand der mittleren Abweichung als Differenz zwischen Zeitreihenstatistiken und anzunähernder BLK-Matrix können somit relevante Zeitreihen erfasst werden: Je geringer die Differenz, desto besser die Annäherung und somit repräsentativer für das Kundenverhalten. Die mittlere Abweichung wird überdies für mehrere Kriterien wie z. B. Beschleunigung über Geschwindigkeit oder auch Drehmoment über Drehzahl berechnet und zur Gesamtabweichung zusammengefasst. Diese Gesamtabweichung entspricht einem dimensionslosen Skalar, das die Abweichung mehrerer BLKs vereint und durch dessen Berücksichtigung letztlich ein Maß zur multikriteriellen Beurteilung der Signifikanz von Zeitreihendaten definiert ist [MMZ⁺23].

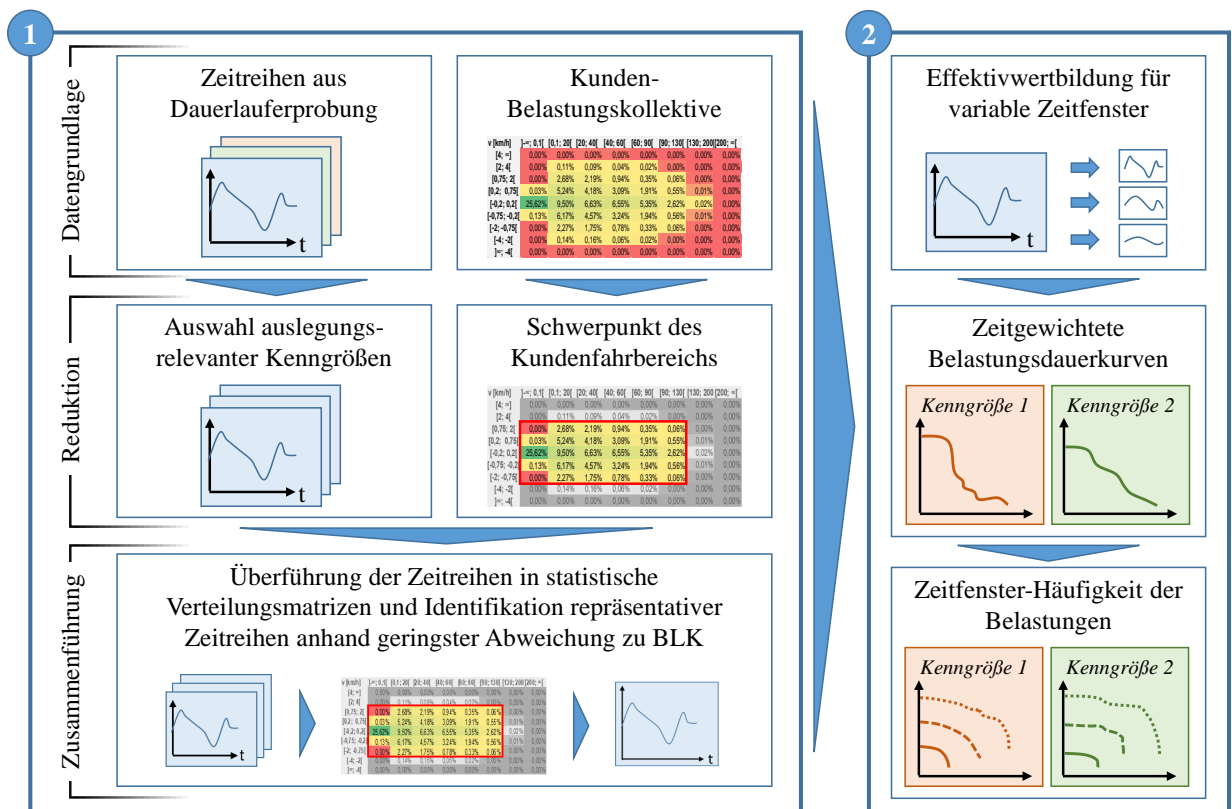


Abbildung 3.1: Schema zur Methodik der Kundendatenanalyse [MGPK22]

Die Gesamtabweichung kann darüber hinaus durch geeignete Aneinanderreihung repräsentativer Zeitreihen weiter reduziert und damit die Annäherung an die Kundenstatistik verbessert werden. Hierzu kombiniert ein Algorithmus einzelne Zeitreihen ihrer Relevanz nach miteinander und kalkuliert für jede Kombination erneut die mittlere Gesamtabweichung. Steigt diese an, wird die entsprechende Kombination verworfen. Nimmt diese hingegen ab, nähert die Fusion dieser beiden Zeitreihen die Statistik besser an als es beide Zeitverläufe einzeln tun. Daher stellt eben jene Kombination eine Verbesserung dar und dient fortan als neue Basis-Zeitreihe zur weiteren Aneinanderreihung. Diese Methode zur systematischen und automatisierten Reduktion der Gesamtabweichung bringt einen zusammengesetzten Ersatzzyklus hervor, welcher die optimale Annäherung an die eingelesenen Kundendaten darstellt. Letztlich ermöglicht dieses methodische Vorgehen eine Belastungsanalyse statistischer Kundendaten.

Darauf aufbauend knüpft [MMZ⁺23] an die grundlegende Funktionsweise der Methode an und entwickelt den Algorithmus zur Zyklusbildung weiter. So wird beispielsweise der Mechanismus zur Aneinanderreihung von Teilzyklen und der dafür erforderlichen Kriterien verfeinert. Eines dieser Kriterien ist die Notwendigkeit zum Erhalt der Stetigkeit der Signalverläufe. Zur Gewährleistung plausibler Signalverläufe ohne Knicke oder sogar Sprünge werden nur solche Zeitreihen für die Aneinanderreihung herangezogen, deren Fahrgeschwindigkeit im Stillstand beginnt und endet. Damit ist auch sichergestellt, dass neben der Geschwindigkeit die Verläufe von Drehmoment, Drehzahl und mechanischer Leistung von Beginn und Ende einer Zeitreihensequenz zusammenpassen. Diese Einschränkung kommt auch in [Pfr15] zum Tragen. Zur idealen Annäherung an die BLK-Matrix reiht der Algorithmus unbegrenzt Zeitreihen aneinander, wodurch die Länge des entstehenden Ersatzzyklus immer weiter ansteigt. Zur Einschränkung der Gesamtzykluslänge dient daher ein weiteres Kriterium, in welchem die Zykluslänge anhand der Batteriekapazität des betrachteten Fahrzeugs limitiert wird. Somit wird sichergestellt, dass der zusammengesetzte Ersatzzyklus mit einer Batterieladung des analysierten Fahrzeugs fahrbar wäre.

Der nun vorliegende, kundennahe Ersatzzyklus stellt im übertragenden Sinne ein exemplarisches Fahrprofil für die ursprünglichen Kundenbelastungskollektive dar. Als probates Mittel zur Zeitreihenanalyse kommt die Belastungsanalyse aus Abschnitt 2.5 ab Seite 57 zum Einsatz. Unter Zuhilfenahme dieser werden im nächsten Schritt die Belastungsdauerkurven abgeleitet. Abbildung 3.2 auf Seite 65 zeigt anhand der mechanischen Antriebsleistung in 3.2a und des antriebsseitigen Drehmoments in 3.2b die ZBDKs der relevanten Belastungsgrößen.

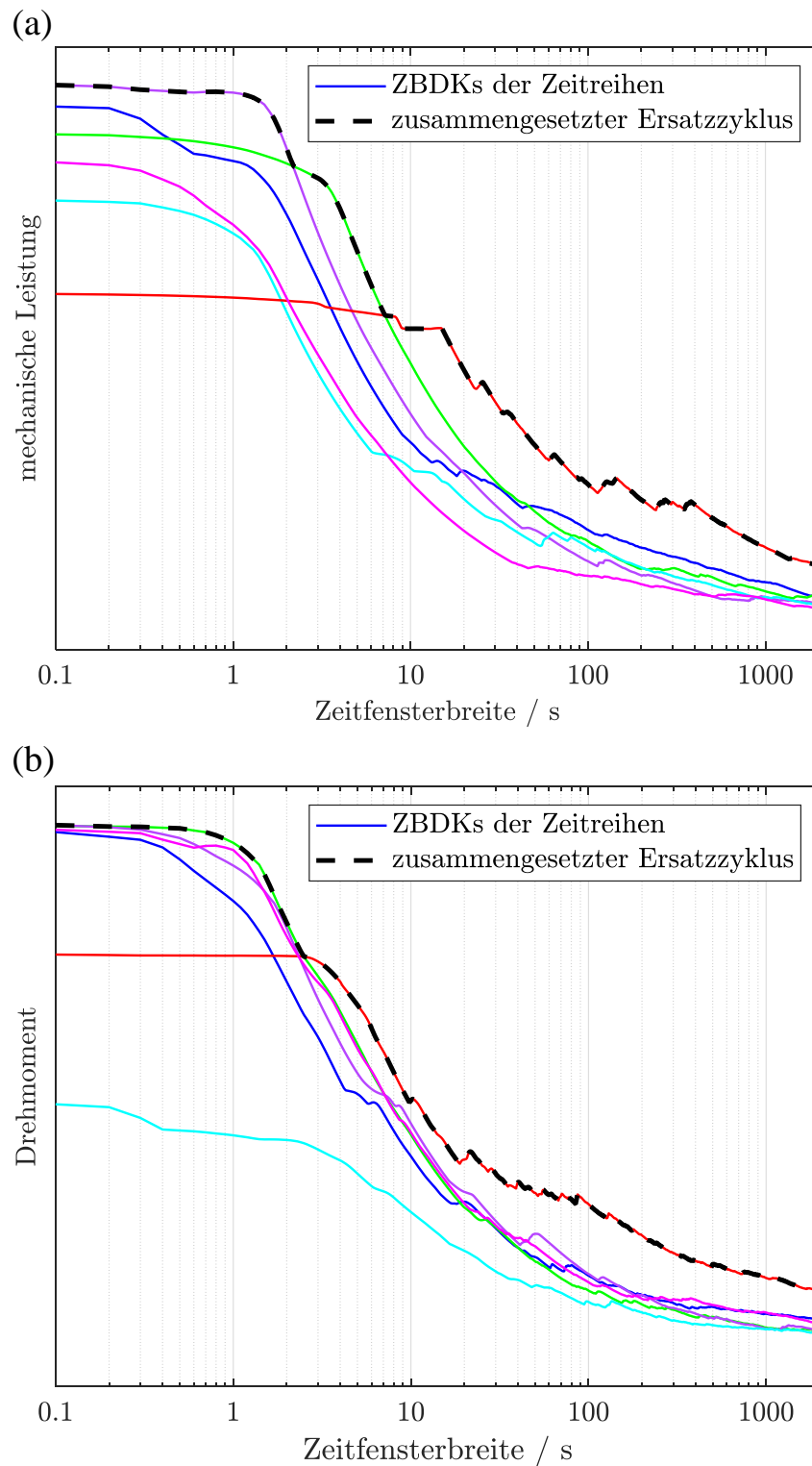


Abbildung 3.2: Zeitfensterbasierte Belastungsdauerkurven des zusammengesetzten Ersatzzyklus, Belastungsgrößen Leistung in (a) und Drehmoment in (b)

Die farbigen Kurven zeigen die ZBDKs der einzelnen Zeitreihenlastfälle, aus denen sich der Ersatzzyklus zusammensetzt. Die schwarz-gestrichelte Kurve zeigt die ZBDK des zusammengesetzten Ersatzzyklus selbst. Dabei stellt letztere die Hüllkurve dar, welche die Kurvenschar aller Einzelzeitreihen einhüllt und folglich die Maximalbelastung durch den Gesamtzyklus beschreibt. Auch geht aus dieser Gegenüberstellung beider Abbildungen hervor, dass für bestimmte Zeitfensterbreiten unterschiedliche Zeitreihen die höchste Belastung hinsichtlich Leistung oder Drehmoment darstellen. Daran wird ersichtlich, dass die Betrachtung nur einer Belastungsgröße für die Antriebsauslegung nicht ausreichend ist.

Basierend auf diesen ZBDKs können nun auslegungsrelevante Zielgrößen wie z. B. Spitzen- und Dauerleistung sowie -drehmoment und deren Zeitkonstanten abgeleitet werden. Die Spitzenwerte gehen dabei aus den höchsten Werten bei geringster Zeitfensterbreite hervor. Infolge von Messungenauigkeiten können Ausreißer das Bild verfälschen und für höhere Peakwerte als tatsächlich aufgetreten sorgen, daher sollten Spitzenwerte für Leistung oder Drehmoment bei Zeitfensterbreiten von ≥ 1 s bestimmt werden. Dauerbelastungen, welche technisch nach IEC-Norm 60034-1 [Int22] definiert sind, beziehen sich in der Regel auf Zeitfensterbreiten von ≥ 30 s. Diese sind für elektrische Traktionsantriebe von zentraler Bedeutung, da hohe Belastungen über einen längeren Zeitraum für hohe Temperaturen sorgen, was eine Leistungsreduktion von Spitzen- auf Dauerleistung erfordert. Diese Leistungsrücknahme als Schutzfunktion gegen thermische Überlastungen wird als Derating bezeichnet. Darüber hinaus können anhand der ZBDK die Belastungswerte aller Zeitfenster abgelesen werden. Üblicherweise sind für die Antriebsauslegung vor allem die Zeitfenster 1 s, 10 s, 30 s, 600 s und 1800 s von Interesse, wobei 1 s dem Zeitfenster der Spitzen- und 30 s dem der Dauerbelastung entspricht. Die übrigen Zeitfenster dienen als weitere Stützstellen zur Erfassung der abfallenden Charakteristik der ZBDK.

3.3 Aufteilung des Ersatzzyklus auf beide Antriebe

Das Antriebssystem dieser Arbeit, vorgestellt als Effizienz-Performance-System in Abschnitt 1.3 ab Seite 24, setzt sich aus einem Effizienz- und einem Performanceantrieb zusammen. Dabei werden unterschiedliche Fahrsituationen bereichsweise klar voneinander getrennt betrachtet, indem die benötigte Fahrleistung für konkrete Betriebspunkte entweder nur von jeweils einem der beiden Antriebe oder von beiden Antrieben zu Teilen gestellt werden. Abschnitt 4.3.2 ab Seite 94 widmet sich der Betriebsstrategie und der Drehmomentaufteilung

im Detail. Für die Definition der Anforderungen sowie der Festlegung konkreter Auslegungsparameter ist es erforderlich, je nach Belastung der Fahrsituationen des abgeleiteten Ersatzzyklus zwischen beiden Antrieben zu differenzieren. Der hier verwendete Ersatzzyklus, zusammengesetzt aus den Reallastprofilen der Zeitreihendaten, beinhaltet auch Lasten, die deutlich oberhalb derer des kundenrelevanten Kernbereichs liegen. Grund hierfür ist, dass der Algorithmus bei der Zusammensetzung lediglich die Minimierung der Abweichung zur BLK-Matrix anstrebt und dabei keinerlei Restriktionen von Leistung oder Drehmoment unterliegt.

Zur Aufteilung des Ersatzzyklus muss zunächst die Grenze zwischen den beiden Antrieben definiert werden. Der Effizienztrieb soll den Kernbereich des Kundenbetriebs bedienen, welcher der höchsten Anhäufung in den BLK-Daten entspricht. Abbildung 3.3 zeigt am Beispiel vom Betrag der Beschleunigung über der Geschwindigkeit die ab dem Ursprung aufsummierte Kumulation. Die Isolinien kennzeichnen die prozentuale Anhäufung ab Stillstand und ab einer Beschleunigung von Null.

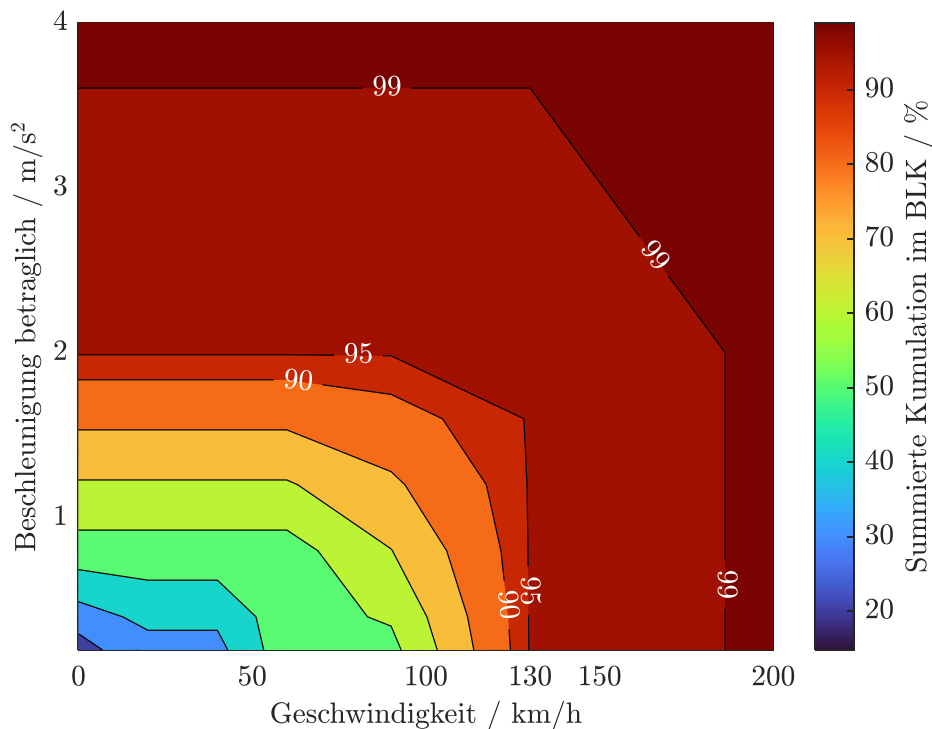


Abbildung 3.3: Aufsummierte Kumulation im Beschleunigung-Geschwindigkeit-BLK

Für größere Beschleunigungs- und Geschwindigkeitsbereiche nimmt die aufsummierte Kumulation entsprechend zu. Bis zu einer Geschwindigkeit von 130 km/h und einer Beschleunigung von bis zu $\pm 2 \text{ m/s}^2$ beträgt die Kumulation $\geq 95 \%$. Demnach fahren Kunden in diesem Bereich mehr als 95 % der Zeit, wodurch diese Grenze den Schwerpunkt des Kundenfahrbereichs lokalisiert.

Darüber hinaus kann die Trennstelle auch anhand eines gewählten Perzentils der Belastungsgrößen im Ersatzzyklus bestimmt werden. Hierfür zeigt Tabelle 3.1 für Beschleunigung und Geschwindigkeit die Perzentile 90 %, 95 % und 99 % im Ersatzzyklus.

Tabelle 3.1: Perzentile im Ersatzzyklus

Perzentile	90 %	95 %	99 %
Beschleunigung $ a / \text{m/s}^2$	0,556	0,834	1,945
Geschwindigkeit $v / \text{km/h}$	99,6	113,4	126,6

Im Vergleich zur summierten Kumulation in Abbildung 3.3 wird ersichtlich, dass die Grenzen der Anhäufung im BLK von rund 95 % nicht mit den 95 % Perzentilwerten korrespondiert, sondern vielmehr mit den 99 % Perzentilen. Das bedeutet, dass ca. 99 % der Betriebspunkte des Ersatzzyklus im Bereich von etwa $\pm 2 \text{ m/s}^2$ und bis zu 130 km/h liegen und reale Kunden in diesem Fenster in ca. 95 % der Zeit fahren. Die Diskrepanz dieser beiden Werte zeigt, dass der Ersatzzyklus in diesem Bereich eine geringfügig höhere Anhäufung hat als die Kunden-BLK-Daten. Hierbei gilt es zu beachten, dass durch diskrete Zeitreihen Statistiken niemals perfekt abgebildet sondern nur bestmöglich angenähert werden können. Nichtsdestotrotz identifizieren die zwei Schwellwerte näherungsweise den gleichen Kennfeldbereich und können folglich jeweils zur Trennung des Ersatzzyklus herangezogen werden.

Das folgende Beispiel zeigt beide Methoden im Vergleich. Dabei werden zum einen die zugrundeliegenden BLKs vorab auf den erwähnten Kernbereich einer Kumulation von rund 95 % einschränkt und dann der kundennahe Ersatzzyklus ermittelt. Zum anderen werden die Lastsignale des ursprünglichen Ersatzzyklus auf die ermittelten Schwellwerte des 99 % Perzentils begrenzt. Dieses Vorgehen bringt zwei weitere Zyklusprofile hervor, deren ZBDKs der mechanischen Leistung und des Drehmoments in Abbildung 3.4 auf Seite 69 dargestellt sind. Die orangefarbenen ZBDKs beschreiben dabei das Ergebnis einer Trennung anhand einer Kumulation von $\geq 95 \%$ in den BLKs, die blauen ZBDKs spiegeln indes die Aufteilung anhand des 99 % Perzentils wider. Verglichen mit der ZBDK des Gesamtzyklus liegen diese beiden, den Kernbereich abgrenzenden Belastungsdauerkurven um ein Vielfaches niedriger.

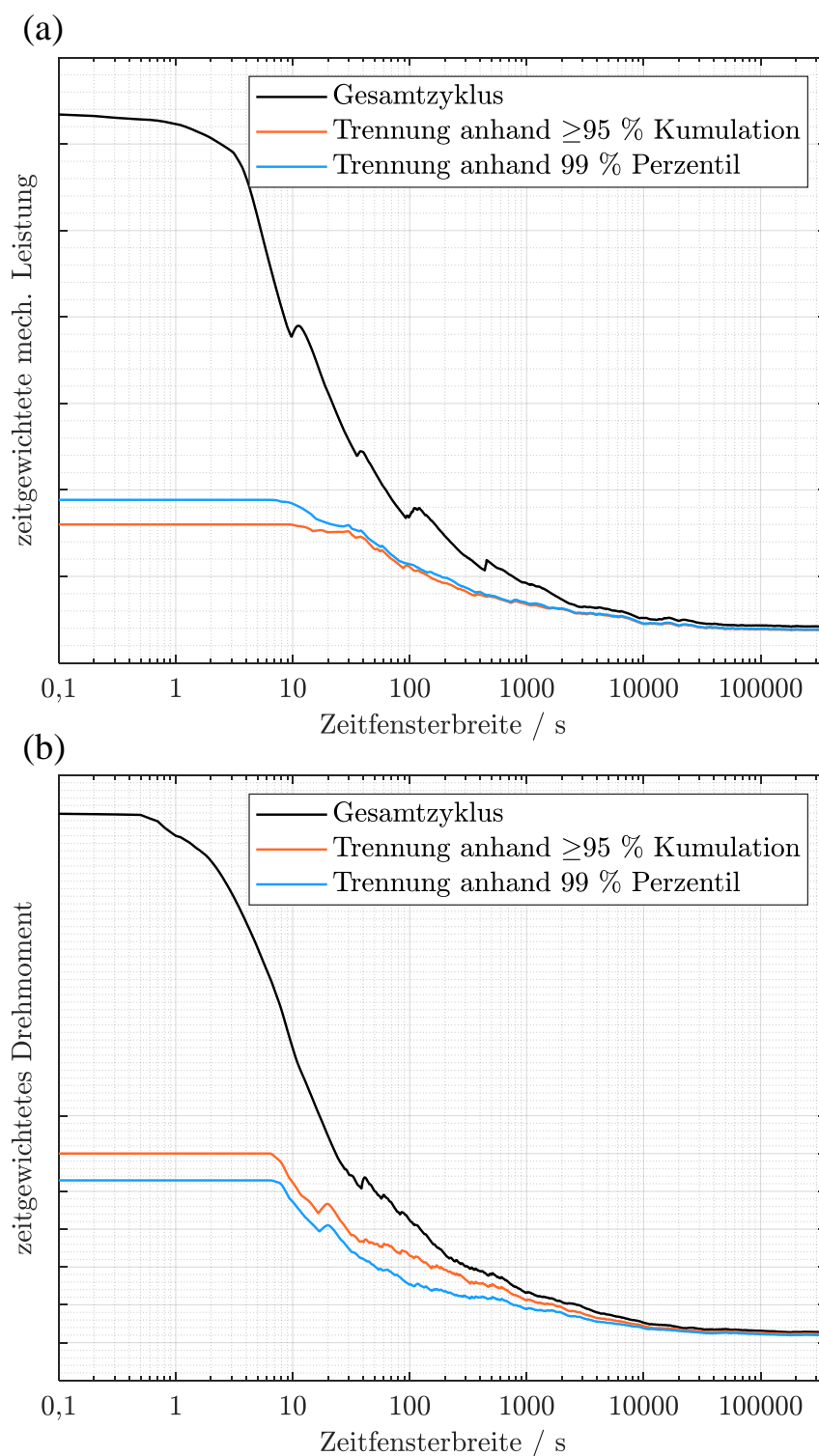


Abbildung 3.4: Gegenüberstellung der Methoden zur Trennung des zusammengesetzten Ersatzzyklus, Belastungsgrößen Leistung in (a) und Drehmoment in (b)

Wie in Abbildung 3.4a ersichtlich, liegt die ZBDK der Perzentil-Methode für die mechanische Leistung durchgehend oberhalb derer der Kumulationsmethode. Bezüglich dieser Belastungsgröße stellt das 99 % Perzentil folglich den worst-case dar und ist somit das geeignete Verfahren zur Trennung. Demgegenüber wird aus Abbildung 3.4b klar, dass hier die Kumulationsmethode die höher gelegene ZBDK hervorbringt. In Bezug auf das zeitgewichtete Drehmoment ist also diese Methode zur Trennung des Ersatzzyklus zu bevorzugen. Hierbei gilt es allerdings zu berücksichtigen, dass die ZBDK-Werte dieser Methode abhängig von der Granularität der BLK-Matrizen sind, sie unterliegen folglich der groben Auflösung der Klassengröße.

Diese Erkenntnisse können durch eine Reihe an Untersuchungen, basierend auf exemplarischen BLKs, bestätigt werden. Dabei zeichnet sich stets die beobachtete Korrespondenz ab, dass die Kumulation von ≥ 95 % in den BLKs einen Kennfeldbereich markiert, dessen Grenzen näherungsweise den 99 % Perzentilwerten entsprechen. Überdies kann auch die Feststellung, dass die Perzentilmethode für die zeitgewichtete, mechanische Leistung und die Kumulationsmethode für das zeitgewichtete Drehmoment jeweils entscheidend sind, anhand weiterer Beispiele reproduziert und damit die Aussage bestätigt werden.

Schlussendlich dient die Aufteilung des abgeleiteten Ersatzzyklus der Komponentenauslegung als Grundlage. Der Fahrzyklus des Effizianztriebs repräsentiert den Schwerpunkt des Kundenbetriebs, der des Performanceantriebs deckt hingegen Lastfälle höherer Geschwindigkeiten oder Beschleunigungen ab. Die zwei individuellen Lastprofile entsprechen demnach quasi dem Anforderungsprofil der beiden Antriebe. Der gesamte Ersatzzyklus bleibt hingegen für weitere Untersuchungen in Gänze bestehen. Der methodische Ansatz zur Aufteilung des Gesamtzyklus anhand des 99 % Perzentils bringt dabei die höheren Leistungswerte, der zur Trennung anhand einer Kumulation von ≥ 95 % in den BLK-Daten jedoch die höheren Drehmomentwerte hervor. Insofern bildet die Kombination dieser beiden Methoden das Worst-Case-Szenario ab und dient dadurch der Absicherung der Auslegung.

3.4 Untersuchung ergänzender Fahrzyklen

Neben der Analyse realer Kundendaten ist weiterhin die Betrachtung ergänzender Fahrzyklen erforderlich. Abbildung 3.5 auf Seite 71 zeigt hierfür deren ZBDKs, analog zu vorherigen Darstellungen in (a) die mechanische Leistung und in (b) das Drehmoment. Zwecks Vergleichbarkeit ist das zugrunde liegende Fahrzeug identisch.

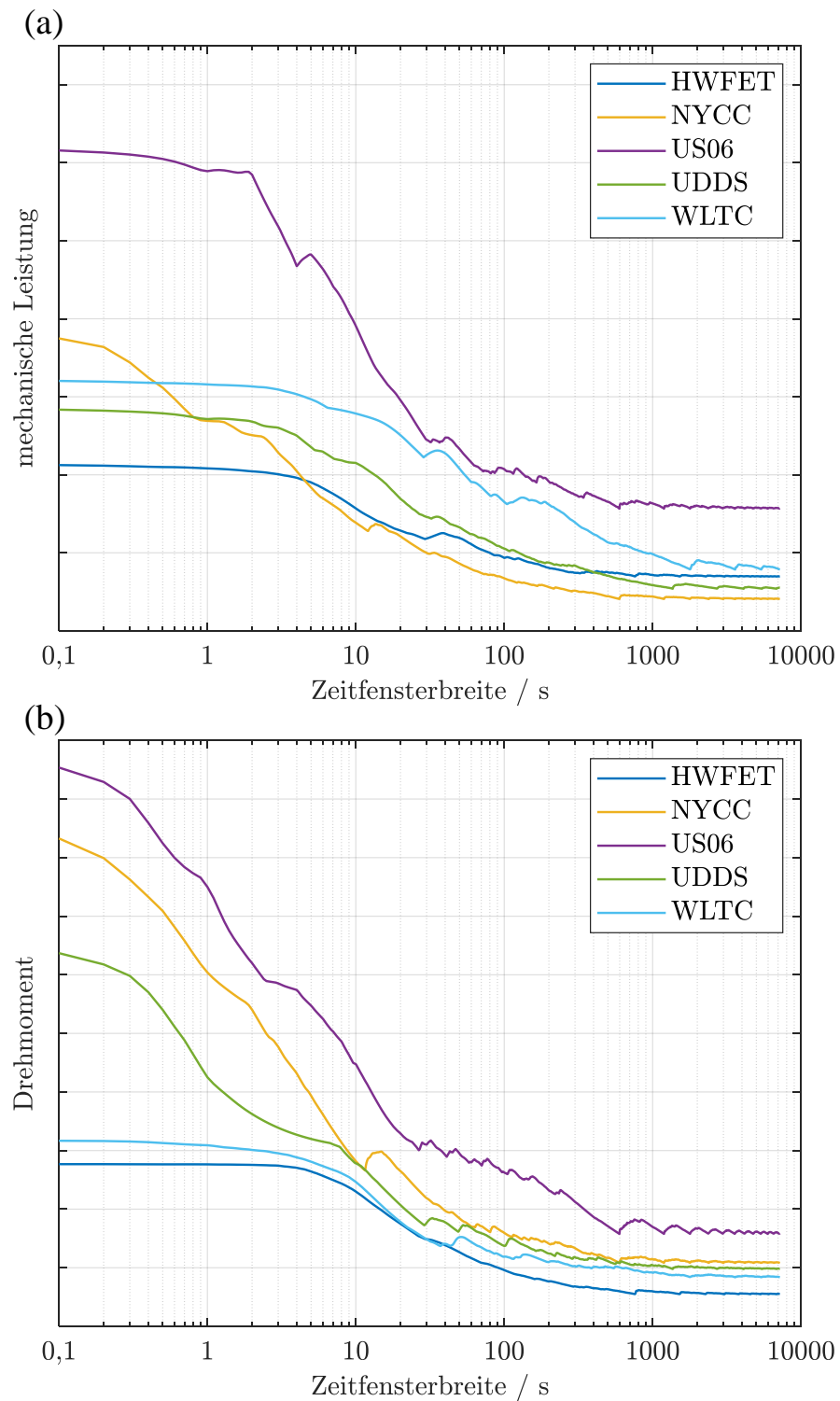


Abbildung 3.5: Zeitfensterbasierte Belastungsdauerkurven ergänzender Fahrzyklen, Belastungsgrößen Leistung in (a) und Drehmoment in (b)

Durch die Berücksichtigung dieser gezeigten Lastfälle wird sichergestellt, dass die ausgelegten Antriebe auch den Lastprofilen etablierter Fahrzyklen, die in Abschnitt 2.4.3 ab Seite 55 vorgestellt wurden, folgen können. Die Bedingung zur Erfüllung dieser standardisierten Lastfälle ist gängige Praxis im Auslegungsprozess.

Beim Vergleich der betrachteten Fahrzyklen untereinander stellt der Zyklus US06 sowohl bezogen auf die mechanische Leistung als auch auf das Drehmoment die Maximalbelastung dar. Für beide Belastungsgrößen liegt die ZBDK dieses Zyklus oberhalb der anderen. Grund hierfür sind eine hohe mittlere Geschwindigkeit und Beschleunigung im Zyklus. Diese prägnanten Belastungen resultieren wiederum in Signalverläufen hoher Leistungen und hohen Drehmoments, wodurch auch der Effektivwert aller Zeitfenster, den die ZBDK darstellt, am höchsten liegt.

Wie aus Tabelle 2.1 auf Seite 56 hervorgeht, unterscheiden sich die Zyklen u. a. in ihrer individuellen Zykluslänge. Zur Sicherstellung der Vergleichbarkeit von Zeitreihen unterschiedlicher Dauer erlaubt die Methode zur Zeitwichtung eigens gewählte, maximale Zeitfensterbreiten. Kürzere Zyklen werden folglich mehrfach hintereinander abgebildet. In diesem Fall wurden alle Zyklen auf 2 Stunden Fahrtzeit normiert, weshalb sich alle ZBDK-Kurven bis zu einer maximalen Zeitfensterbreite von 7200 s erstrecken. Der Grund für die Wahl dieser Normierung auf 2 Stunden, was der vierfachen Dauer des WLTC entspricht, wird im nachfolgenden Abschnitt 6.1.2 ab Seite 114 ersichtlich. Durch die Gegenüberstellung der ergänzenden Fahrzyklen mit dem ermittelten Ersatzzyklus in Abbildung 6.2 auf Seite 115 zeigt sich, dass die Betrachtung sehr großer Zeitfenster weitere Erkenntnisse hervorbringen kann. In diesem konkreten Fall überschreiten die ZBDKs von Leistung und Drehmoment des US06 bei großen Zeitfensterbreiten jeweils die Belastungsdauerkurve des Ersatzzyklus.

Die exemplarische Anwendung der erläuterten Methode zur Kundendatenanalyse erfolgt in Abschnitt 6.1 ab Seite 111. Durch Untersuchung der Verteilungsfunktion statistischer Kundendaten werden Mittelwert, Varianz und Standardabweichung der Kundenstatistiken ermittelt und damit ein Maß für die Streuung der Daten quantifiziert. Weiterhin erfolgt eine Gegenüberstellung des ermittelten Ersatzzyklus mit den ergänzenden Fahrzyklen anhand deren ZBDKs.

4 Auslegung und Simulation des Gesamtantriebssystems

Für die Auslegung von Gesamtantriebssystemen wie dem eingangs vorgestellten EPS (vgl. Abschnitt 1.3 ab Seite 24) kommen grundlegend unterschiedliche Ansätze zum methodischen Vorgehen infrage. Dabei handelt es sich im Kern um ein mehrkriterielles Optimierungsproblem, für dessen Lösung eine geeignete Herangehensweise festgelegt werden muss. Der Zielkonflikt dieses Problems besteht darin, teils gegenläufige Ziele zugleich bestmöglich zu erfüllen. Ein Beispiel hierfür ist ein Höchstmaß an nutzbarer Effizienz bei gleichzeitig hoher Leistungsfähigkeit des Antriebs.

Eine Lösungsmöglichkeit wäre es, aus allen zur Verfügung stehenden Freiheitsgraden wie z. B. EM-Technologien, deren Dimensionierungen, Getriebekonstruktionen, verschiedenen Topologien etc. eine riesige Variantenvielfalt an Antriebssystemen abzuleiten. Diese Vielfalt spannt dann einen enormen Lösungsraum auf, welcher anschließend unter Zuhilfenahme heuristischer Methoden wie dem Morphologischen Kasten erfasst wird. Daran anknüpfend kann eine Pareto-Optimierung als mögliche Herangehensweise in Betracht gezogen werden. Diese Methode definiert eine bestimmte Lösungsmenge an Kompromissen und dient der Auswahl jener Kombination, die keine Möglichkeit zur weiteren Verbesserung eines Kriteriums zulässt, ohne gleichzeitig ein anderes Element schlechter zu stellen. Ein solcher Zustand wird auch als Pareto-Optimum oder Pareto-effizienter Zustand bezeichnet [Las97]. In diesem Falle stiege die Komplexität bei der Lösungsfindung jedoch signifikant an. Grund hierfür ist, dass die Bewertung jener Kriterien, nach deren Optimierung diese Forschungsarbeit strebt, eine vollständige Auslegung aller Antriebskomponenten, deren physikalische Modellierung und optimierte Regelung im Rahmen einer Simulation zur Beurteilung von Effizienz und Performance sowie eine Abschätzung von Kosten, Gewicht und Volumen erfordert. Ein solcher Lösungsansatz ist im Rahmen dieser Arbeit aufgrund seiner immensen Komplexität nicht zielführend.

Stattdessen verfolgt diese Arbeit den Ansatz, basierend auf gezielten Untersuchungen und fachlicher Empirie zu einer geeigneten Komponentenauswahl hinsichtlich der charakterisierenden Merkmale zu gelangen. Demnach fließen Erfahrungswerte der entsprechenden Fachbereiche bei der Konzeptionierung des Gesamtantriebs mit ein, sodass letztlich eine detaillierte Antriebsspezifikation vollständig ausgelegt, simuliert und bewertet wird. Nichtsdestotrotz liefert diese Arbeit das benötigte Methoden-Framework, um zukünftig weitere Antriebskonfigurationen zu entwerfen und zu bewerten.

Im Kern setzen sich diese unterschiedlichen, methodischen Ansätze aus den gleichen vier Schritten zusammen: (1) Definition der Zielsetzung und Anforderung, (2) Konzeptentwurf, (3) Entwurf für Ausführung und Umsetzung, (4) Detailstruktur [PBF07]. Dem ersten Schritt liegen die in Kapitel 3 definierten Anforderungen an beide Antriebssysteme zugrunde, an welche nun die Auslegung der Antriebskomponenten und letztlich des Gesamtsystems anknüpft. Dabei legen die auslegungsrelevanten Zielgrößen wie Spitzenleistung und -drehmoment, Dauerleistung und -drehmoment sowie deren Zeitkonstanten die Mindestanforderungen des Antriebs fest. Für die Auslegung des Performanceantriebs sind diese Zielgrößen von entscheidender Bedeutung. Hinsichtlich einer Auslegung mit Fokus auf Effizienz, wie im Falle des Effizienztriebs, spielen diese Zielgrößen jedoch nur eine untergeordnete Rolle, vielmehr von Bedeutung ist hier der Kernbereich der Kundenbetriebspunkte, in welchen der wirkungsgrad-optimale Bereich des Antriebs gelegt werden sollte. Wie Abbildung 1.2 auf Seite 23 schematisch zeigt, besteht der grundlegende Zielkonflikt bei der Systemauslegung darin, dass der Kernbereich im Kundenbetrieb und der Bereich höchster Effizienz des Antriebs nicht deckungsgleich sind. Genau diesem Umstand soll die folgende, zielgerichtete Auslegung entgegenwirken.

Eine Analyse des kundennahen Ersatzzyklus, die die Betriebspunkte anhand ihres relativen Zeit- und Energieanteils abbildet, ist Grundlage für die Definition von Auslegungspunkten. Diese Punkte zeichnen folglich das Zielbild der Komponentenauslegung und legen die Lage der Muschel höchster Effizienz fest. Die Berechnung von Antriebskennfeldern, welche Informationen über Drehmoment-GKL oder auch Verluste enthalten, erlaubt im nächsten Schritt die Simulation der Fahrzeuglängsdynamik und damit die simulative Abbildung der Antriebssysteme im Verbund mit einem Gesamtfahrzeug. Für die Simulation des gesamten EPS kommt weiterhin eine intelligente Betriebsstrategie zur effizienten Aufteilung des Drehmoments zwischen beiden Antrieben zum Tragen. Die Untersuchung von Energieflüssen und -bedarfen ermöglicht letztlich Aussagen über Effizienz und Verbrauch.

4.1 Bestimmung von Auslegungspunkten

Zwecks Lokalisierung des vorwiegend kundenrelevanten Fahrbereichs anhand des zusammengesetzten Ersatzzyklus werden Auslegungspunkte unterschiedlicher Priorität festgelegt. Diese dienen bei der Komponentenauslegung als Anhaltspunkte für die ideale Lage der Effizienzmuscheln. Da die Betriebspunkte als solche keinerlei Informationen darüber enthalten, wie häufig oder lange die einzelnen Punkte angefahren werden, kommen zwei Darstellungsarten zum Einsatz. Die energetische Kumulation zeigt Betriebspunkte anhand ihres relativen Energieanteils vom Gesamtenergieumsatz des Lastfalls. In Betriebspunkten mit hohem Energieanteil entspricht somit das Produkt aus mechanischer Leistung und zeitlichem Anteil einem hohen Wert relativ zur Gesamtenergie des Zyklus. Dadurch kommen vorwiegend Betriebspunkte zum Vorschein, die höhere Leistungen für eine gewisse Dauer fordern. Analog ist die Darstellung der zeitlichen Kumulation zu interpretieren, nur dass hier die relativen Zeitanteile am Gesamtprozess abgebildet werden. Mithilfe dieser beiden Plots können sowohl Bereiche hohen Energie- als auch Zeitanteils erfasst und bei der Bestimmung der Auslegungspunkte berücksichtigt werden.

4.1.1 Effizienzantrieb

Anhand des getrennten Ersatzzyklus zeigt Abbildung 4.1 auf Seite 76 beide Darstellungsarten im Vergleich (hier abgebildet ist der für den Effizienzantrieb relevante Teil). Die entsprechende Kumulation nimmt von blau nach rot zu. Die Klassenbreite der Betriebspunkte liegt unterhalb eines Prozents vom Nenndrehmoment bzw. von der Nenndrehzahl. Dabei wird ersichtlich, dass einige Betriebspunkte in Randbereichen nur in einem der beiden Diagramme auftauchen und im jeweils anderen nicht. Dieser Umstand ist auf einen festgelegten Schwellwert von 0.003 % zurückzuführen, unterhalb dessen keine Punkte dargestellt werden. Dieser empirisch ermittelte Grenzwert dient der Fokussierung auf die wesentlichen Betriebspunkte und fördert die Übersichtlichkeit der Darstellung. Erkennbar ist dies vor allem im Bereich niedriger Drehzahl und niedrigen Drehmoments. Zyklusbedingt wird dieser Bereich durch Stillstandsphasen zwar häufig angefahren, was einen hohen zeitlichen Anteil zur Folge hat, jedoch ist der Energieumsatz relativ zum Gesamtprozess gering und daher tauchen die Punkte in der gefilterten Darstellung der energetischen Kumulation nicht auf. Basierend auf diesen Diagrammen werden nun Betriebspunkte hohen Energie- und Zeitanteils lokalisiert und daraus Auslegungspunkte definiert.

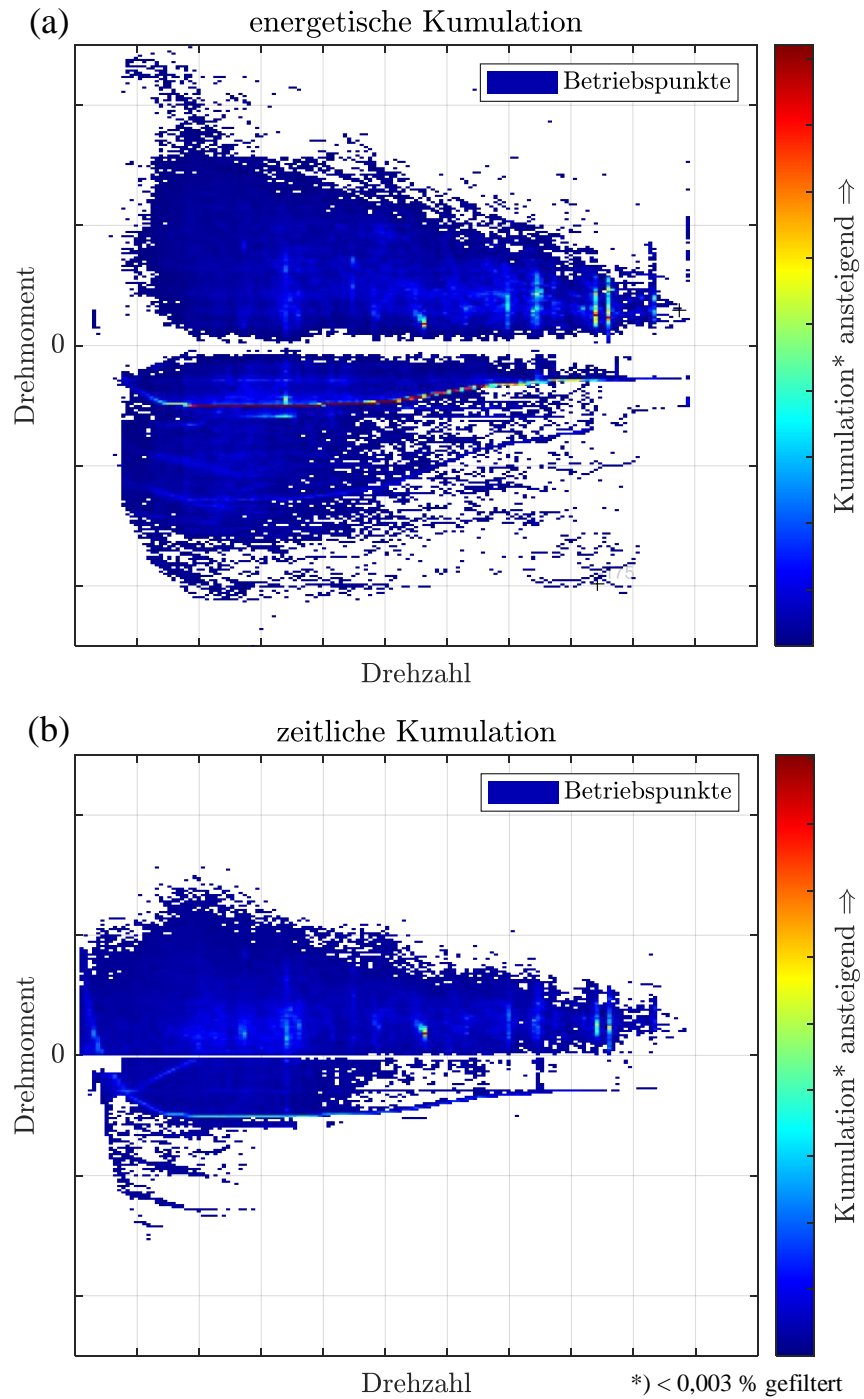


Abbildung 4.1: Betriebspunkte des Ersatzzyklus, Energieanteil in (a) und Zeitanteil in (b)

4.1.2 Priorisierung durch Gewichtungsfaktor

Auslegungspunkte sind Betriebspunkte mit hohem Energie- oder Zeitanteil und somit relevant für die Antriebsauslegung. Aufgrund der feingranularen Diskretisierung von $< 1\%$ vom Nenndrehmoment bzw. der Nenndrehzahl liegen auch die relativen Anteile in der Größenordnung von $< 1\%$. Zur Klassifizierung dient die Gewichtung der Punkte anhand ihres spezifischen Energie- oder Zeitanteils relativ zum Anteil aller Auslegungspunkte. Zunächst erfolgt die Bestimmung der Gewichtungsfaktoren nur anhand des Energieanteils, charakteristische Punkte zeitlicher Kumulation werden anschließend mit geringer Gewichtung hinzugefügt. Grund für dieses Vorgehen ist eine aus Effizienz­sicht höhere Brisanz eines hohen Energieanteils als einer hohen zeitlichen Anhäufung. Wird ein Betriebspunkt beispielsweise zehnmal angefahren und dort 1 Wh Energie umgesetzt, ein anderer Betriebspunkt mit 10 Wh jedoch nur ein Mal angefahren, so weisen beide Betriebspunkte den gleichen Energieanteil auf, jedoch Erstgenannter einen höheren Zeitanteil. Überdies wirkt sich eine gesteigerte Effizienz im Bereich eines hohen Zeitanteils bei gleichzeitig geringem Energieanteil, wie beispielsweise nahe des Stillstands, auf die Zykluseffizienz deutlich geringer aus als umgekehrt. Der Gewichtungsfaktor entspricht nach Gleichung (4.1) folglich dem relativen Energieanteil $h_n(E)$ jedes Auslegungspunkts n und ist definiert als das Verhältnis aus absolutem Energieanteil $H_n(E)$ zur Summe der Energieanteile aller Auslegungspunkte N .

$$h_n(E) = \frac{H_n(E)}{\sum_{n=1}^N H_n(E)} \quad (4.1)$$

Anhand dieses Gewichtungsfaktors wird wiederum die Priorisierung der Auslegungspunkte festgelegt: Prio 1 für $\geq 5\%$, Prio 2 für $< 5\%$ bis $\geq 1\%$ und Prio 3 für $< 1\%$. So beschreibt Prio 1 Auslegungspunkte mit hohem Energiedurchsatz, die bei der Auslegung zwingend zu erreichen sind. Prio 2 umfasst solche, die ebenfalls abgedeckt werden sollten, wobei Defizite hinsichtlich Kosten, Volumen und Gewicht individuell betrachtet und abgewogen werden müssen. Prio-3-Punkte sind letztlich ergänzende Betriebspunkte, welche bei der Auslegung Orientierungszwecken dienen. Hierbei werden jedoch keine der genannten Nachteile in Kauf genommen.

Abbildung 4.2 auf Seite 78 zeigt die für den Effizienz­antrieb bestimmten Auslegungspunkte. Die dreistufige Priorisierung spiegelt die Gewichtungsfaktoren der Punkte wider.

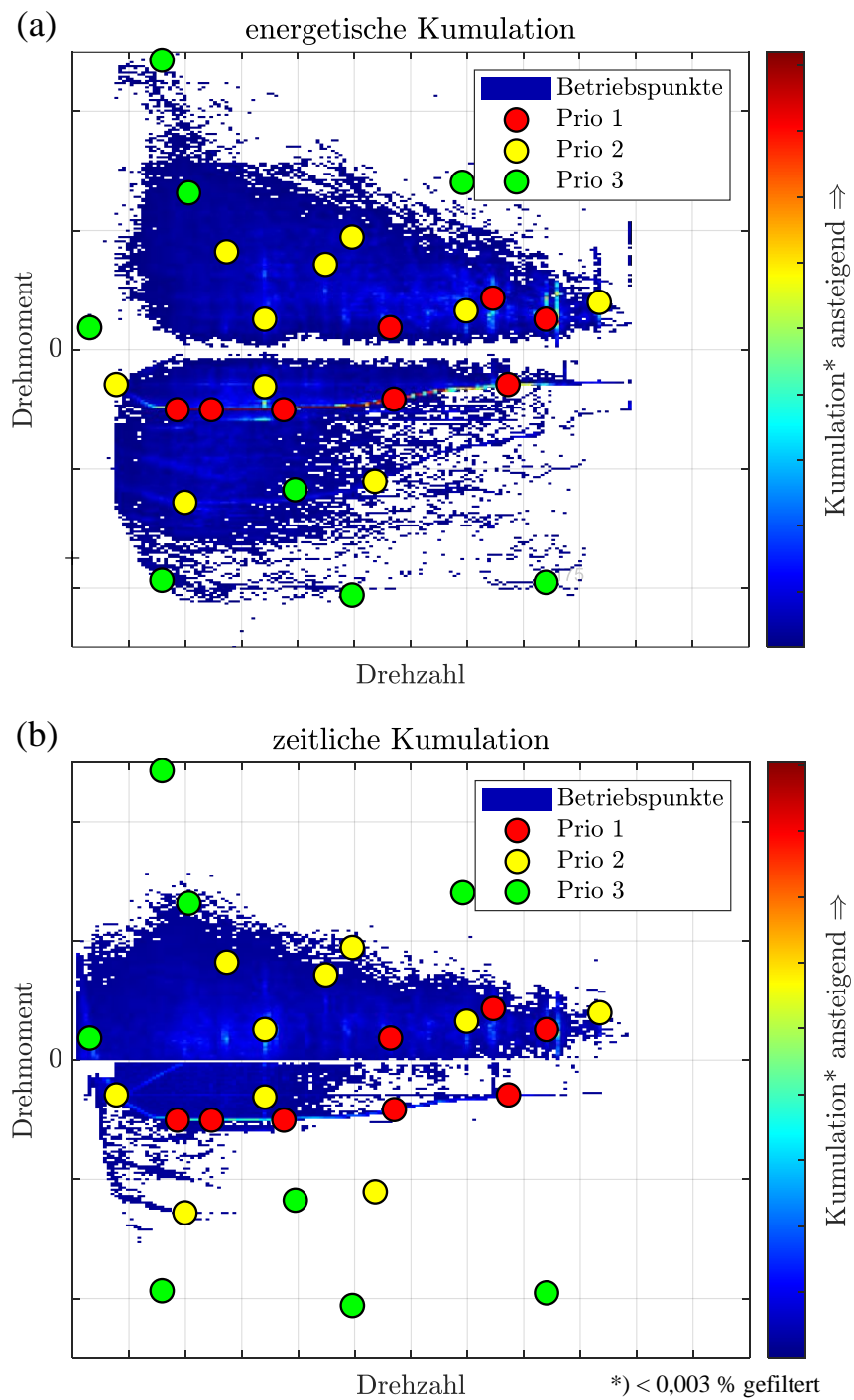


Abbildung 4.2: Auslegungspunkte für Effizienztrieb, Energieanteil in (a) und Zeitanteil in (b)

4.1.3 Performanceantrieb

Analog zum Effizienzantrieb werden auch Auslegungspunkte für den Performanceantrieb bestimmt. Diesem wird im Kontext des gesamten Antriebssystems ein breites Aufgabenspektrum zuteil, zu dem u. a. das Fahren bei Geschwindigkeiten oberhalb des Effizienzbetriebs bis hin zur Höchstgeschwindigkeit zählt. Für den Anwendungsbereich des Performanceantriebs werden daher repräsentative Lastfälle betrachtet, welche Geschwindigkeiten im genannten Bereich, dabei erhöhte Beschleunigungsanforderungen und auch Höhenprofile enthalten. Abbildung 4.3 zeigt die Betriebspunktverteilung dieser Lastfälle sowie die ermittelten Auslegungspunkte des Performanceantriebs.

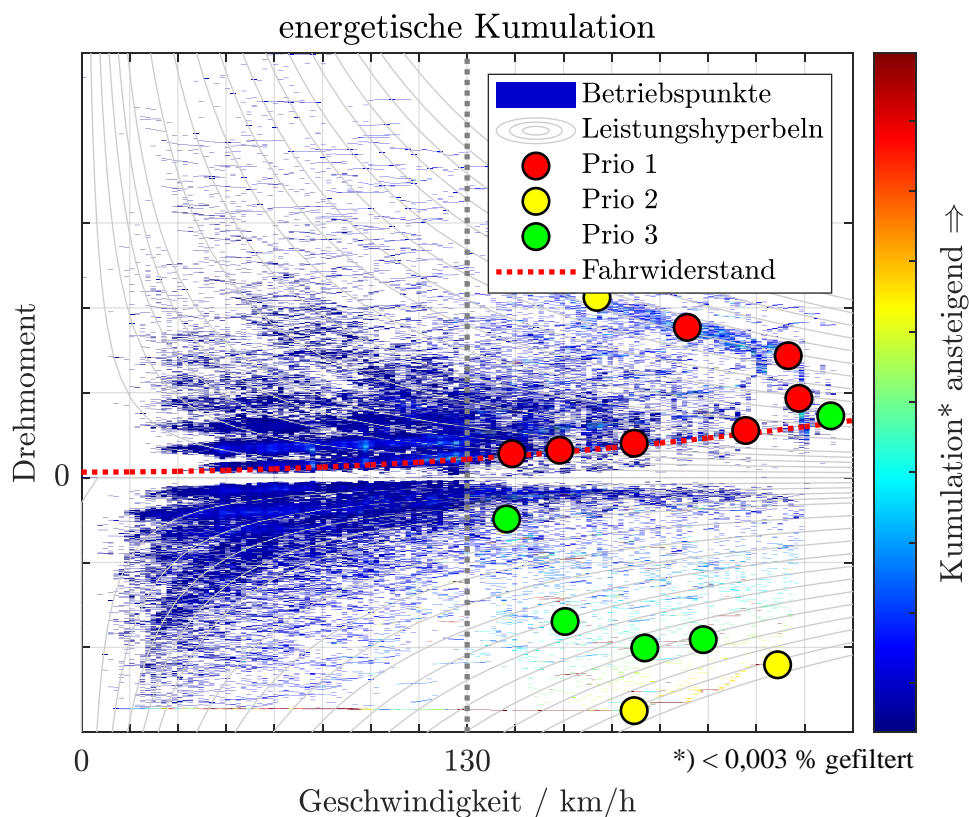


Abbildung 4.3: Auslegungspunkte für Performanceantrieb anhand des Energieanteils

Wie aus dem Diagramm hervorgeht, decken die Auslegungspunkte größtenteils die relevanten Bereiche hoher, energetischer Kumulation ab. Charakteristisch sind vor allem jene Punkte, die entlang der Fahrwiderstandskurve in der Ebene liegen, dargestellt im unteren Teil des motorischen Bereichs.

Die auf das Fahrzeug einwirkenden Fahrwiderstände (vgl. Abschnitt 2.3.2 ab Seite 48) als Summe von Luft- und Rollreibung steigen quadratisch mit der Fahrgeschwindigkeit bzw. Raddrehzahl an. Demgegenüber wurde der Steigungseinfluss hier nicht berücksichtigt. Grund dafür ist, dass die Fahrwegsteigung statistisch gesehen im Mittel quasi Null beträgt. Diese Aussage kann mithilfe der in Abbildung 4.4 dargestellten BLK-Analyse untermauert werden. Demnach liegt das Maximum der relativen wie auch absoluten Häufigkeit im Kundenbetrieb nahe einer Fahrwegsteigung b von 0 %. Die geringe Abweichung von der exakten Nulllage Δb resultiert dabei aus einem überlagerten Effekt bei der Messung der Neigung um die Fahrzeugquerachse. Bei diesem Effekt handelt es sich um die bereits in Abschnitt 2.3.3 ab Seite 49 beschriebene, dynamische Achslastverteilung infolge von Beschleunigungs- oder Bremsmanövern, bei denen der Fahrzeugaufbau eine Nickbewegung ausführt und das Fahrwerk eintaucht. Aus den BLK-Daten geht ebenfalls hervor, dass starke Verzögerungen im statistischen Mittel häufiger auftreten als starke Beschleunigungen, weshalb es in dieser Kundenstatistik zu einer kleinen Verschiebung vom realen Steigungsmittel kommt.

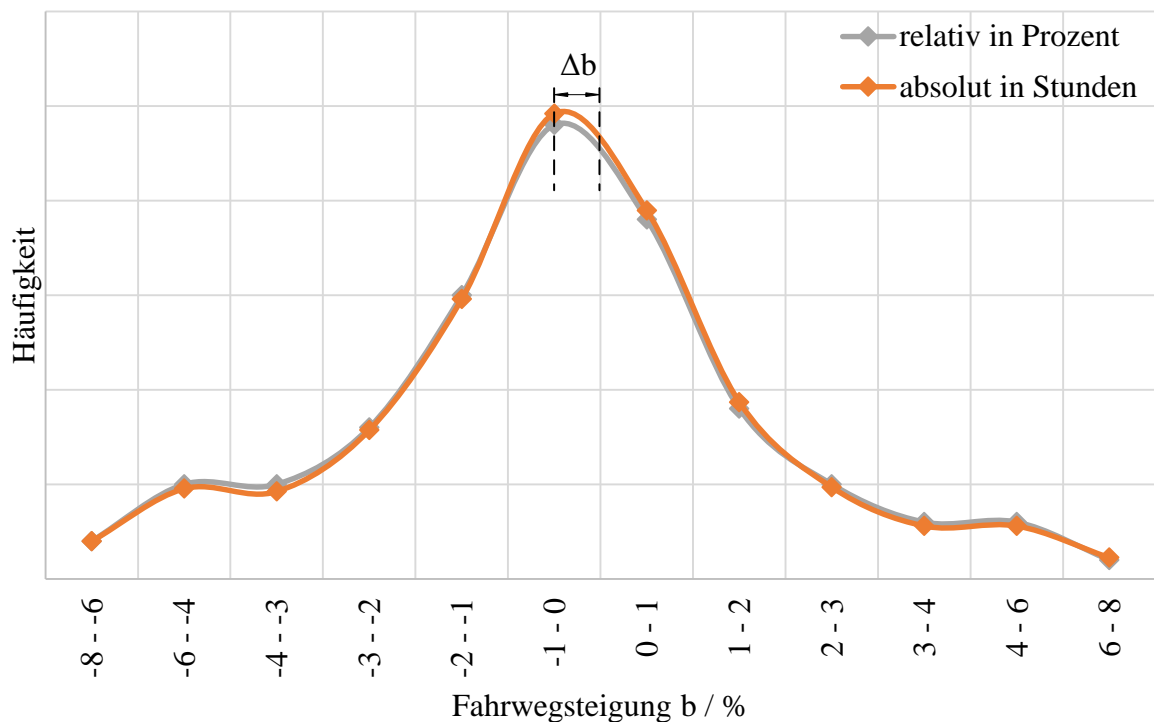


Abbildung 4.4: BLK-Analyse zur Fahrwegsteigung

Diesen Effekt ausgeklammert zeigt die BLK-Statistik jedoch klar auf, dass die mittlere Fahrwegsteigung nahe 0 % liegt und der Steigungswiderstand bei realen Fahrten folglich näherungsweise gleichermaßen positiv wie negativ ist. Positive Steigung verschiebt die Betriebspunkte konstanter Geschwindigkeit im Kennfeld vertikal nach oben, negative Steigung bzw. Gefälle reduziert analog das erforderliche Drehmoment. Außerdem gilt es zu berücksichtigen, dass der kundennahe Ersatzzyklus, auf dem die Auslegungspunkte beruhen, aus näherungsweise vergleichbaren Geschwindigkeits-Zeit-Profilen abgeleitet wurde, bei denen es sich jedoch nicht um reale Kundenbetriebspunkte handelt. Letztlich haben die Auslegungspunkte in erster Linie die Funktion, den relevanten Kunden-Fahrbereich zu umreißen. Daher kann der Steigungseinfluss für die Bestimmung der Auslegungspunkte außer Acht gelassen werden.

Für die Fahrt bei konstanter Geschwindigkeit müssen nur die Fahrwiderstände überwunden und kein zusätzliches Drehmoment gestellt werden, folglich liegen die Betriebspunkte bei Konstantfahrt in der Ebene exakt auf der Fahrwiderstandskurve bei Steigung Null. Auch die Fahrt bei Höchstgeschwindigkeit stellt eine Konstantfahrt dar und wurde ebenso mit einem Punkt berücksichtigt. Dadurch sind Auslegungspunkte auf der Konstantfahrtlinie von entscheidender Bedeutung.

Neben diesen Punkten orientieren sich die übrigen Auslegungspunkte an relevanten Leistungsbereichen. Gemäß Gleichung (2.6) auf Seite 44 geht der Verlauf konstanter Leistung über der Drehzahl mit einem hyperbolisch abfallenden Drehmoment einher. Diese Kurven konstanter, mechanischer Leistung werden als Leistungshyperbeln bezeichnet und sind im Diagramm eingezeichnet. Auch entlang dieser Hyperbeln sind charakteristische Auslegungspunkte platziert, so beispielsweise bei der Anhäufung im oberen Teil des motorischen Bereichs. Dieses spezifische Leistungsfenster resultiert nicht aus einer Begrenzung des simulierten Antriebs. Vielmehr entstammen diese Betriebspunkte dem kundennahen Ersatzzyklus und sind somit für das Kundenfahrverhalten des zugrundeliegenden Fahrzeugs von besonderer Bedeutsamkeit. Die Priorisierung der Punkte, auf die im folgenden Abschnitt eingegangen wird, erfolgt letztlich analog zu der des Effizienzantriebs.

Abschließend zeigt Abbildung 4.5 auf Seite 82 die Auslegungspunkte des Performanceantriebs auch anhand der zeitlichen Kumulation. Diese Darstellung zeigt auf, dass abseits der bereits definierten Auslegungspunkte keine zusätzlichen Punkte von hoher, zeitlicher Häufigkeit auftreten, deren Berücksichtigung für die Auslegung erforderlich wäre.

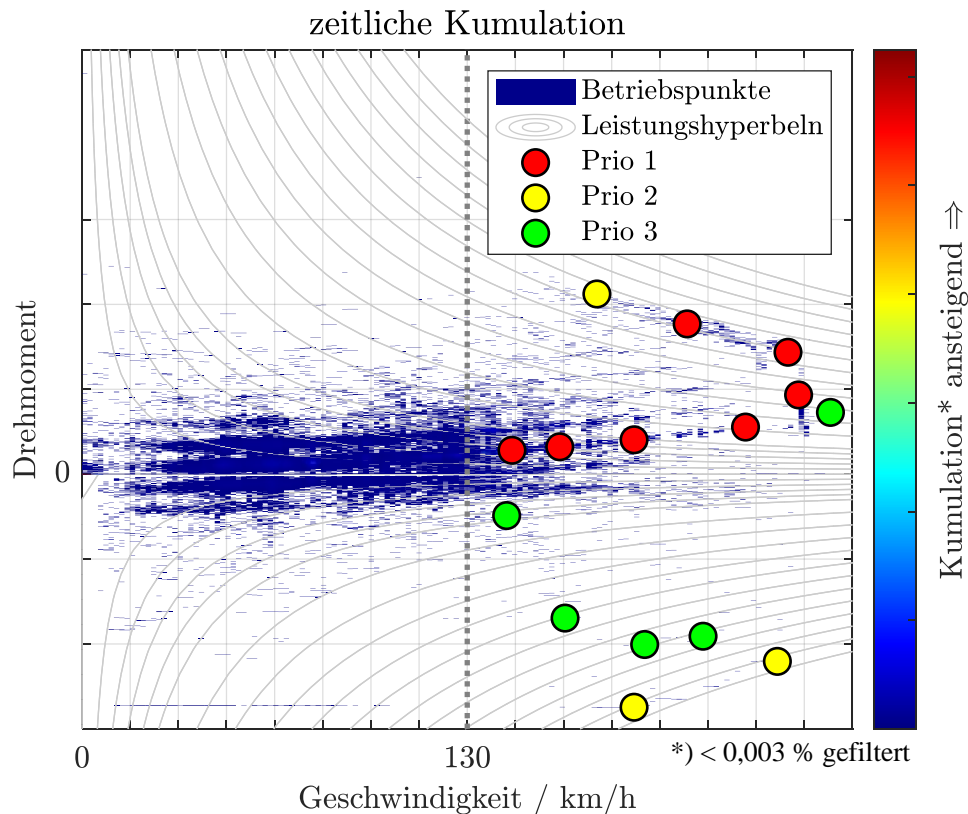


Abbildung 4.5: Auslegungspunkte für Performanceantrieb anhand des Zeitanteils

4.2 Iterativer Auslegungsprozess der Antriebe

Im nächsten Schritt erfolgt die bedarfsgerechte Auslegung der Antriebskomponenten. Dabei strebt der Auslegungsprozess nach einem Höchstmaß an Energieeffizienz auf Gesamtsystemebene. Die Kombination effizienter Antriebskomponenten alleine führt aufgrund sich gegenseitig beeinflussender Effekte nicht zwangsläufig zu hoher Systemeffizienz. Statt dessen müssen Inverter, E-Maschine und Getriebe im Verbund des Gesamtsystems betrachtet, ausgelegt und bewertet werden. Die Annäherung an das Effizienzoptimum erfolgt dabei iterativ. Im übergeordneten Sinne handelt es sich um ein multikriterielles Optimierungsproblem, dessen Lösungsansatz eine geeignete, methodische Vorgehensweise erfordert. Diese ist schematisch in Abbildung 4.6 auf Seite 83 anhand eines V-Modells dargestellt und wird in den folgenden Abschnitten schrittweise erläutert.

Ausgehend von radseitigen Auslegungspunkten in Schritt eins auf Fahrzeugebene wird auf

Getriebeebene in Schritt zwei ein Streuungsbereich für das Übersetzungsverhältnis definiert, welcher der Übertragung der Auslegungspunkte auf Antriebsseite dient. Je nach gewählter Übersetzung verschieben sich die Punkte näherungsweise entlang der bereits bekannten Leistungshyperbeln. Der so umrissene Ausdehnungsbereich der Punkte ermöglicht auf Antriebsseite in Schritt drei eine erste Auslegung der Traktionsmaschine. Dabei zielt die Auslegung darauf ab, die Wirkungsgradmuscheln zielgerichtet anhand der Lage der Auslegungspunkte zu positionieren. Dieser ersten Grobauslegung folgen in Schritt vier eine Übersetzungsanalyse und in Schritt fünf die Effizienzgewichtung, welche wiederum ein konkretes Übersetzungsverhältnis hervorbringen. Anhand dessen erfolgt dann auf Getriebeebene in Schritt sechs die Getriebeauslegung. Durch Iteration der Schritte zwei bis sechs kann schrittweise ein Optimum angenähert werden. Das Ergebnis einer Längsdynamiksimulation auf Gesamtfahrzeugebene dient letztlich in Schritt sieben der Effizienzbewertung des Antriebssystems.

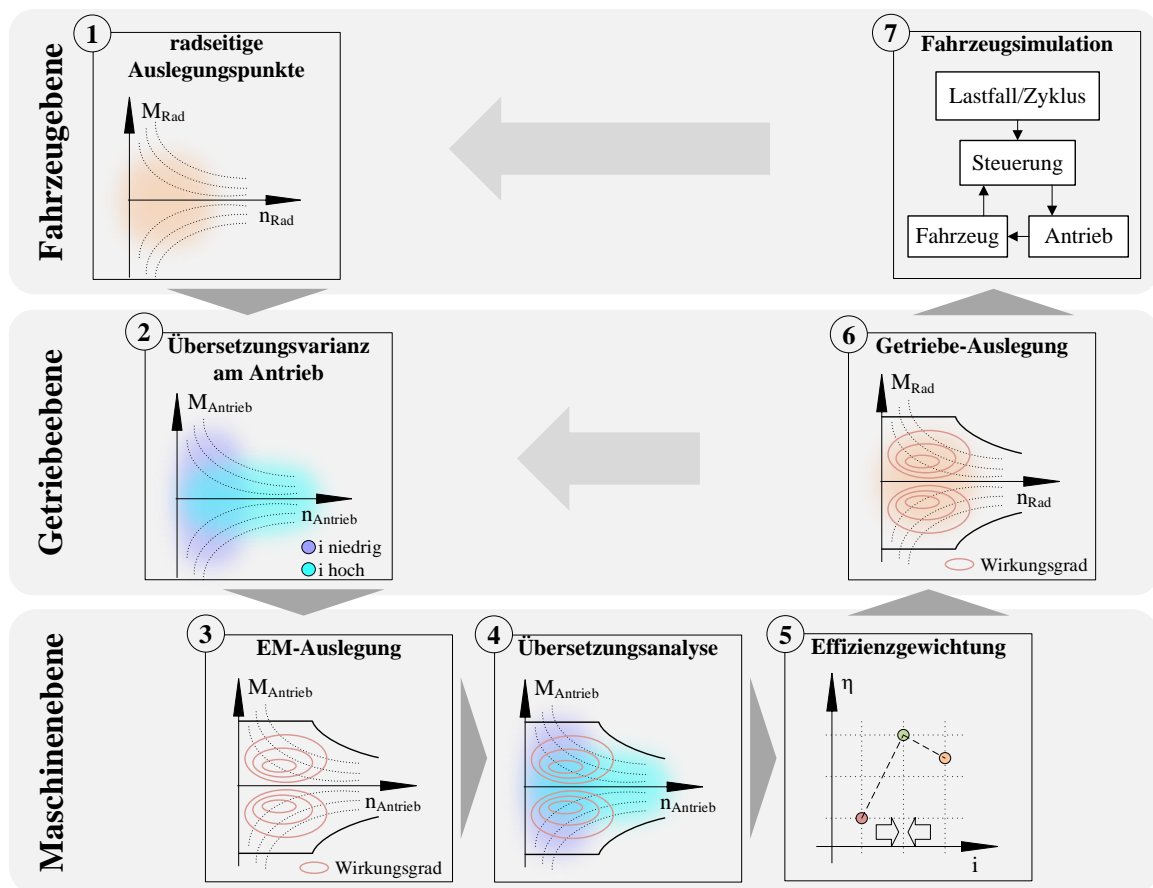


Abbildung 4.6: V-Modell als Schema der methodischen Vorgehensweise

4.2.1 Radseitige Auslegungspunkte

Zunächst gilt es zu berücksichtigen, dass die zugrunde liegenden Kundendaten, denen der zusammengesetzte Ersatzzyklus als Ergebnis der Kundendatenanalyse entstammt, stets fahrzeug- bzw. antriebs- sowie marktspezifisch sind. Die Bestimmung eines allgemeingültigen Kundenfahrprofils ist damit nicht möglich. Der vorliegende, beispielhafte Zyklus bezieht sich folglich auf einen konkreten Antrieb, welchem spezifische Parameter wie beispielsweise ein Übersetzungsverhältnis zugrunde liegen. Zur Egalisierung dieser individuellen Antriebseigenschaften wird ein einheitlicher Bezugspunkt am Rad definiert. Radseitige Größen sind unabhängig von antriebsindividuellen Parametern und sogar von Antriebstechnologien. Daher sind die festgelegten Auslegungspunkte ebenfalls radseitig bestimmt.

4.2.2 Übersetzungsvarianz

Die Überleitung radseitiger Auslegungspunkte auf Antriebsseite erfolgt anhand eines Spektrums des Übersetzungsverhältnisses. Durch Variation der Übersetzung verändern sich Drehzahl und Drehmoment entsprechend Gleichung (2.7) auf Seite 44 antiproportional zueinander, die mechanische Leistung bleibt gemäß Gleichung (2.6) unter Vernachlässigung der Getriebe- und Seitenwellenverluste dabei jedoch konstant. Daher verschieben sich die Auslegungspunkte entlang der Leistungshyperbeln. Eine niedrigere Übersetzung i bedingt eine Verschiebung der Betriebspunkte in Richtung niedriger Drehzahlen und hoher Drehmomente des Motors. Die Betriebspunktewolke erstreckt sich also deutlich mehr in Drehmoment- als in Drehzahlrichtung. Demgegenüber breiten sich die Punkte bei hoher Übersetzung über ein breites Drehzahl- und schmales Drehmomentband aus. Diese Verschiebung ist in Abbildung 4.7 auf Seite 85 schematisch angedeutet.

Aufgrund des großen Drehzahlbereichs elektrischer Maschinen sind Übersetzungen ins Langsame und damit Übersetzungsverhältnisse von $i > 1$ erforderlich. Die Spannweite des Übersetzungsbereichs ist abhängig von den individuellen Spezifikationen und Randbedingungen des jeweiligen Antriebskonzepts. Beispielsweise kommen je nach gewählter EM-Technologie verschiedene Übersetzungsbereiche infrage, da sich unterschiedliche EM hinsichtlich ihrer Charakteristik und Verlustabhängigkeit von Drehzahl und Drehmoment unterscheiden. Weiterhin ist z. B. auch der verfügbare Bauraum zu beachten. So beeinflusst die Übersetzung die benötigte Performance der Traktionsmaschine und diese äußert sich wiederum in der Größe der EM. Auch die Größe von Getrieberadsätzen ist abhängig vom Übersetzungsverhältnis.

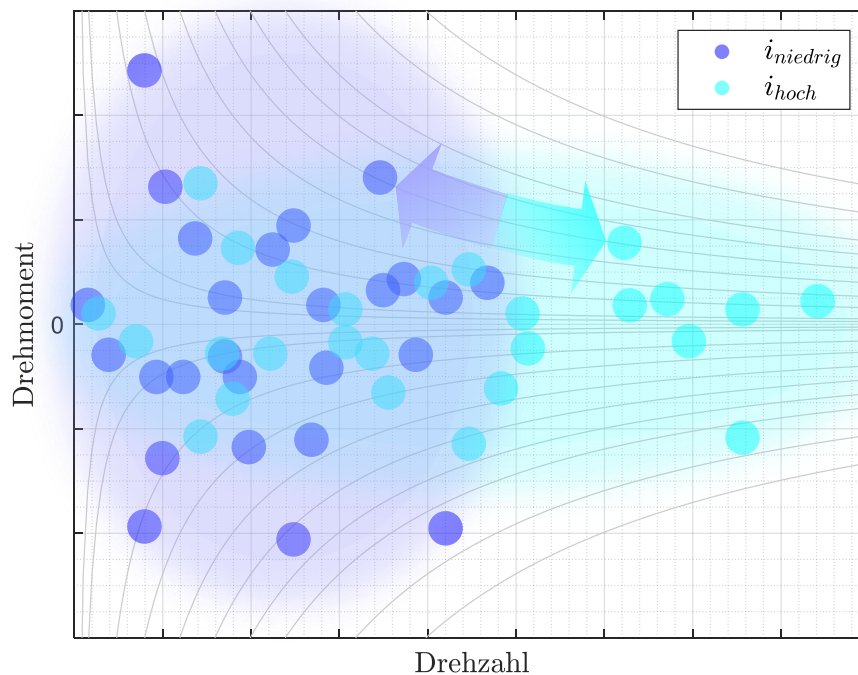


Abbildung 4.7: Verschiebung der Auslegungspunkte des Motors durch Übersetzungsvarianz

Wie in Abschnitt 2.2.3 ab Seite 37 erläutert, zeigen die Verluste je nach Maschinentechologie mehr Drehzahl- oder Drehmomentabhängigkeit. Dies schränkt abhängig von der Zielauslegung sowohl die Wahl der EM-Technologie als auch des Übersetzungsspektrums ein. Letztlich spannt die Übersetzungsvarianz auf Maschinenseite ein Zielfenster auf, welches die Lage des Bereichs höchsten Wirkungsgrades festlegt.

4.2.3 Übersetzungsanalyse und Effizienzgewichtung

Die elektromagnetische Auslegung der E-Maschine erfolgt kennfeldbasiert und bildet dabei die in Abbildung 2.7 auf Seite 43 genannten Verlustanteile ab. Für die konkrete Maschinenauslegung müssen Nenndrehmoment und Nennleistung sowie der Maschinentyp festgelegt werden, dem sich Abschnitt 6.2 ab Seite 119 widmet. Zusammen mit der Konstruktion der Maschine ergeben sich daraus die Wirkungsgradmuscheln der elektrischen Maschine, welche durch Isolinien konstanten Wirkungsgrades dargestellt werden.

Die Übersetzungsanalyse erfolgt durch Übertragung der Auslegungspunkte auf das Wirkungsgradkennfeld. Wie Abbildung 4.8 zeigt, verschieben sich diese Punkte antriebsseitig je nach gewählter Übersetzung. Jedem Punkt ist anhand seiner Lage ein individueller Wirkungsgrad zuzuordnen.

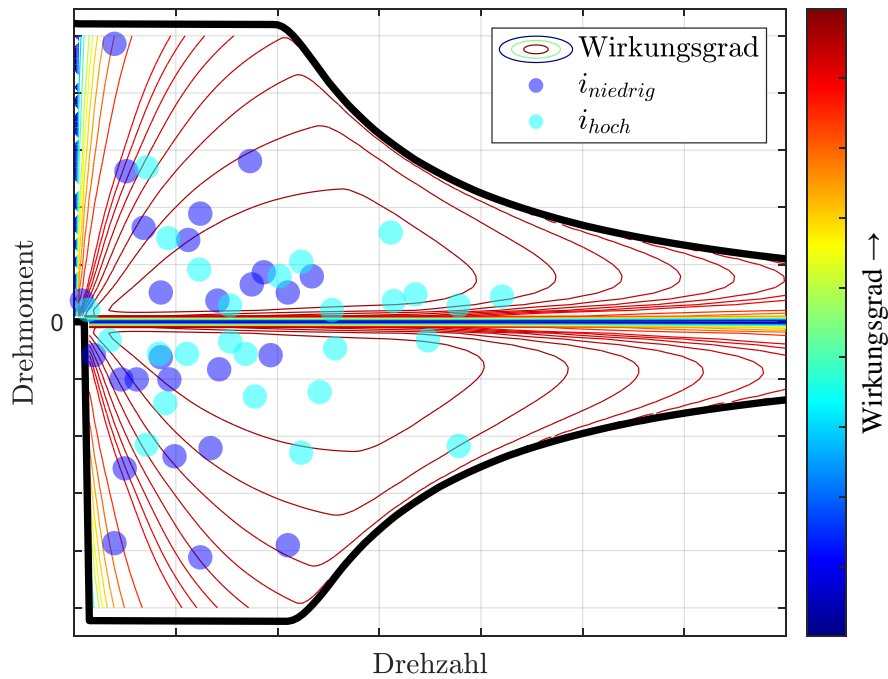


Abbildung 4.8: Auslegungspunkte im exemplarischen Wirkungsgradkennfeld

Für alle betrachteten Übersetzungsverhältnisse liegt jeweils ein Wirkungsgrad je Auslegungspunkt vor. Durch Zusammenführung der ermittelten Gewichtungsfaktoren gemäß Gleichung (4.1) auf Seite 77 mit diesen Wirkungsgraden kann im nächsten Schritt ein gewichteter Effizienzfaktor abgeleitet werden. Nach Gleichung (4.2) berechnet sich die gewichtete Effizienz $\gamma(\eta)$ als Summe des Produkts aus individuellem Wirkungsgrad η_n und Gewichtungsfaktor $h_n(E)$ über alle Auslegungspunkte N .

$$\gamma(\eta) = \sum_{n=1}^N \eta_n \cdot h_n(E) \quad (4.2)$$

Abbildung 4.9 zeigt die gewichtete Effizienz $\gamma(\eta)$ über dem ansteigenden Übersetzungsverhältnis i_{GB} des Getriebes (GB). Dabei weist der Trend ein lokales Maximum auf. Dessen Übersetzungsverhältnis verschiebt die Auslegungspunkte im Wirkungsgradkennfeld des E-Maschinen-Systems (EMS) bestmöglich in den Bereich höchster Effizienz. Wie dargestellt, nimmt die gewichtete Effizienz sowohl für niedrigere als auch höhere Übersetzungen ab.

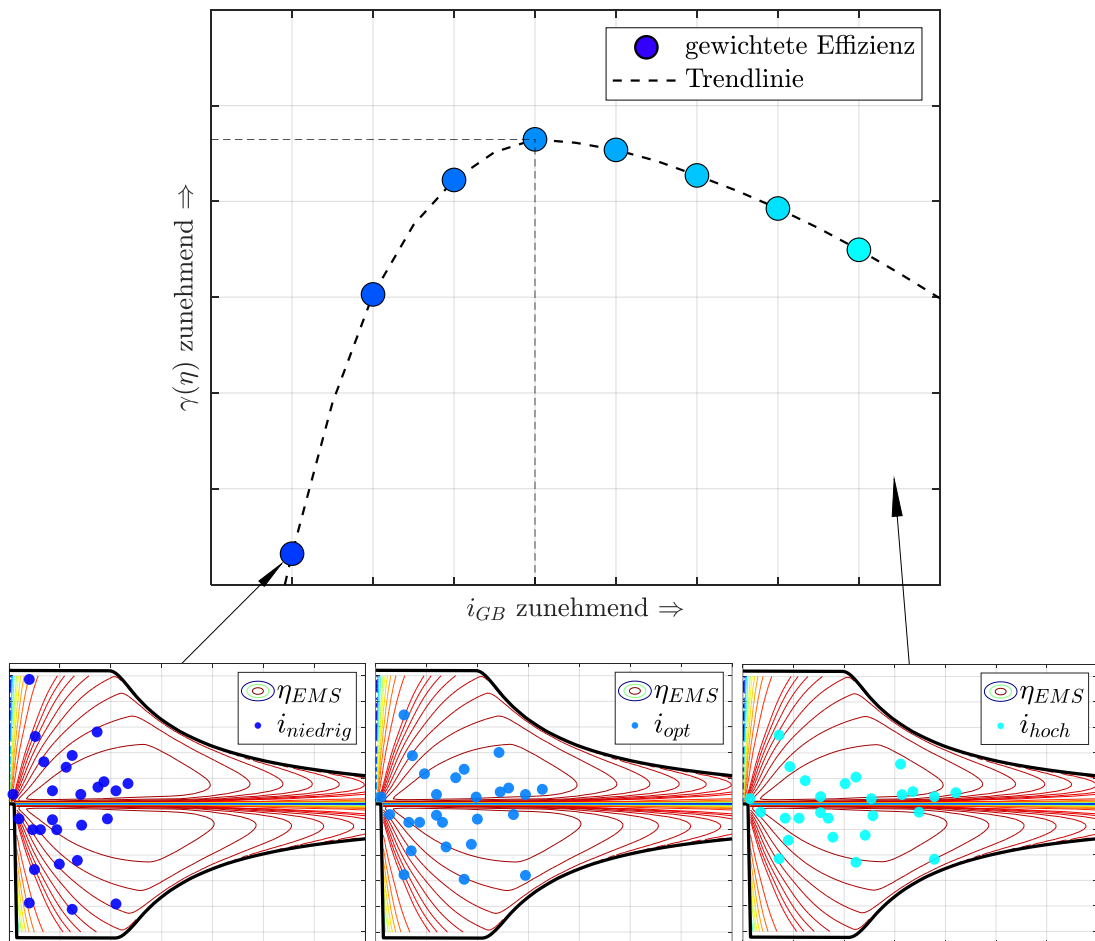


Abbildung 4.9: Zusammenhang zwischen dem gewichteten Effizienzfaktor und dem Übersetzungsverhältnis

Zusammenfassend sind die Auslegungspunkte mit der optimalen Übersetzung und ihrer Priorität in Abbildung 4.10 dargestellt. Deutlich ersichtlich wird hierbei, dass insbesondere die Prio-1-Punkte und zum Teil auch die Prio-2-Punkte im Bereich höchsten Wirkungsgrades des EMS liegen. Wie zuvor beschrieben, beziehen sich die Prio-3-Punkte auf ergänzende Zyklen oder dienen als Anhaltspunkt für die Auslegung. Ihre Lage außerhalb der Muschel höchster Effizienz ist folglich methodisch bedingt und unbedenklich.

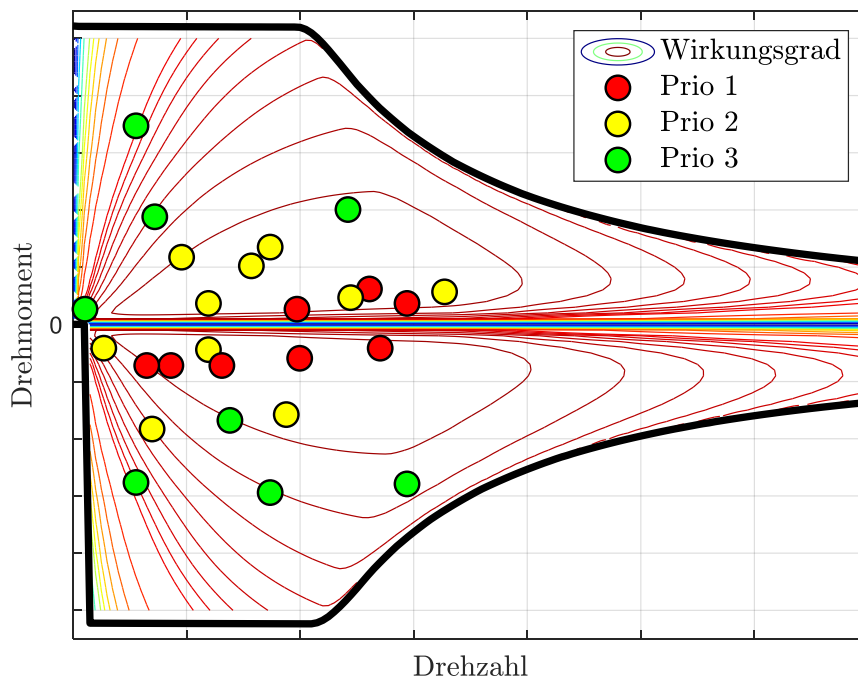


Abbildung 4.10: Priorisierte Auslegungspunkte mit Zielübersetzung auf Antriebsseite

Anhand der ermittelten Zielübersetzung erfolgt im nächsten Schritt die Auslegung des Getrieberadsatzes. Dieser komplettiert den elektrischen Antriebsstrang und erlaubt dann erste Systembewertungen auf Gesamtantriebsebene. Hierbei gewonnene Erkenntnisse werden gemäß Abbildung 4.6 auf Seite 83 zurückgespielt.

Die beispielhafte Anwendung der geschilderten Auslegungsmethode folgt in Abschnitt 6.2 ab Seite 119. Zunächst werden die ermittelten Auslegungspunkte durch einen Zyklusabgleich überprüft, anschließend die Auslegung und Konstruktion der Komponenten beider Traktionsantriebe erläutert. Dabei erfolgt auch die Begründung für die Wahl der EM-Technologien, der Radsatzkonstruktion oder auch des Übersetzungsverhältnisses.

4.3 Simulationsgestützte Validierung der Auslegung

Zur Validierung der Antriebsauslegung dient im Folgenden die Simulation des Gesamtantriebssystems (vgl. Schritt 7 in Abbildung 4.6 auf Seite 83). Hierfür kommt die in Abschnitt 2.3.3 ab Seite 49 vorgestellte Simulationsumgebung zum Einsatz. Das Fahrzeugmodell stellt dabei den elektrischen Antriebsstrang simulativ im Verbund des Gesamtfahrzeugs dar. Ziel ist eine möglichst realitätsnahe Abbildung des dynamischen und trägheitsbehafteten Systemverhaltens von elektrischem und mechanischem Antriebsstrang sowie des Fahrzeugs.

4.3.1 Komponentenweise Verlustquellenanalyse

Eine solche Simulation ermöglicht die Quantifizierung von Verlustanteilen der Antriebskomponenten auf Gesamtsystemebene. Abbildung 4.11 zeigt beispielhaft eine qualitative Darstellung der wesentlichen Verlustbestandteile am Gesamtenergiebedarf eines Fahrzeugs. Zwar variieren die Anteile der einzelnen Verlustbausteine abhängig vom spezifischen Lastfall, von Fahrzeugeigenschaften sowie vom elektrischen Triebstrang, die Größenordnung der Verlustanteile hingegen bleibt wie dargestellt näherungsweise konstant.

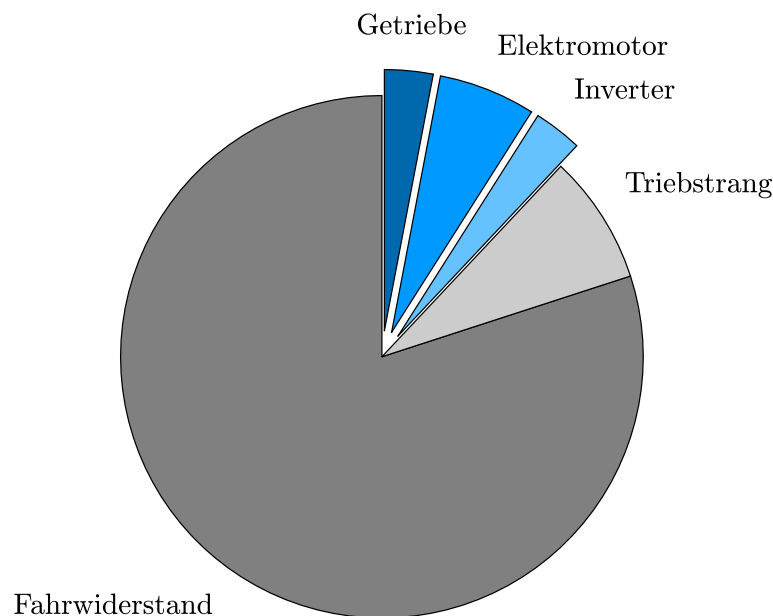


Abbildung 4.11: Qualitative Verlustanteile am Gesamtenergiebedarf eines Fahrzeugs

Der Fahrwiderstand setzt sich aus den Anteilen von Roll-, Luft-, Steigungs- und Beschleunigungswiderstand zusammen (vgl. Abschnitt 2.3.2 ab Seite 48). Sie stellen in Summe den mit Abstand größten Anteil am Gesamtenergiebedarf dar. Gemäß Gleichung (2.11) auf Seite 49 steigt die Leistung des Gesamtfahrwiderstands mit der dritten Potenz der Fahrzeuggeschwindigkeit an. Daher fallen die Fahrwiderstände anteilmäßig sehr groß aus, insbesondere bei Lastfällen mit hohen Geschwindigkeiten.

Die Verluste mechanischer Komponenten zwischen Getriebe und Rad sind hier als Triebstrang bezeichnet. Diese umfassen die hydraulischen Reibbremsen am Rad und die Seitenwellen. Der Einsatz der hydraulischen Radbremsen wird durch die Betriebsstrategie beeinflusst, die die Aufteilung des erforderlichen Bremsmoments zwischen Reibbremsen und Rekuperation des elektrischen Triebstrangs regelt (vgl. Abschnitt 2.3.1 ab Seite 47).

Die Verluste der Antriebskomponenten Inverter, Elektromotor und Getriebe stellen hingegen nur einen geringen Teil der Gesamtverluste dar. Folglich sind diese Verlustbestandteile nicht der größte Stellhebel bei der Reduktion des Gesamtenergiebedarfs. Dennoch birgt eine bedarfsgerechte Auslegung ein Effizienzpotential ggü. bestehenden Antrieben, welches u. a. auch auf eine Verlustreduktion zurückzuführen ist.

Zur Erläuterung der Energieflüsse dient das folgende, beispielhafte Fahrmanöver in Abbildung 4.12, bestehend aus einer Beschleunigung, gefolgt von einer Konstantfahrt und mit anschließender Verzögerung in der Ebene. Bei gleicher Fahrgeschwindigkeit v_{Fzg} zu Beginn $t = t_0$ und Ende $t = t_3$ des Manövers sowie betragsmäßig gleicher Beschleunigung a_{Fzg} ist das Delta der kinetischen Energie E_{Kin} für Beschleunigung und Verzögerung identisch.

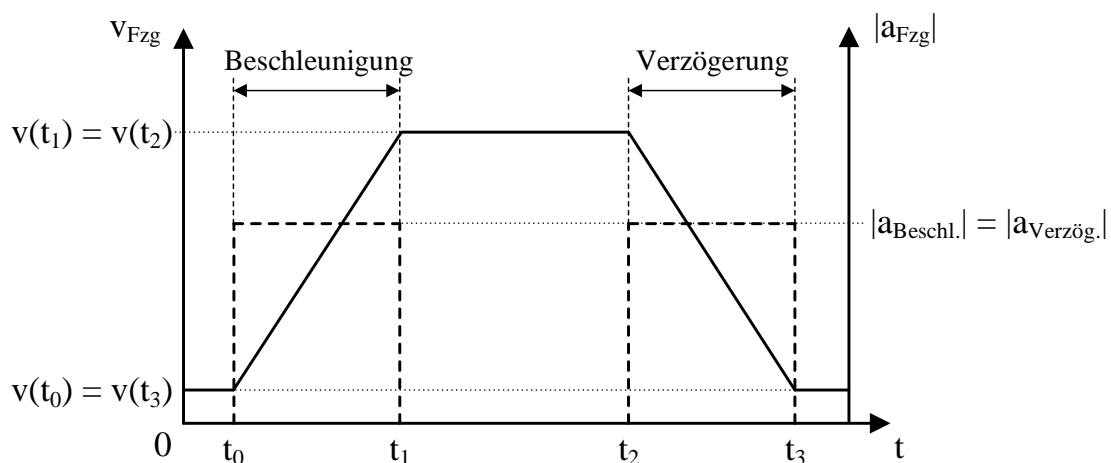


Abbildung 4.12: Beispielhaftes Fahrmanöver mit Beschleunigung und Verzögerung

Abbildung 4.13 zeigt ein qualitatives Energieflussdiagramm des Fahrmanövers, darin links den Beschleunigungs- und rechts den Verzögerungsvorgang.

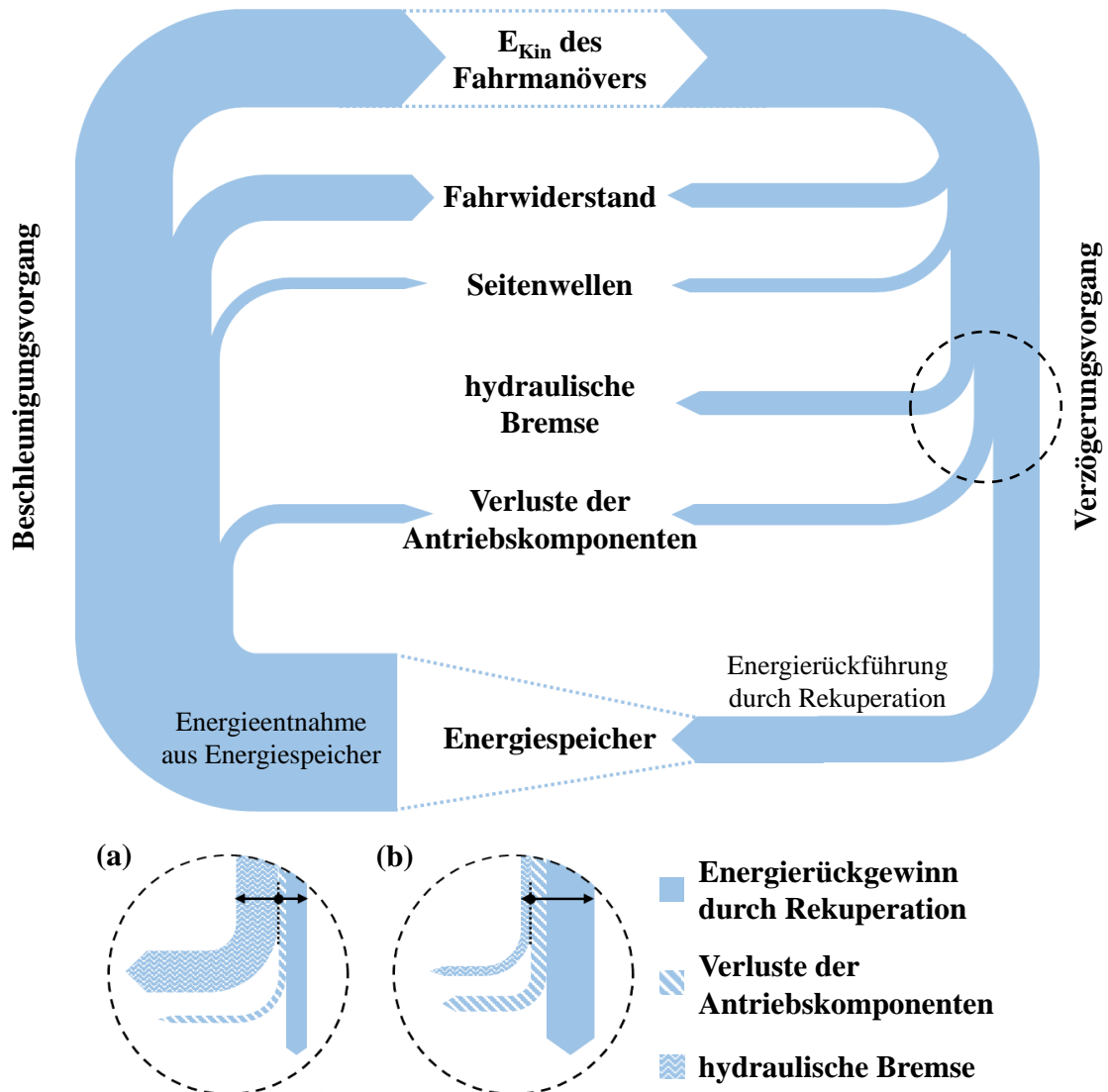


Abbildung 4.13: Qualitatives Energieflussdiagramm, Vergrößerungen (a) und (b) zeigen Bremsverteilungen zwischen Rekuperation und hydraulischer Bremse

Während der Beschleunigung müssen Fahrwiderstände sowie Verluste von Seitenwellen und Antriebskomponenten kompensiert werden. Daher ist die benötigte Energie aus dem Energiespeicher größer als der Energiebedarf für die reine Beschleunigung.

Bei Verzögerung fallen erneut Verluste durch Fahrwiderstand und Seitenwellen an, die allerdings der Verzögerung dienlich sind. Erstgenannter ist durch den negativen Beschleunigungswiderstand betragsmäßig kleiner als während der Beschleunigung und kann abhängig vom Steigungswiderstand sogar auch negativ werden - In starkem Gefälle trägt die Hangabtriebskraft nicht zur Verzögerung bei, sondern wirkt sogar beschleunigend. Analog steigt die Verzögerungswirkung in der Steigung jedoch an.

Die nach Abzug von Fahrwiderstand und Seitenwellenverlusten verbleibende Bremsenergie für die gewünschte Verzögerung wird von den hydraulischen Radbremsen und dem Antrieb mittels Rekuperation aufgenommen. Aufgrund der anfallenden Verluste während des Manövers ist die durch Rekuperation zurückgeführte Energie in den Energiespeicher stets geringer als die entnommene Energie. Die gewählte Bremsverteilung, vergrößert dargestellt in Abbildung 4.13a und 4.13b, bestimmt den Grad der Rekuperation. Dieser wiederum beeinflusst die Verluste der Antriebskomponenten, welche sich proportional zur Rekuperation verhalten. Zugleich variiert auch der Gesamtenergiebedarf des Fahrmanövers. Die beiden folgenden Bremsszenarien sollen die Verschiebung der genannten Verlustanteile erläutern:

- **Bremsszenario (a):** Die benötigte Bremsenergie wird größtenteils von den hydraulischen Radbremsen aufgebracht, der Grad der Rekuperation ist folglich gering. Dadurch fallen nur geringe Verluste in den Antriebskomponenten an. Da nur wenig Energie rekuperiert wird, ist ein hoher Gesamtenergiebedarf des Fahrzeugs die Folge.
- **Bremsszenario (b):** Die benötigte Bremsenergie wird größtenteils durch Rekuperation gestellt, die Radbremsen kommen nur geringfügig zum Einsatz. Verglichen mit Szenario (a) steigen in diesem Fall zwar die Verluste der Antriebskomponenten an, aufgrund der Energierückspeisung sinkt jedoch der Gesamtenergiebedarf des Fahrzeugs.

Wie die beiden Szenarien aufzeigen, divergieren die Verlustanteile von hydraulischer Bremse und Antriebskomponenten sowie auch der Gesamtenergiebedarf je nach gewählter Bremsstrategie. Für die Validierung der Antriebsauslegung anhand der Effizienzbewertung lassen sich aus einer solchen Verlustanalyse wertvolle Informationen gewinnen. Aufgrund der geschilderten Effekte sind Verlustanteile jedoch immer in Relation zum Gesamtenergiebedarf des Fahrzeugs zu bewerten, andernfalls könnten falsche Schlüsse gezogen werden.

Zur näheren Betrachtung der Verlustanteile im elektrischen Antriebsstrang greift Abbildung 4.14 die in Abschnitt 2.2 ab Seite 34 erläuterten Verluste der Antriebskomponenten auf. Zusammenfassend dargestellt sind die wesentlichen Leistungsverluste von Inverter, Traktionsmaschine und Getriebe. Analog der komponentenweisen Darstellungen zeigt die Abbildung hier den Energiefluss im motorischen Betrieb.

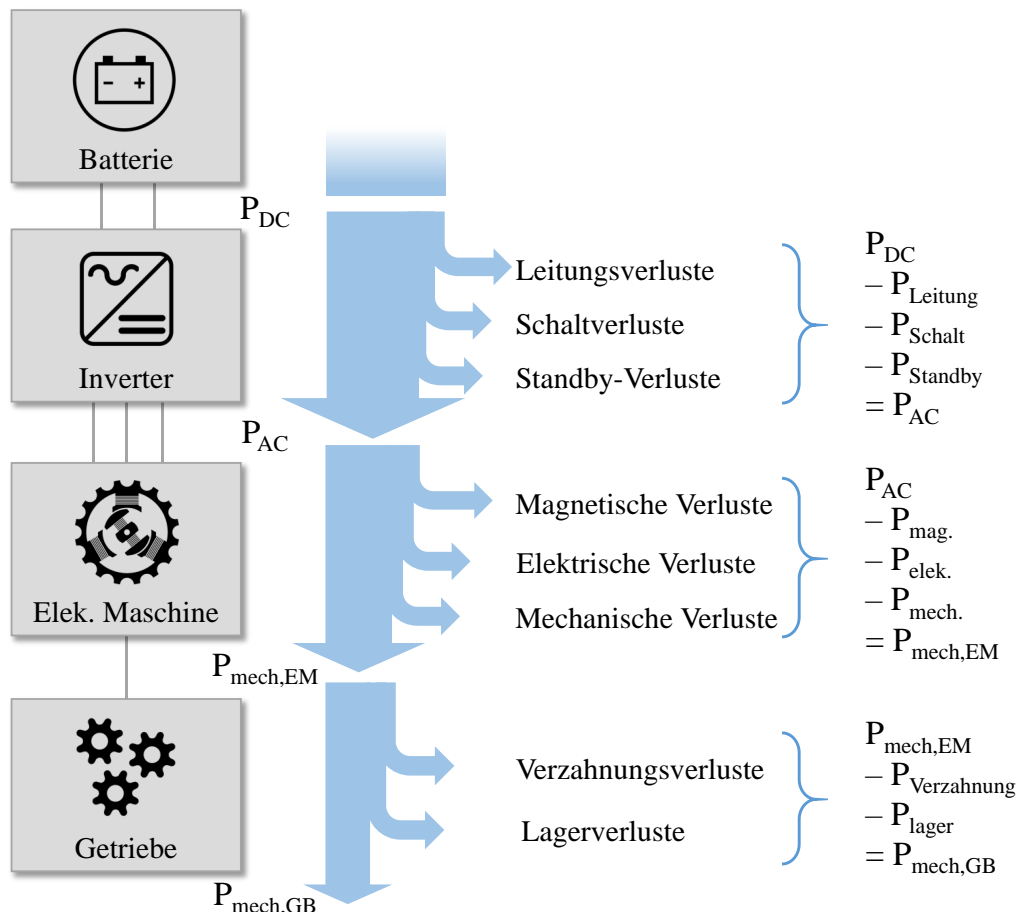


Abbildung 4.14: Aufschlüsselung der Verlustanteile im elektrischen Antriebsstrang

Die Quantifizierung der Einzelverluste am Gesamtenergiebedarf dient der geeigneten Auslegung der Antriebskomponenten. Zielkonflikte durch zum Teil wechselseitige Abhängigkeiten der Einzelverluste erschweren die Verlustreduktion und erfordern Kompromisse. Der iterative Auslegungsprozess ist letztlich ein Zusammenspiel aus Komponentenauslegung, Simulation zur Verlustquantifizierung und dadurch Erkenntnisgewinn für die nächste Iterationsschleife. Dieses Vorgehen ermöglicht eine Annäherung an die optimale Auslegung.

4.3.2 Strategie zur Drehmomentaufteilung und Regelung des Zusammenspiels beider Antriebe

Die Aufteilung des Gesamtantriebssystems in einen Effizienz- und einen Performanceantrieb erlaubt die Optimierung beider Antriebe auf unterschiedliche Betriebsbereiche. Zur Maximierung der Gesamtsystemeffizienz ist eine geeignete Strategie zur Drehmomentaufteilung zwischen beiden Antrieben erforderlich. Für jedes geforderte Summen-Drehmoment kann hierbei ein Optimum aus Effizienzsicht ermittelt werden.

Diese bestmögliche Effizienz anhand des höchsten Wirkungsgrades zu definieren ist suboptimal. Grund hierfür ist einerseits die Erfordernis klar definierter Systemgrenzen des Wirkungsgrades, wobei dessen Grenzen im Falle elektrischer Traktionsantriebe an den Klemmen des Inverters und am Getriebeabtrieb zu verorten wären. Andererseits bringen die Fahrzustände Zug und Schub Herausforderungen hinsichtlich der Wirkungsgraddefinition mit sich. Abhängig vom Fahrzustand variiert die Energieflussrichtung im Triebstrang. Der Wirkungsgrad als Verhältnis von Nutzen zu Aufwand dreht sich folglich je nach Fahrzustand. Auch die Definition der Zustände Zug und Schub selbst ist nicht trivial. Trotz sehr geringem, negativem Rad-Drehmoment kann die elektrische Antriebsleistung währenddessen aufgrund der Triebstrangverluste positiv sein, das Schubkriterium ist somit uneindeutig und müsste präzisiert werden (siehe Abschnitt 5.2.1 ab Seite 98).

Aus diesem Grund ist das Effizienzoptimum der Betriebsstrategie in dieser Arbeit anhand minimaler Summenleistung definiert. Diese setzt sich aus der mechanischen Leistung zur Erfüllung der Fahranforderung durch den Betriebspunkt sowie der Leistungsverluste aller Triebstrangkomponenten zusammen. Die Verluste von Inverter, E-Maschine und Getriebe beider Antriebssysteme müssen dabei kompensiert werden. Auch ist bei Mehrgangsystemen die ideale Gangwahl zu berücksichtigen. Verluste der Traktionsmaschine (vgl. Abschnitt 2.2.3 ab Seite 37) sind teilweise und die des Getriebes (vgl. Abschnitt 2.2.4 ab Seite 44) ausschließlich mechanisch. Die dabei anfallenden Drehmomentverluste müssen durch die elektrische Maschine überwunden werden, sodass antriebsseitig mehr Drehmoment gestellt werden muss als radseitig zur Erfüllung der Fahraufgabe erforderlich wäre.

Mittels des geschilderten Kriteriums minimaler Summenleistung kann für jeden theoretisch fahrbaren Betriebspunkt durch die Kombination beider Antriebe die ideale Drehmomentverteilung ermittelt werden. Die Kenntnis aller Verlustanteile sowie deren Drehmoment- und Drehzahlabhängigkeit erlaubt die Berechnung der Idealverteilung als Teil des Preprocessings der Fahrzeugsimulation. Dieser prädiktive Ansatz reduziert die Simulationsdauer.

Unterschiedliche Übersetzungen beider Antriebe erfordern einen einheitlichen Bezugspunkt, welcher am Rad gewählt ist. Abbildung 4.15 stellt schematisch eine Prognose der Drehmomentverteilung des Summen-Drehmoments über der Raddrehzahl dar. Die gezeigte Verteilung ist nicht berechnet, sondern entstammt den nachfolgend aufgeführten Überlegungen.

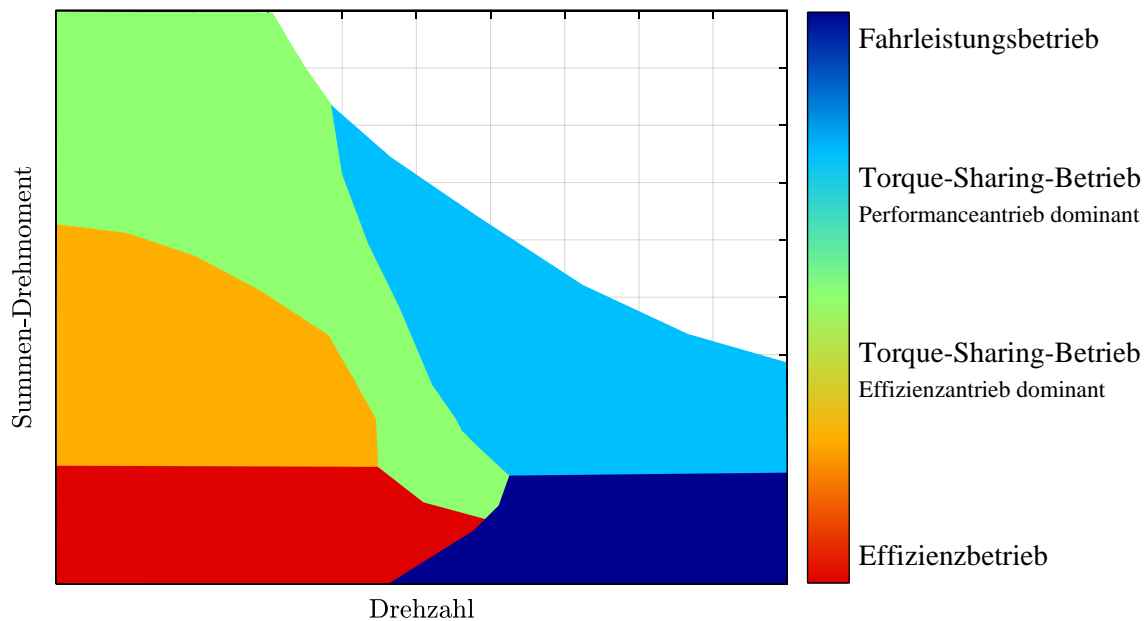


Abbildung 4.15: Schematische Drehmomentverteilung zwischen beiden Antrieben

Die Farbbereiche stellen schematisch Idealverteilungen des Drehmoments zwischen beiden Antrieben dar. Dabei berücksichtigt die Verteilung nur Verluste der Antriebskomponenten, keine sonstigen Verlustanteile wie z. B. Schlupfverluste der Reifen. Der rote Bereich spiegelt den reinen Effizienzbetrieb und damit den Hauptfahrbereich des Kunden wider. Der Effiziantrieb stellt hier das geforderte Drehmoment, der Performanceantrieb ist inaktiv. Ab einer festgelegten Geschwindigkeit gemäß der Grenze des Kundenkernbereichs erfolgt der Übergang auf den Performanceantrieb, welcher der Fahranforderung dann bis zur Höchstgeschwindigkeit alleine nachkommt. Bei hohen Drehmomentanforderung geht das Antriebssystem in den Torque-Sharing-Bereich über, d. h. beide Antriebe teilen sich das für die Fahraufgabe erforderliche Drehmoment. Bei niedrigen Drehzahlen dominiert der Effiziantrieb, analog der Performanceantrieb bei hohen Geschwindigkeiten. Für die übrigen Betriebspunkte ist eine Drehmomentverteilung zu näherungsweise gleichen Teilen prognostiziert.

5 Gesamtheitliche Bewertung von Antriebssystemen

5.1 Relativvergleich zweier Gesamtantriebe

Zur vergleichenden Gegenüberstellung und gesamtheitlichen Bewertung von Antriebssystemen dient die im Folgenden vorgestellte Methode, die im Wesentlichen auf etablierten Ansätzen nach [LWY22] oder [Yue11] in der Literatur sowie in [MK16] genannten Methoden basiert. Höchstes Gut bei der Bewertung von Gesamtsystemen ist die Sicherstellung der Vergleichbarkeit. Die individuellen Stärken und Schwächen unterschiedlich ausgeführter Antriebe werden äquivalent gegenübergestellt. So muss sich beispielsweise ein Effizienzvorteil bei gleichzeitigem Kostennachteil in der Bewertung eindeutig widerspiegeln. Dies wird durch analoges Vorgehen und konstante Überprüfung der Vergleichbarkeit gewährleistet. Für dieses Vorhaben werden dimensionslose Bewertungskennzahlen für die bekannten Bewertungskriterien Effizienz, Performance, Kosten, Gewicht und Volumen ermittelt und individuell gewichtet. Ziel einer solchen, multikriteriellen Beurteilung ist ein fundierter, objektiver und reproduzierbarer Konzeptentscheid für eines der Gesamtantriebskonzepte.

5.2 Indikatoren der Bewertungskriterien

Im Sinne einer ganzheitlichen, multikriteriellen Bewertung hinsichtlich der in Abschnitt 1.1 ab Seite 21 definierten Zielgrößen bedarf es der Definition von Indikatoren, anhand derer die Bewertungskriterien ermittelt werden. Diese werden in den folgenden Abschnitten für die Kriterien Effizienz, Kosten, Gewicht, Volumen und Performance definiert. Im Anschluss baut die Methode zur Systembewertung auf diesen Kriterien auf.

5.2.1 Effizienz

Zur Identifikation der Effizienz eines Antriebssystems kommt die in Abschnitt 2.3.3 ab Seite 49 vorgestellte Simulationsumgebung zum Einsatz. Als Indikator für einen effizienten Antrieb kommen mehrere Kenngrößen infrage, die allesamt abhängig von Fahrzeug und Lastfall sind. Das Effizienzdelta zweier Antriebe wird daher stets über mehrere Fahrzyklen gemittelt angegeben.

Naheliegend ist zunächst ein hoher Wirkungsgrad, welcher einen hohen Nutzungsgrad an investierter Energie impliziert. Wie bereits in Abschnitt 2.2.3 ab Seite 37 erläutert, ergibt sich der Wirkungsgrad aus der Relation von Nutzen zu Aufwand. Für ein beispielhaftes System, an dessen Grenzen die ein- und ausgehenden Energieflüsse quantifiziert werden, definiert Gleichung (5.1) den Wirkungsgrad η als Verhältnis von ausgehender Energie E_{aus} zu eingehender Energie E_{ein} oder Eingangsenergie abzüglich Verlustenergie $E_{Verlust}$ zu Eingangsenergie.

$$\eta = \frac{E_{aus}}{E_{ein}} = \frac{E_{ein} - E_{Verlust}}{E_{ein}} \quad (5.1)$$

Abhängig von der Wahl eben jener Systemgrenzen variieren diese Energiewerte und somit auch der Wirkungsgrad. Bezogen auf einen elektrischen Traktionsantrieb ist der Wirkungsgrad einer einzelnen Komponente wie der elektrischen Maschine beispielsweise höher als der des Verbunds aus E-Maschine und Getriebe. Daher erfordern Aussagen über Wirkungsgrade stets präzise Angaben der betrachteten Systemgrenzen.

Darüber hinaus stellt die variable Energieflussrichtung eine Herausforderung für die Bestimmung des Wirkungsgrades dar, wie bereits in Abschnitt 4.3.2 ab Seite 94 erwähnt. Bei Umkehr des Kraftflusses, etwa beim Wechsel vom Zug- in den Schubbetrieb, kehrt sich das Wirkungsgradverhältnis gemäß der Gleichungen (2.4) und (2.5) auf Seite 42 um. Sind die Betriebszustände Zug und Schub beispielsweise radseitig anhand des Drehmoments (Zug: $M_{Rad} > 0$; Schub: $M_{Rad} < 0$) definiert, ist im Schubbetrieb gemäß Rekuperation von einem Energierückfluss in die Batterie auszugehen. Für kleine, negative Drehmomente ist die Rekuperationsenergie jedoch sehr gering und betragsmäßig kleiner als die im Triebstrang anfallende Verlustenergie. Daher ist für solche Betriebspunkte trotz Schub kein Energierückgewinn möglich. Folglich geht mit diesem Zug-Schub-Kriterium eine Definitionslücke einher und es bedarf weiterer Konkretisierung.

Aufgrund der Betriebspunktabhängigkeit des Wirkungsgrades ist letztlich eine Mittelung dessen über den Zeitverlauf des Zyklus von Nöten. Ebenso empfiehlt sich eine Varianz an unterschiedlichen Fahrzeugen und Lastfällen zur Bestimmung eines mittleren Wirkungsgrades. Schlussendlich zeigen die dargelegten Herausforderungen jedoch auf, dass der Wirkungsgrad als Indikator für Effizienz eher ungeeignet ist.

Ein weiterer Anhaltspunkt für eine hohe Effizienz sind geringe Systemverluste. Niedrige Verluste in den Antriebskomponenten sind zum Teil auf eine geeignete Auslegung im Sinne der Effizienz zurückzuführen, können jedoch auch durch betriebsstrategischen Einfluss bedingt sein. Wie das beispielhafte Fahrmanöver in Abschnitt 4.3.1 ab Seite 89 zeigt, hängen Verlustanteile beispielsweise mit der Bremsverteilung zwischen den hydraulischen Radbremsen und der Rekuperation zusammen. Diese Betrachtung führt zu dem Schluss, dass Verluste in den Antriebskomponenten reduziert werden können, indem die Bremsverteilung zugunsten der hydraulischen Radbremsen verschoben wird. Diese Erkenntnis kommt jedoch einem Trugschluss gleich, da mit einem niedrigeren Grad an Rekuperation zwar die Systemverluste sinken, jedoch auch die Energierückführung in den Energiespeicher reduziert wird und damit der Energieverbrauch steigt. Geringe Systemverluste als alleiniger Indikator für hohe Effizienz erweisen sich folglich als nicht zielführend und mitunter irreführend. Statt dessen müssen Verluste stets im Verhältnis zum Gesamtenergieumsatz bewertet werden.

Sowohl der Wirkungsgrad als auch auftretende Systemverluste als Gradmesser für Effizienz erweisen sich folglich nur bedingt als sinnvoll. Die Betrachtung der zuvor aufgeführten Punkte führt jedoch zu der Erkenntnis, dass der Energieumsatz selbst ein weiteres Maß für Effizienz darstellt. Ein niedriger Bedarf an Energie für eine vorgegebene Fahraufgabe bei gleichen Randbedingungen weist eindeutig auf ein effizientes Antriebssystem hin und eignet sich dementsprechend sehr gut als Indiz für Effizienz. Demnach spiegelt die Differenz des Gesamtenergiebedarfs zweier Antriebe im gleichen Fahrzeug für den gleichen Lastfall und identischer Bremsstrategie das Effizienzdelta am besten wider. Die Energie als Integral der Antriebsleistung über der Zeit wird üblicherweise in Wattstunden (Wh) angegeben bzw. der Verbrauch als auf die Strecke normierte Energie in Kilowattstunden pro 100 Kilometer (kWh/100km) [WCF⁺15]. Der Energieumsatz kann für jedes beliebige System bzw. an dessen Systemgrenze kalkuliert werden. Dabei erlaubt die Energieerhaltung eine eindeutige Bilanzierung von Energieflüssen. Dies gilt sowohl für den Fahrleistungspfad, also der Drehmomenterzeugung und Energierückgewinnung im Generatorbetrieb, als auch den Verlustpfad.

5.2.2 Kosten

Neben dem Bestreben nach höchstmöglicher, energetischer Effizienz verfolgt die industrielle Entwicklung elektrischer Traktionsantriebe auch das Ziel maximaler ökonomischer Effizienz. Als Maß dessen dient die Wirtschaftlichkeit von Antriebssystemen, welche sich aus dem Verhältnis von Ertrag, wie beispielweise erzielter Effizienz oder Fahrleistung, zu erforderlichem Aufwand, in der Regel finanzielle Aufwendungen, ergibt. Abhängig von der Ausrichtung und Zielsetzung des zu entwickelnden Antriebssystems ist dabei häufig entweder ein vorgegebener Ertrag bei minimalen Kosten oder ein Höchstmaß an Ertrag unter Einhaltung vorgegebener Kosten zu erzielen. [Alb14]

Methodische Ansätze wie etwa [Rel16] oder [KG16] decken unterschiedliche Herangehensweisen zur Kostenermittlung ab. Die Methoden verbindet die Gemeinsamkeit, dass Gesamtkosten schätzungsweise über einzelne Kostenpunkte angenähert werden, so auch die hier zugrunde liegende Kostenbetrachtung nach [Bec16]. Da zur Differenzierung und Bewertung der Kostensituation ein Relativvergleich ausreichend ist, kann auf eine Kostenvergleichsrechnung mit Absolutwerten verzichtet werden. Die Sicherstellung der Vergleichbarkeit hat jedoch hohe Priorität und wird daher stets überprüft. Durch den Vergleich analoger bzw. äquivalenter Kostenpunkte der gegenübergestellten Konzepte werden eine adäquate Bewertung gewährleistet und Kostendeltas validiert.

Die Kosten des Gesamtantriebssystems setzen sich aus den der Komponenten Inverter, Traktionsmaschine und Getrieberadsatz zusammen. Dabei beinhalten die Kostenwerte sowohl Materialpreise als auch abgeschätzte Aufwendungen für die Fertigung. Sie bilden in Summe die Herstellkosten. Materialkosten entstehen durch die verwendeten Rohstoffe. Beispielsweise sind die Metalle Seltener Erden als Bestandteile von Permanentmagneten aufgrund deren hoher Rohstoffpreise große Kostentreiber. Deren Volumen bzw. Masse beeinflusst die Kosten der E-Maschine folglich immens. Fertigungskosten entstehen bei der Herstellung und Montage der Einzelbauteile. So fallen beispielsweise für ein Getriebezahnrad mit Laufverzahnung höhere Fertigungskosten als für eines mit Steckverzahnung an, die Materialkosten sind hingegen gleich. Auch besondere Fertigungsprozesse, wie thermische Behandlung der Werkstoffe, lassen die Preise stark variieren. Überdies hat auch die Stückzahl hergestellter Komponenten einen signifikanten Einfluss auf die Kosten. Durch den Skaleneffekt sinken die Stückkosten mit der Anzahl produzierter Exemplare [McG14]. Dieser Einfluss ist im Kontext der Kostenbewertung hier nur schwer abschätzbar und wird daher nicht berücksichtigt.

Inverter

Die Inverterkosten hängen von einer Vielzahl an Einflussgrößen wie z. B. der Chipfläche ab, primär jedoch vom benötigten Phasenstrom für die Traktionsmaschine. Wie [BK13] zeigt, steigen dessen Kosten näherungsweise linear mit dem Phasenstrom an. Zwecks Reduktion der Komplexität kann die Kostenermittlung von Invertern daher stark vereinfacht und analog zu [WML⁺19] durch lineare Extrapolation mit dem Phasenstrom erfolgen und ausgehend von zugrunde liegenden Kostenwerten angenähert werden.

Elektrische Maschine

Die Kosten elektrischer Maschinen setzen sich sowohl aus Material- als auch Fertigungskosten zusammen. Mit zunehmendem Produktionsvolumen steigt der relative Anteil der Materialkosten und entsprechend sinkt jener der Fertigungskosten [HNE23]. Vor allem Art und Masse der Aktivmaterialien wie Kupfer und Eisen oder auch die Magnetzusammensetzung aus Seltenen Erden wie Neodym oder Dysprosium sind von hoher Relevanz, ebenso wie die Segmentierung. Letzteres beschreibt die Unterteilung des Elektroblechs im Stator in einzelne Ringsegmente, wodurch bei der Herstellung die Materialausnutzung gesteigert und folglich Kosten reduziert werden können [BKS⁺18]. Weiterhin sind vorwiegend Größe bzw. Durchmesser sowie Stärke und Anzahl der Elektrobleche entscheidende Kostenpunkte. Unterschiedliche Maschinentypen müssen durch die Kostenbewertung adäquat abgebildet werden. Beispielsweise entfallen bei fremderregten Synchronmaschinen die Kosten für Magnete, dafür müssen jedoch die der Schleifringe als Übertrager berücksichtigt werden (vgl. Abschnitt 2.2.3 ab Seite 37). Letztlich fließen ebenso Aufwendungen für Montage in die Kostenermittlung ein. Unter Zuhilfenahme bestehender Kostenmodelle in der Literatur wie [WML⁺19], [HCVG18] oder [HNE23] können so die Kosten von Traktionsmaschinen angenähert werden. Für die Kostenberechnung dieser Arbeit kamen interne Kalkulationsschemata des beteiligten Industriepartners zum Einsatz.

Getrieberadsatz

Bei elektrischen Maschinen sind aufgrund unterschiedlicher Werkstoffe vorwiegend die Materialkosten ausschlaggebend. Demgegenüber sind für Getriebekosten die Aufwendungen für die Fertigung entscheidend, da Getriebebauteile zumeist aus Stahl oder Aluminium bestehen. Die Kostenkalkulation der Getrieberadsätze basiert auf den verwendeten Einzelbauteilen

wie z. B. Planetensätzen, Lamellenpaketen oder Klauen sowie Wellen, Zahnrädern und Lagern. Abhängig von der Bauweise des Radsatzes als koaxiale oder achsparallele Konstruktion kommt ein Referenzgetriebe zum Einsatz. Anhand dessen erfolgt eine Gewichtsnormierung der Bauteile und analog zu [VNL⁺20] die Ermittlung gewichtsbasierter Teilekosten. Alle bewerteten Radsätze sind von diesem identischen Bezugssystem abgeleitet, wodurch eine einheitliche Bewertungsgrundlage geschaffen und dadurch die Vergleichbarkeit gewährleistet ist. Konkret wird durch Anzahl, Größe sowie Material und damit spezifische Masse der Getriebebauteile auf die gewichtsskalierten Gesamtteilekosten geschlossen. Weiterhin sind auch Kostenbausteine wie Hydraulik und Aktorik berücksichtigt, beispielsweise für die Regelung einer bedarfsgerechten Schmierung. Darin enthalten sind elektrisch oder mechanisch angetriebene Pumpen, Ventile oder auch Stellmotoren. Die Arbeiten [NTD⁺22], [TTB⁺22] und [LS17] thematisieren Kostenmodelle für Getrieberadsätze, der im Rahmen dieser Arbeit verwendete Ansatz basiert hingegen analog der Kostenkalkulation für Traktionsmaschinen auf internen Methoden ähnlicher Vorgehensweise.

5.2.3 Gewicht

Analog dem Vorgehen bei der Kostenbeurteilung basiert die Gewichtsbeurteilung auf der Masse des Gesamtaggregate, welche sich wiederum aus den Massen der Antriebskomponenten zusammensetzt.

Die Masse einer E-Maschine ist stark abhängig von der Technologie und Größe, letztere wiederum von der Leistungsfähigkeit und Effizienz. Wie [LWB⁺15] und [FLA16] aufzeigen, sind Gewicht und Leistung elektrischer Maschinen näherungsweise linear voneinander abhängig, die Masse steigt also stetig mit der Antriebsleistung an. Für permanent- wie auch fremderregte Maschinen steigt die Masse proportional mit der Größe an. Darüber hinaus hängt die Masse einer PSM zusätzlich noch von dessen Magnetmasse ab, eine FSM ist demgegenüber magnetfrei und zeigt diese Abhängigkeit folglich nicht. Getrieberadsätze setzen sich aus einer Vielzahl an Zahnrädern, Lagern und Wellen zusammen. Dabei variiert die Masse vorwiegend mit deren Anzahl und Größe. Beispielsweise sind Getriebe mit variabler Übersetzung aufgrund mehrerer Gangradpaare deutlich schwerer als solche mit festem Übersetzungsverhältnis. Die umfangreiche Gewichtsanalyse in [FBB⁺20] zeigt am Beispiel turbo-elektrischer Antriebe für Luftfahrtanwendungen die Abhängigkeiten der Massen von E-Maschine, Getriebe und Inverter auf.

5.2.4 Volumen

Zur Bestimmung des Bauraumvolumens von Antriebskomponenten wie auch des Gesamtantriebssystems bieten sich zwei unterschiedliche Verfahren an. Zum Einen kann das Boxmaß (BM) herangezogen werden, welches dem kleinstmöglichen Quader entspricht, der um das Aggregat herumgelegt werden kann. Dabei schließt ein solcher Quader jedoch ein mitunter großes, ungenutztes Volumen mit ein, was Abbildung 5.1b am Beispiel einer Kugel veranschaulicht. Der transparent dargestellte Quader entspricht dabei dem Boxmaß.

Zum Anderen kann eine Art Wickelvolumen (WV) bestimmt werden. Dieses beschreibt einen Volumenkörper, welcher das Aggregat mit einem konvexen Polyeder aus ebenen Flächen einhüllt, beispielhaft visualisiert in Abbildung 5.1c. Vereinfacht kann dieses Volumen durch die Vorstellung erläutert werden, das Aggregat würde z. B. in eine Folie eingewickelt werden. Das Wickelvolumen simplifiziert also komplexe Geometrien, indem eine solide Hülle um den Antrieb gespannt wird. Aufgrund ihrer Einfachheit gelten solche polygonalen Netze als Standarddarstellung für Oberflächengeometrien in Computergrafikanwendungen [KVLS99] [LXL⁺20] und erweisen sich auch als geeignete Methode zur vereinfachten Volumenbestimmung.

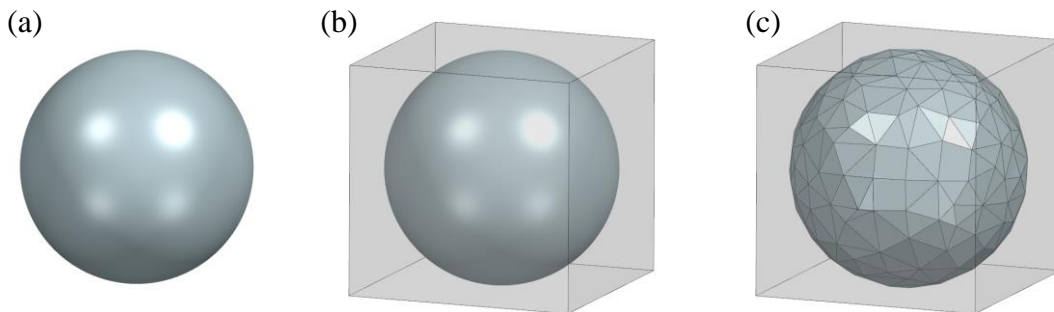


Abbildung 5.1: Veranschaulichung anhand einer Kugel als Beispielobjekt in (a) sowie deren Boxmaß in (b) und Wickelvolumen in (c)

Im Vergleich zum BM stellt sich dieses Verfahren jedoch als sensitiver heraus, wobei diese Sensitivität des ermittelten Volumens positionsabhängig ist. Während Änderungen an der Geometrie des Körpers, die innerhalb der äußeren Hülle liegen, keinen Einfluss auf dessen WV haben, zeigen solche, die an den Ecken und Kanten dieser äußeren Hülle liegen, einen starken Einfluss auf das Wickelvolumen.

Inverter, E-Maschine und Getriebe als die bereits bekannten Komponenten elektrischer Traktionsantriebe sind als vereinfachte Volumenkörper abbildbar. Die Außenkontur von Invertern bzw. deren Gehäuse sind zumeist quaderförmig, die von elektrischen Maschinen näherungsweise zylindrisch. Getrieberadsätze hingegen können je nach konstruktiver Ausführung (siehe Abschnitt 2.2.4 ab Seite 44) mitunter komplexe Geometrien aufweisen.

Koaxial angeordnete Radsätze setzen die zylindrische Kontur der Traktionsmaschine in axialer Richtung der Rotorwelle fort und bauen in der Regel nur im Durchmesser auf, wobei periphere Anbauteile Ausreißer im Volumen darstellen können. Bei achsparallelen Radsätzen sind Rotor- und Abtriebswelle nicht konzentrisch, sondern räumlich zueinander verschoben, und verfügen üblicherweise über eine Zwischenwelle. Das Bauraumvolumen ist hierbei stark abhängig von der Winkellage der Wellen zueinander. Maximal ist das Volumen für eine lineare Wellenanordnung bzw. einem Winkel von 180° und sinkt mit zunehmender Verschachtelung von E-Maschine und Radsatz durch kleinere Winkel.

5.2.5 Performance

Ein Maß für die Leistungsfähigkeit eines Aggregats kann anhand dessen Antriebsleistung und -drehmoment bestimmt werden, deren Zusammenhang aus Gleichung (2.6) auf Seite 44 hervorgeht. Während die Leistung im Ankerstellbereich näherungsweise linear ansteigt und ab Nenndrehzahl ihr Maximum erreicht, ist das Drehmoment bereits bei niedrigen Drehzahlen maximal und nimmt im Feldschwäcbereich wieder ab (vgl. Abbildung 2.4, Seite 39).

Für elektrische Traktionsantriebe wird zwischen Spitzen- und Dauer-Fahrleistungswerten unterschieden. Hohe Spitzenbelastungen, beispielsweise durch dynamische Fahrmanöver, können zu hoher Wärmebelastung für den Antrieb führen [WFF⁺21]. Zur Vermeidung thermischer und mechanischer Überlast wird die Leistungsfähigkeit des Antriebs gezielt reduziert, was als Derating bezeichnet wird [KO16] [WB17]. Insbesondere bei länger anhaltender, kontinuierlicher Anforderung hoher Leistungen oder Drehmomente reduziert das Antriebssystem die zur Verfügung stehenden Fahrleistungen.

Sowohl für Antriebsleistung als auch Drehmoment werden daher Peak- und Dauerwerte gemäß Abschnitt 3.2 ab Seite 62 definiert. Deren Gegenüberstellung stellt die Grundlage für die Bewertung der Antriebsperformance dar. Durch den Vergleich unterschiedlich performanter Antriebe kann es hierbei zu großen Diskrepanzen kommen. Daher dient darüber hinaus die Bilanzierung der Performance des Gesamtsystems bestehend aus zwei Antrieben als Richtwert.

5.3 Bewertungsmethode und Grenzwertverhalten

Anhand dieser definierten Bewertungskriterien wird im Folgenden die Systembewertung vorgenommen. Hierfür kommen zwei exemplarische Antriebssysteme zum Einsatz: Das hypothetische System X (SX) wird in Relation zu einem Referenz-System (RS) beurteilt. Dieser Abschnitt beschäftigt sich mit der zugrunde liegenden Methodik der Bewertung, welche sich dann in die im folgenden Abschnitt 5.4 thematisierte Bewertungsumgebung eingliedert. Zunächst wird gemäß Gleichung (5.2) für jedes Indikatorelement IE eines jeden Bewertungskriteriums K das prozentuale Verhältnis $\rho(K_{IE})$ zum Referenzsystem ausgewiesen. Indikatorelemente sind einzelne Bausteine für die Bewertung, aus denen sich die Kriterien zusammensetzen. So erfolgt die Kostenbewertung beispielsweise anhand dreier Indikatorelemente, der Kosten für Inverter, E-Maschine und Getriebe.

$$\rho(K_{IE}) = \frac{K_{IE,SX}}{K_{IE,RS}} \quad (5.2)$$

Jedes Kriterium strebt nach einem konvergenten Grenzwert. Im Falle des Energiebedarfs als Maß für die Effizienz wie auch der Kosten, des Volumens und des Gewichts läuft diese Grenzwertbestrebung hin zum Minimum, d. h. diese Kriterien streben nach einem endlichen, minimalen Grenzwert. Insofern kommt eine Reduktion dieser Größen einer Verbesserung gleich. Demgegenüber erfolgt die Grenzwertbestrebung der Performance hin zu einem unendlichen, maximalen Grenzwert, da kein absolutes Limit als Höchstmaß für Performance existiert. Hier entspricht ein Anstieg also einer Verbesserung. Bei der Bewertung muss die jeweilige Grenzwertbestrebung berücksichtigt werden und so wird jedem Indikatorelement gemäß der Gleichungen (5.3) und (5.4) ein individueller Verrechnungsfaktor (VF) zugewiesen.

Für die Kriterien Effizienz, Kosten, Volumen und Gewicht mit Grenzwertbestrebung gegen Null gilt:

$$\begin{aligned} VF(K_{IE}) &= 1 - \rho(K_{IE}) \\ \text{für } \lim_{\rho \rightarrow 0} \rho(K_{IE}) &= 0 \rightarrow VF(K_{IE}) = 1 \\ \text{somit gilt: } \rho(K_{IE}) < 1 &\rightarrow VF(K_{IE}) > 0, \\ \rho(K_{IE}) > 1 &\rightarrow VF(K_{IE}) < 0 \end{aligned} \quad (5.3)$$

Für das Kriterium Performance mit Grenzwertbestrebung gegen Unendlich hingegen gilt:

$$\begin{aligned}
 VF(K_{IE}) &= \rho(K_{IE}) - 1 \\
 \text{für } \lim_{\rho \rightarrow \infty} \rho(K_{IE}) &= \infty \rightarrow VF(K_{IE}) = \infty \\
 \text{somit gilt : } \rho(K_{IE}) < 1 &\rightarrow VF(K_{IE}) < 0, \\
 \rho(K_{IE}) > 1 &\rightarrow VF(K_{IE}) > 0
 \end{aligned} \tag{5.4}$$

Unter Berücksichtigung des jeweiligen Grenzwertverhaltens ermöglicht diese Definition im Folgenden eine simple Addition der Verrechnungsfaktoren je Indikatorelement n . Durch Division erfolgt die Normierung auf die Anzahl an Indikatorelementen N je Kriterium. Der daraus resultierende Bewertungsfaktor (BF) gemäß Gleichung (5.5) spiegelt letztlich die Beurteilung jedes Kriteriums anhand eines Skalars wider. Die Bewertungsskala erstreckt sich von 0 bis 10, der Referenzfaktor von 5 dient somit als Ausgangspunkt und Basis der Bewertung.

$$BF(K) = 5 + \frac{\sum_{n=1}^N VF_n(K)}{N} \tag{5.5}$$

Ein Zahlenwert größer 5 für BF steht repräsentativ für eine Verbesserung des entsprechenden Bewertungskriteriums, ein Skalar kleiner 5 kommt analog einer Verschlechterung gleich. Damit ist eine neutrale und technologieunabhängige Beurteilungsmethode geschaffen, welche basierend auf frei wählbaren Kriterien eine empirische, sachbezogene Systembewertung ermöglicht.

5.4 Paarvergleich und Nutzwertanalyse

Das methodische Framework für die Bewertung elektrischer Traktionsantriebe im Rahmen dieser Arbeit basiert auf [MG24]. Unter Zuhilfenahme eines Paarvergleichs erfolgt zunächst eine Art wechselseitige Priorisierung der Bewertungskriterien. Abbildung 5.2 auf Seite 107 stellt eine beispielhafte Gewichtung der Kriterien durch einen solchen Paarvergleich dar.

vergleich ↓ \ zu →	<i>Effizienz</i>	<i>Gewicht</i>	<i>Kosten</i>	<i>Volumen</i>	<i>Performance</i>	Summe	Gewichtung
<i>Effizienz</i>		2	2	2	2	8	40 %
<i>Gewicht</i>	0		0	1	0	1	5 %
<i>Kosten</i>	0	2		2	2	6	30 %
<i>Volumen</i>	0	1	0		1	2	10 %
<i>Performance</i>	0	2	0	1		3	15 %

Abbildung 5.2: Exemplarische Gewichtung der Kriterien anhand eines Paarvergleichs, angelehnt an [MG24]

Die Vergleichsmatrix stellt die Kriterien einander gegenüber, wobei der Zahlenwert zwischen 0 und 2 die Wichtigkeit widerspiegelt. So wird dem Kriterium Kosten gegenüber Effizienz das Skalar 0 zugewiesen, wodurch Kosten verglichen mit Effizienz als weniger wichtig eingestuft werden. Hingegen sind Kosten dem Gewicht übergeordnet, was der Zahlenwert von 2 repräsentiert. Kriterien gleicher Priorität werden mit 1 versehen.

Der beispielhaften Priorisierung nach ist Effizienz wichtiger als jedes andere Kriterium, was der Motivation für die Auslegung eines Effizienztriebs nachkommt. Abgesehen von Effizienz sind auch die Kosten höher gewichtet als die übrigen Kriterien, da Effizienz und Kosten erfahrungsgemäß eng miteinander verknüpft sind. Performance, Volumen und Masse stellen demgegenüber eher untergeordnete Zielgrößen dar. Der Relativanteil der zeilenweisen Summe führt letztlich zu einem Gewichtungsfaktor.

Anknüpfend an den Paarvergleich erfolgt eine Nutzwertanalyse gemäß Abbildung 5.3 auf Seite 108. Die Bewertungsmatrix verrechnet die ermittelten Bewertungsfaktoren aus Abschnitt 5.3 ab Seite 105, hier beispielhafte Zahlenwerte dargestellt, mit den Gewichtungsfaktoren des Paarvergleichs. Dadurch kommt die schlussendliche Systembewertung (SB) in Form eines Skalars zustande. Unter der Annahme, dass die kalkulierten Bewertungsfaktoren wie exemplarisch dargestellt seien, käme mit 5,6 ein höherer Zahlenwert für den dimensionslosen SB-Wert zustande. Relativ zum Referenz-System käme System X demnach im Endeffekt einer Verbesserung gleich.

	Gewichtung	<i>Referenz-System</i>		<i>System X</i>	
		BF	VF	BF	VF
<i>Effizienz</i>	40 %	5	2,00	7	2,80
<i>Gewicht</i>	5 %	5	0,25	4	0,20
<i>Kosten</i>	30 %	5	1,50	5	1,50
<i>Volumen</i>	10 %	5	0,50	3	0,30
<i>Performance</i>	15 %	5	0,75	5	0,75
Systembewertung			5,0		5,6

Abbildung 5.3: Gegenüberstellende Bewertung mittels einer Nutzwertanalyse, angelehnt an [MG24]

5.5 Sensitivitätsanalyse der Zielgrößen

Jedem Bewertungskriterium müssen letztlich konkrete Indikatorelemente zugewiesen werden, anhand derer der Bewertungsfaktor gemäß Abschnitt 5.3 ab Seite 105 ermittelt wird. In Abhängigkeit von der Wahl der Indikatorelemente kann der Bewertungsfaktor je Kriterium variieren. Daher werden in diesem Abschnitt die Sensitivität der Bewertungskriterien analysiert und der konkrete Bewertungsumfang festgelegt.

Effizienz

Hinsichtlich des Energiebedarfs als Maß für die Effizienz bedarf es zum einen der Festlegung des Bewertungsumfangs anhand der betrachteten Fahrzyklen. Hierfür kommen die bereits in Abschnitt 2.4.3 ab Seite 55 vorgestellten Zyklen zum Einsatz. Zum anderen können durch das Vorhandensein zweier Antriebe unterschiedliche Triebstrangkonfigurationen simuliert und bewertet werden.

Tabelle 5.1 auf Seite 109 zeigt hierfür eine Übersicht möglicher Konfigurationen. Dabei muss zwischen zwei Bezeichnungen differenziert werden. 4x4-Antriebssysteme verfügen über zwei elektrische Traktionsantriebe, können aber sowohl als 4WD- wie auch als 2WD-Antrieb betrieben werden. Demnach bezeichnen 4x2 oder 4x4 die technische Systemarchitektur und 2WD oder 4WD lediglich die Betriebsweise des Antriebs [GSS18].

Tabelle 5.1: Konfigurationen des Gesamtantriebs

Konfiguration		Effizienzantrieb	Performanceantrieb	Drehmomentaufteilung
1	4x2 als 2WD	jeweils nur ein Antrieb vorhanden und aktiv		keine
2	4x4 als 2WD	zwei Antriebe vorhanden, jeweils ein Antrieb aktiv und einer abgekoppelt/inaktiv		
3	4x4 als 4WD	vorhanden, aktiv	vorhanden, aktiv	feste Verteilung, z. B. 50 % / 50 %
4	4x4 als 4WD			effizienz-optimierte Betriebsstrategie

Im ersten Schritt wird nur jeweils nur einer der beiden Antriebe beider Systeme verglichen und somit ein reiner 4x2-Antrieb als 2WD abgebildet. Der jeweils andere Antrieb wird in diesem Fall außer Acht gelassen. Demgegenüber sind bei der zweiten Option beide Antriebe vorhanden (4x4), wobei nur einer der beiden Antriebe aktiv ist (2WD). Je nach technischer Ausführung ist der andere Antrieb in diesem Fall entweder abgekoppelt oder inaktiv. In beiden Fällen bedarf es aufgrund nur einer existierenden bzw. aktiven Antriebseinheit keiner Drehmomentaufteilung. Die Konfigurationen 3 und 4 sind jeweils 4x4-Systeme als 4WD, unterscheiden sich jedoch hinsichtlich ihrer betriebsstrategischen Drehmomentaufteilung. Während bei 3 eine feste Verteilung wie beispielsweise 50 % je Antrieb gesetzt wird, ist die Verteilung bei 4 variabel und effizienz-optimal gewählt.

Option 1 ist aufgrund des hier ausgelegten 4x4-Antriebssystems nicht zutreffend. Option 2 wird durch Abkoppeln eines Antriebs realisiert und teilweise auch in Option 4 umgesetzt. Dieser Funktionalität widmet sich Abschnitt 6.2 ab Seite 119. Neben dieser 2WD-Konfiguration werden weiterhin Effizienzaussagen anhand der 4WD-Konfigurationen von Option 3 und 4 getroffen.

Diese unterscheiden sich hinsichtlich der Drehmomentaufteilung. Eine festgelegte Verteilung des Drehmoments zwischen beiden Antrieben stellt den einfachsten Fall der 4WD-Betriebsweise dar. Überdies kann mithilfe der in Abschnitt 4.3.2 ab Seite 94 vorgestellten Betriebsstrategie das Gesamtsystem auch effizienz-optimal betrieben werden, wie in Abschnitt 6.3.3 ab Seite 140 gezeigt wird. Die Strategie berechnet für jeden Betriebspunkt eine Idealverteilung hinsichtlich der Effizienz. Zusammenfassend findet demnach die individuelle Effizienz der beiden Antriebe im erstgenannten Fall keine Berücksichtigung, weshalb der Energiebedarf verglichen mit der effizienz-optimierten Betriebsstrategie höher sein sollte.

Kosten und Gewicht

Die Bewertung von Kosten und Masse erfolgt durch komponentenweise Gegenüberstellung von Inverter, Traktionsmaschine und Getriebe. Dabei kann es durchaus zu einer Verschiebung der Kosten- und Gewichtspunkte zwischen den Komponenten kommen: Beispielsweise ein Antriebssystem mit teurer und schwerer E-Maschine, jedoch mit einfach ausgeführtem und dadurch kostengünstigem Radsatz, im Vergleich zu einem mit kompakter und günstiger Traktionsmaschine, dafür hingegen einem komplexen Getrieberadsatz. Während der komponentenweise Vergleich hier sehr unterschiedlich ausfällt, können Kosten und Massen in Summe auf vergleichbarem Niveau sein. Daher erfolgt ebenso eine Bilanzierung und Bewertung der Gesamtaggregate.

Volumen

Zur Bestimmung der Volumina von Antriebskomponenten dienen die bereits aus Abschnitt 5.2.4 ab Seite 103 bekannten Volumenangaben Boxmaß und Wickelvolumen. Im Gegensatz zum Boxmaß schließt das Wickelvolumen einen erheblich kleineren Bauraum ein und nähert folglich das reale Volumen deutlich besser an. Je nach Komponente bzw. Verbund aus Komponenten fallen die beiden Volumenangaben mitunter sehr unterschiedlich aus. In Abschnitt 6.3.6 ab Seite 152 wird das relative Volumenverhältnis von Boxmaß und Wickelvolumen gegenübergestellt und beide Volumenindikatoren analysiert.

Performance

Zur Bewertung der Performance werden Spitzen- und Dauerwerte für Leistung und Drehmoment ermittelt. Während Spitzenwerte bei der EM-Auslegung zugrunde gelegt werden und designrelevant sind, sind Dauerwerte zwecks Vermeidung von Derating stark abhängig von der Kühlung des Aggregats. Die Auslegung des Kühlsystems wird im Rahmen dieser Arbeit nicht detailliert betrachtet, statt dessen werden Kühlungsbedarfe nur überschlägig prognostiziert. Auf dieser Grundlage sind sowohl die Dauer der Peakleistung als auch Angaben zu Dauerleistung und -drehmoment nur schwer abschätzbar und unterliegen hohen Ungenauigkeiten, weshalb hierzu keine Aussagen getätigt werden können. Für eine aussagekräftige Bewertung sind diese Werte somit nur bedingt geeignet und folglich fließen nur die Peakwerte für Leistung und Drehmoment in die Bewertung der Performance ein.

6 Validierung der Methoden und Diskussion der Ergebnisse

Zur Validierung und Verifizierung der vorgestellten Methoden werden diese im Folgenden exemplarisch angewandt. Die Auslegung des elektrischen Traktionsantriebs, basierend auf kundenrelevanten Anforderungen, erfolgt dabei größtenteils am Beispiel des Effizianztriebs, da sich das Verfahren für die Auslegung des Performanceantriebs prinzipiell analog gestaltet. Für die Bewertung des Antriebssystems ist dann eine gesamtheitliche Perspektive erforderlich, sodass hierfür beide ausgelegten Antriebe betrachtet werden. Anschließend erfolgen die Interpretation und die Diskussion der Ergebnisse.

6.1 Kundendaten- und Belastungsanalyse

Die Kundendatenanalyse basiert auf den in Abschnitt 2.4.2 ab Seite 54 vorgestellten Belastungskollektiven, deren statistische Daten das reale Kundenfahrverhalten wiedergeben. Die Methodik sieht vor, zeitdiskrete Geschwindigkeitsprofile derart aneinanderzureihen, dass dadurch die zugrunde liegende Kundenstatistik bestmöglich angenähert wird. Das daraus entstehende, zusammengesetzte Geschwindigkeitsprofil entspricht dem kundennahen Ersatzzyklus. Unter Zuhilfenahme der zeitfensterbasierten Belastungsanalyse erfolgt dann die Ableitung auslegungsrelevanter Kenngrößen aus diesem Zyklus.

6.1.1 Verteilungsfunktion statistischer Kundendaten

Am Beispiel der Fahrzeuggeschwindigkeit werden im Folgenden die statistischen Merkmale der BLK-Daten untersucht. Im Gegensatz zu diskreten Statistikvariablen wie beispielsweise einem Zustand, der nur eine begrenzte Anzahl an Realisationen annehmen kann, handelt es sich bei der Geschwindigkeit um eine stetige Statistikvariable. Eine solche ist charakterisiert durch eine unendliche Anzahl an Realisationen aufgrund der Möglichkeit einer beliebig feinen

Abstufung [EKT08]. Die Dichtefunktion einer jeden einzelnen Realisation ist somit unendlich klein und praktisch Null, weshalb die Geschwindigkeit in den BLK-Daten zu Geschwindigkeitsklassen (GK) zusammengefasst wird. Dabei nimmt die Geschwindigkeit von GK 1 zu GK 5 zu. Von den in Abbildung 2.13 auf Seite 54 dargestellten Geschwindigkeitsklassen zeigt Abbildung 6.1 statistische Verteilungsfunktionen für die aus Kundensicht relevantesten Geschwindigkeitsbereiche.

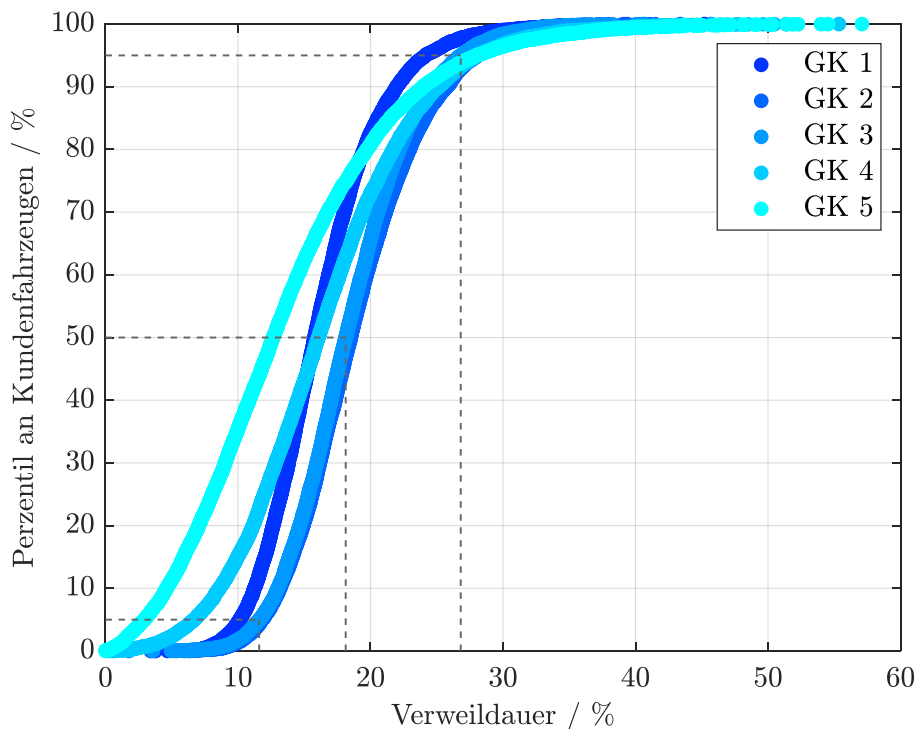


Abbildung 6.1: Verteilungsfunktionen der Geschwindigkeitsklassen

Sortiert dargestellt sind die Perzentile aller berücksichtigten Kundenfahrzeuge über der prozentualen Verweildauer in jeder Klasse. Am Beispiel von GK 3 korrespondiert das 50 % Perzentil mit einer Verweildauer von ca. 18 %. Demzufolge fahren Kunden eben mit jener mittleren Dauer in diesem Geschwindigkeitsbereich. Die Streuung der Kundendaten kann anhand großer und kleiner Perzentile angenähert werden. So fahren nur etwa 5 % der Kundenfahrzeuge weniger als mit einer prozentualen Verweildauer von ca. 12 % und ebenso nur etwa 5 % fahren länger als ca. 27 % in diesem Bereich.

Aus den Verteilungsfunktionen können Streuungsmaß und absolute Abweichung vom Median berechnet werden. Als übliches Maß für die Streuung wird die Varianz σ^2 herangezogen. Diese beschreibt die mittlere quadratische Abweichung der Verweildauer der Geschwindigkeit x_n vom arithmetischen Mittel \bar{x} [TH08]. Gemäß Gleichung (6.1) wird die Summe der quadrierten Differenz $(x_n - \bar{x})^2$ durch die Anzahl der Werte N geteilt.

$$\sigma^2 = \frac{1}{N} \sum_{n=1}^N (x_n - \bar{x})^2 \quad (6.1)$$

Überdies dient die Standardabweichung σ als positive Wurzel aus der Varianz ebenso als geeignetes Streuungsmaß und beschreibt dabei die mittlere Entfernung einzelner Werte vom Mittelwert [FKPT07]. In der deskriptiven Statistik hat die Standardabweichung gegenüber der Varianz den Vorteil, dass sie in der gleichen Einheit wie die Beobachtungswerte gemessen wird [TH08]. Gleichung (6.2) drückt die Standardabweichung aus.

$$\sigma = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{n=1}^N (x_n - \bar{x})^2} \quad (6.2)$$

Anhand dieser beiden Kenngrößen kann die Streubreite der betrachteten Variable quantifiziert werden. In diesem Fall handelt es sich bei der Variable um die Verweildauer der Fahrzeuggeschwindigkeit in den einzelnen Geschwindigkeitsklassen. Hierfür zeigt Tabelle 6.1 die Mittelwerte der prozentualen Verweildauer, deren Varianz und Standardabweichung in einer Übersicht für jede Geschwindigkeitsklasse.

Tabelle 6.1: Mittelwert, Varianz und Standardabweichung der Geschwindigkeitsklassen

Geschwindigkeitsklassen	GK 1	GK 2	GK 3	GK 4	GK 5
korrespondierende Verkehrsumgebung	Stadt			Überland	Autobahn
Mittelwert / %	15,8	18,5	18,1	16,1	12,7
Varianz / %	19,8	25,1	21,7	44,4	62,1
Standardabweichung / %	4,4	5,0	4,7	6,7	7,9

Das arithmetische Mittel der Verweildauer ist für GK 2 sowie GK 3 am größten und nimmt im Bereich niedriger wie auch höherer Geschwindigkeitsklassen ab. Die hier fehlenden ca. 19 % Anhäufung setzen sich geringfügig aus Geschwindigkeiten oberhalb von GK 5, größtenteils jedoch aus Stillstandszeit und Rückwärtsfahrten zusammen, welche niedriger als GK 1 liegen.

Diese Häufigkeitsverteilung von GK 1 bis GK 5 spiegelt den Hauptfahrbereich im Kundenbetrieb bei durchschnittlich niedrigen Fahrzeuggeschwindigkeiten wider.

Sowohl Varianz als auch Standardabweichung sind in den niedrigsten drei, hier dargestellten Geschwindigkeitsklassen relativ ähnlich, nehmen jedoch für höhere Geschwindigkeiten zu. Grund hierfür ist, dass das individuelle Kundenfahrverhalten hier mehr variiert. Wie aus der Tabelle hervorgeht, können den Geschwindigkeitsbereichen typische Verkehrsumgebungen wie Stadt, Überland oder Autobahn zugeordnet werden. Abhängig vom kundenindividuellen Fahrprofil variieren die relativen Zeitanteile in den Geschwindigkeitsklassen. Kunden mit einem dominant städtischen Fahrprofil fahren äußerst selten hohe Geschwindigkeiten, demgegenüber treten solche bei Kunden mit einem vorwiegend interurbanen Fahrprofil entsprechend häufiger auf. Daher nehmen Varianz und Standardabweichung für Klassen höherer Geschwindigkeiten deutlich zu.

Für alle Geschwindigkeitsklassen zeigen diese statistischen Merkmale jedoch eine hohe Streuung, was für eine breite und homogene Verteilung der Verweildauern zwischen der unteren und oberen Grenze einer Klasse spricht. Die über alle Märkte gemittelte Verweildauer der Geschwindigkeiten bis GK 5 liegt bei über 99 %, d. h. dieser Geschwindigkeitsbereich deckt nahezu den gesamten Kundenfahrbereich ab. Aufgrund der auffällig hohen Verweildauern im Bereich innerstädtischer Geschwindigkeiten von im Mittel fast 80 % fokussiert sich der an das Kundenfahrverhalten angelehnte Ersatzzyklus auch in besonderem Maße auf diese Geschwindigkeitsbereiche.

6.1.2 Kundennaher Ersatzzyklus

Aufbauend auf der Analyse statistischer Kundendaten und ergänzender Fahrzyklen in Kapitel 3 ab Seite 61 werden im Folgenden die Anforderungen beispielhaft für den Effizienzantrieb definiert. Die Kundendatenanalyse leitet aus Statistiken realer Kundenfahrdaten einen zusammengesetzten Ersatzzyklus ab. Dieser spiegelt ein kundennahes Fahrprofil wider, welches die statistischen Kundendaten bestmöglich annähert. Demgegenüber werden die in Abschnitt 2.4.3 ab Seite 55 vorgestellten Fahrzyklen berücksichtigt.

Abbildung 6.2 auf Seite 115 stellt die zeitgewichteten Belastungsdauerkurven vergleichend gegenüber. Hierfür kommt der getrennte Kundenersatzzyklus (KEZ) gemäß Abschnitt 3.3 ab Seite 66 zum Tragen. Die Trennung für die Belastungsgröße Leistung in Abbildung 6.2a erfolgt dabei anhand des 99 % Perzentils, die der Belastungsgröße Drehmoment in Abbildung 6.2b anhand der Anhäufung von ≥ 95 %.

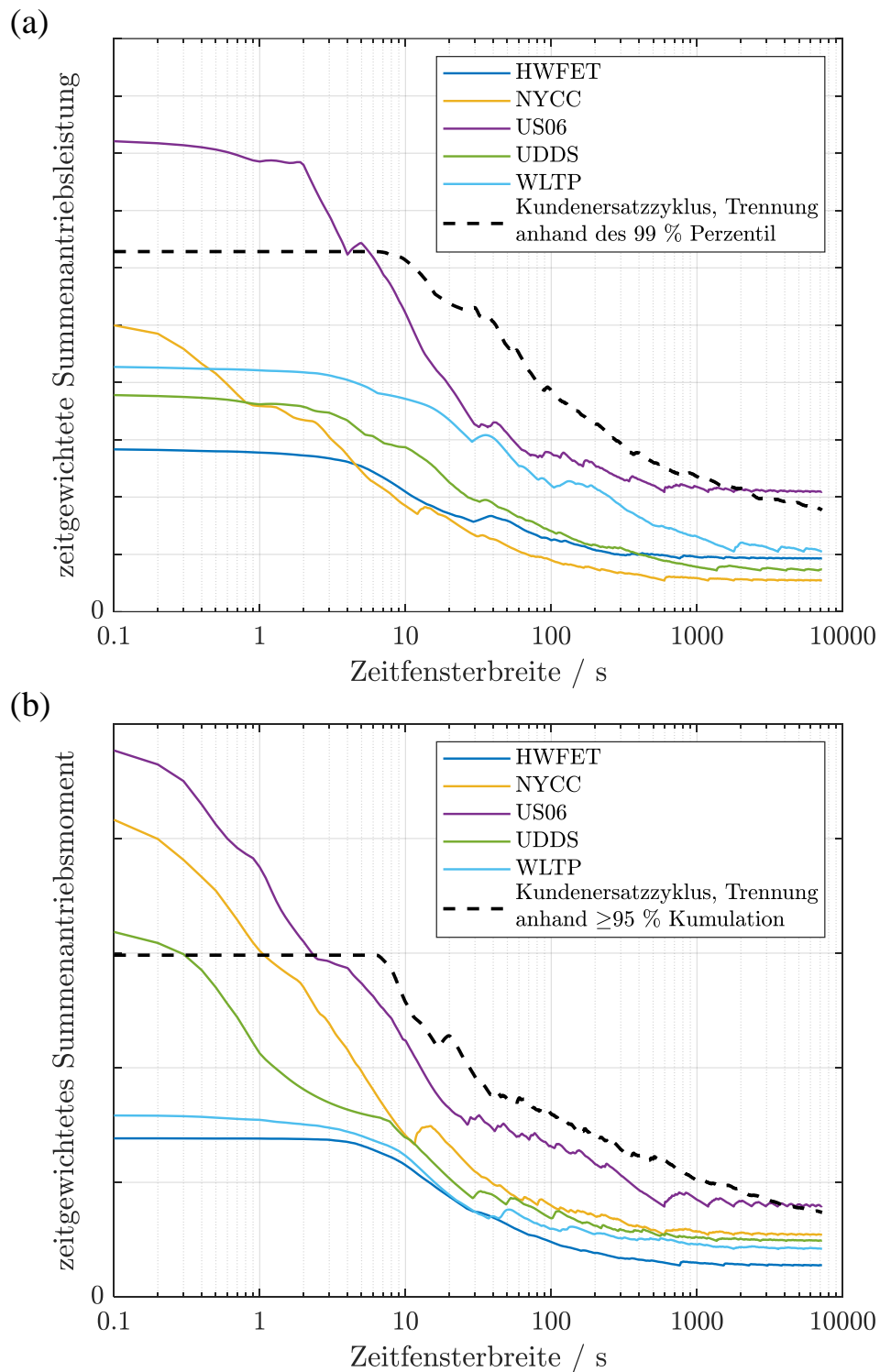


Abbildung 6.2: Gegenüberstellung der ZBDKs des Kundenersatzzyklus und ergänzender Fahrzyklen, Belastungsgrößen Leistung in (a) und Drehmoment in (b)

Der Vergleich zeigt, dass der Fahrzyklus US06 für beide Belastungsgrößen, Antriebsleistung und -drehmoment, die höchste Spitzenbelastung darstellt. Wie in Abschnitt 3.2 ab Seite 62 beschrieben, werden Peakwerte bei Zeitfensterbreiten von ≥ 1 s bestimmt. Hier liegen die zeitgewichteten (ZW) Peakwerte des US06 oberhalb derer des KEZ. Hinsichtlich des Drehmoments überschreiten mit dem NYCC und dem UDDS sogar noch zwei weitere Fahrzyklen die Spitzenbelastung des KEZ. Unter Zuhilfenahme der zeitfensterbasierten Belastungsanalyse (vgl. Abschnitt 2.5 ab Seite 57) können anhand der ZFH Aussagen über die Häufigkeit solcher Belastungsspitzen getroffen werden. Hierzu zeigt Abbildung 6.3 auf Seite 117 die Zeitfensterhäufigkeit jener Belastungsspitzen, die gemäß ZBDK oberhalb der Maximalbelastung des KEZ liegen.

Die zeitgewichtete Leistung P_{ZW} des US06 überschreitet die des KEZ in Abbildung 6.3a mit einer Gesamthäufigkeit von ca. 1 % für eine Zeitfensterbreite von 0,1 s. Da die Zeitfenster gemäß Abschnitt 2.5 ab Seite 57 stets um 0,1 s weiter geschoben werden, kommt es bei genau dieser Zeitfensterbreite zu keiner Überlappung. Daher kann für diesen konkreten Fall die Häufigkeit der Leistungsüberschreitung mit deren Dauer anhand des Zyklus gleichgesetzt werden. Bei einer Zykluslänge des US06 von 10 min gemäß Tabelle 2.1 auf Seite 56 ist folglich die Aussage zulässig, dass diese Zeitfensterhäufigkeit von ca. 1 % einer aufsummierten Dauer von etwa 6 s entspricht.

Das zeitgewichtete Drehmoment M_{ZW} in Abbildung 6.3b kann analog interpretiert werden. Die Häufigkeit jenes Zeitanteils des US06, welcher das Maximalmoment des KEZ überschreitet, liegt bei ca. 0,55 % für eine Zeitfensterbreite von 0,1 s, was einer Gesamtdauer von 3,3 s entspricht. Die Zyklen NYCC und UDDS liegen sowohl hinsichtlich ihrer Spitzenbelastungen als auch deren Zeitfensterhäufigkeit unterhalb derer des US06. Aufgrund der äußerst geringen Zeitfensterhäufigkeiten, in denen die Spitzenlasten von US06, NYCC und UDDS die des KEZ übersteigen, können diese für die Anforderungen an den Effizienzantrieb vernachlässigt werden. Im Falle dieser seltenen Anforderungspeaks wird das Gesamtsystem dann betriebsstrategisch eingreifen und die angeforderte Last effizient auf beide Antriebe verteilen.

Unabhängig von diesen kurzzeitigen Überschreitungen der ergänzenden Zyklen liegt die ZBDK des KEZ am höchsten. In Bezug auf große Zeitfenster zeigt sich demnach, dass der KEZ die höchste Dauerlast darstellt. Folglich ist dieser für die Auslegung maßgebend und definiert somit das Anforderungsprofil des Gesamtantriebs.

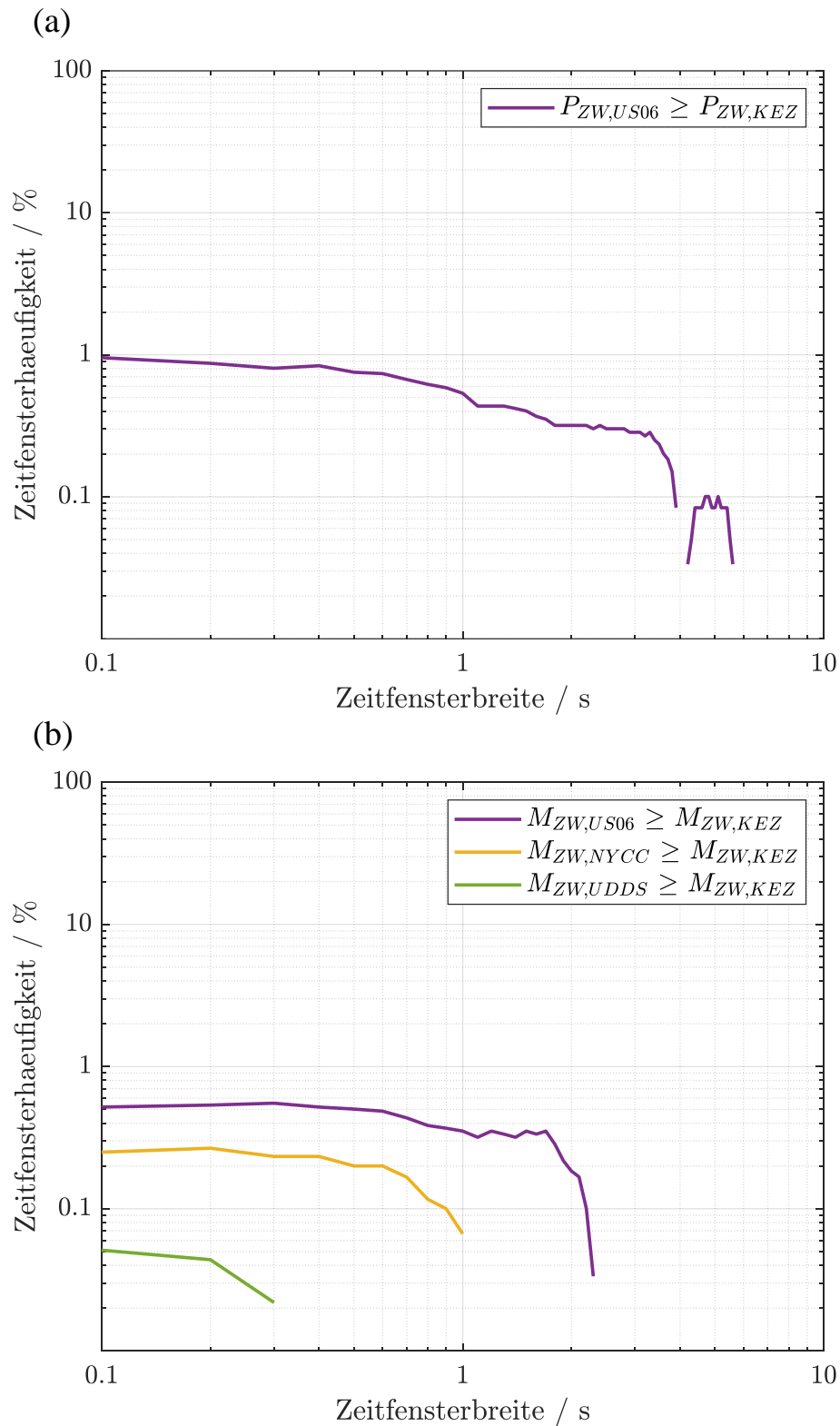


Abbildung 6.3: Zeitfensterhäufigkeit oberhalb der Maximalbelastung des KEZ, Belastungsgrößen Leistung in (a) und Drehmoment in (b)

Dauerbelastungen werden üblicherweise bei Zeitfensterbreiten von ≥ 30 s definiert. Dennoch ist es ratsam, zwecks Absicherung gegen Überlast auch größere Zeitfenster zu berücksichtigen. Daher wurden im Rahmen dieser Arbeit Zeitfenster von 30 s bis zu 30 min betrachtet, wie Abbildung 6.4 zeigt. Dargestellt sind die Kurven der ZFH für die Belastungsgrößen Leistung und Drehmoment, die jeweils oberhalb des 30 s- und 1800 s-Werts der ZBDK liegen.

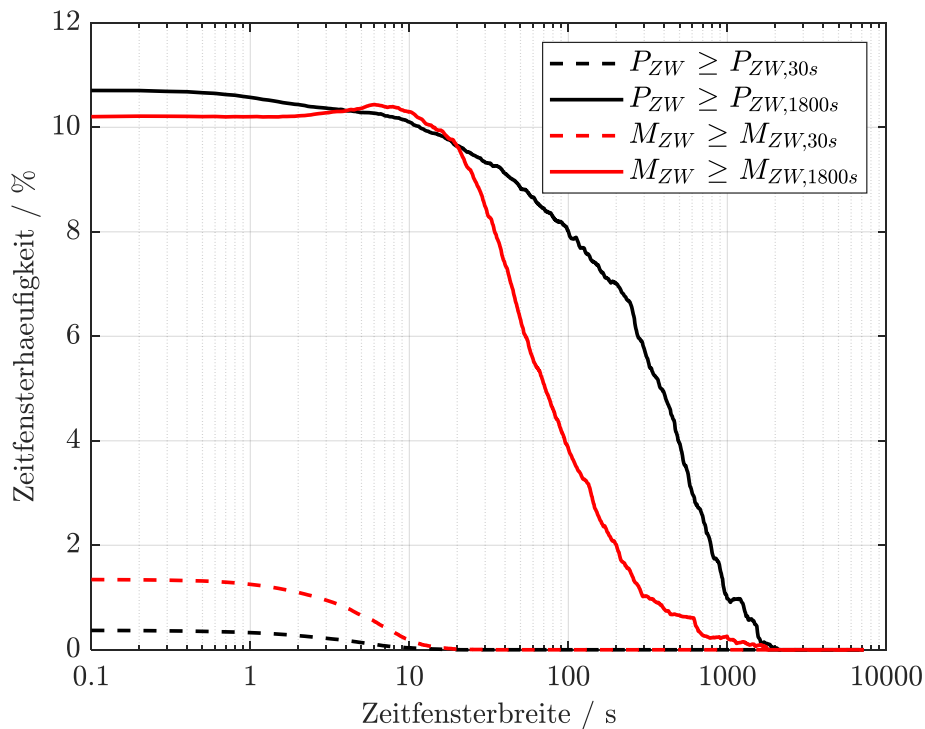


Abbildung 6.4: Zeitfensterhäufigkeiten für 30 s- und 1800 s-Dauerbelastungen

Demnach beträgt die Häufigkeit, bei der die zeitgewichtete Leistung P_{ZW} oberhalb des 30 s-Werts liegt, nur ca. 0,4 %. Der prozentuale Anteil des zeitgewichteten Drehmoments M_{ZW} gleichen Schwellwerts liegt bei etwa 1,3 %. Demgegenüber werden die 1800 s-Werte beider Belastungsgrößen mit einer Häufigkeit von knapp über 10 % überschritten. Werden nun die Dauerwerte für Leistung und Drehmoment anhand des jeweiligen Zeitfensters definiert, so spiegeln diese Werte jene Zeitanteile wider, in welchen diese Dauerwerte überschritten würden. Die äußerst geringen Zeitanteile, insbesondere der 30 s-Werte, deuten auf ein sehr moderates und niedriglastiges Zyklusprofil hin.

6.2 Auslegung des elektrischen Traktionsantriebs

6.2.1 Methodischer Ansatz zur Gesamtsystemauslegung

Zur Erfüllung der definierten Anforderungen an den Gesamtantrieb eröffnen sich auf Systemebene mehrere Lösungsansätze. Dabei müssen beide Disziplinen, das effiziente und hochperformante Fahren, mit dem Gesamtantrieb abgedeckt werden. Anknüpfend an die in Abschnitt 1.3 ab Seite 24 aufgeführten Auslegungsoptionen für Allradantriebssysteme werden im Folgenden zwei Beispiele aufgeführt und vergleichend gegenübergestellt:

1. Das Gesamtantriebssystem setzt sich aus zwei Aggregaten zusammen, wobei der Zielkonflikt zwischen Effizienz und Performance durch ein Aggregat mit variablem Übersetzungsverhältnis aufgelöst wird, indem Betriebspunkte gezielt zugunsten des Wirkungsgradoptimums verschoben werden. Durch eine solche, variabel einstellbare Betriebspunktverschiebung können alle Anforderungen an den Gesamtantrieb mit einer Traktionsmaschine erfüllt werden. Im Gegenzug steigen Komplexität, Verluste und Kosten des Getriebes an. Darüber hinaus kommt der zweite Antrieb bedarfsgerecht zum Einsatz und diesem wird eine Art Boost-Funktion zuteil.
2. Alternativ wird der Zielkonflikt durch die Auslegung zweier Traktionsmaschinen mit jeweils konstantem Übersetzungsverhältnis aufgelöst. Diese Option bietet den Vorteil, dass die Anforderungen auf beide Maschinen aufgeteilt und diese beispielsweise zielgerichtet für eine der beiden Fahraufgaben ausgelegt werden können. Durch Getrieberadsätze in einfacher Ausführung sollen hierbei die Mehrkosten durch eine zweite Maschine kompensiert werden.

Der in dieser Arbeit verfolgte Ansatz entspricht Letztgenanntem. Unter Anwendung der in Abschnitt 4.2 ab Seite 82 erläuterten Methoden widmen sich die folgenden Unterabschnitte der Antriebsauslegung am Beispiel des Effizienztriebs. Dabei berücksichtigt der Designprozess der EM auch Inverterumfänge, obgleich diese nicht explizit aufgeführt sind.

Wie schematisch in Abbildung 4.15 auf Seite 95 dargestellt, wird das erforderliche Drehmoment im Bereich hoher Geschwindigkeiten und niedriger Last alleine durch den Performeantrieb gestellt. Der Effizienztrieb würde in einer solchen Fahrsituation nur Schleppverluste erzeugen, weshalb dieser mittels einer Disconnect Unit (DCU) abgekoppelt werden kann (vgl. Abschnitt 2.2.4). Darüber hinaus verfügt der Getrieberadsatz über eine Parksperrklinke. Diese dient dem sicheren Parken des Fahrzeugs und ist häufig durch eine Sperrklinke

realisiert, welche formschlüssig in ein Parksperrerrad einrastet [AH15]. Das Einlegen der Parksperrerrad ist ein kritischer und auslegungsrelevanter Lastfall bei der Dimensionierung von Getriebebauteilen. So bringt beispielsweise das Parken in steiler Hanglage oder das frühzeitige Einlegen der Sperre vor Stillstand des Fahrzeugs besonders hohe Belastungen für die Getriebekomponenten mit sich. Die Begründung für die Positionierung der Parksperrerrad am Effizienztrieb folgt in Abschnitt 6.2.5 ab Seite 136.

6.2.2 Absicherung der Auslegungspunkte

Unter Anwendung der in Abschnitt 4.1 ab Seite 75 vorgestellten Methode werden im Folgenden die Auslegungspunkte für den Effizienztrieb definiert. Die Lage der Punkte erfolgt demnach anhand der energetischen und zeitlichen Anteile von Betriebspunkten unterschiedlicher Lastfälle. Der dadurch umrissene Kennfeldbereich erstreckt sich für den Effizienztrieb bis zu ca. 130 km/h und wird im Folgenden als Effizienzbereich bezeichnet.

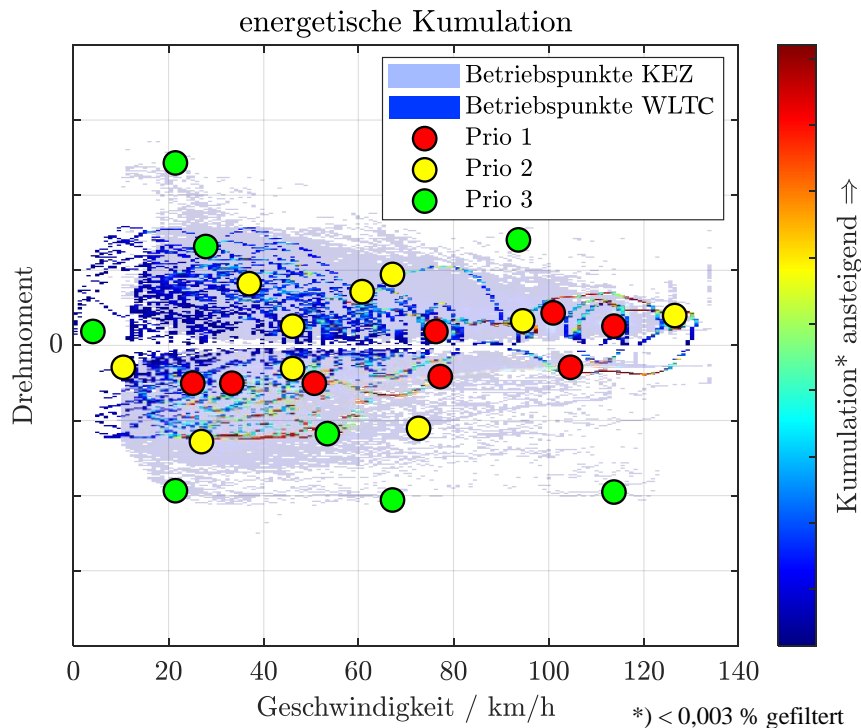


Abbildung 6.5: Gegenüberstellung der Betriebspunkte von KEZ und WLTC als Energieanteile sowie der Auslegungspunkte des Effizienztriebs

Hierfür stellt bereits Abbildung 4.2 auf Seite 78 die Lage der Punkte relativ zu den Betriebspunkten des Kundenersatzzyklus (KEZ) dar. Stellvertretend für die ergänzend betrachteten Fahrzyklen stellt Abbildung 6.5 beispielhaft die Betriebspunkte des WLTC denen des KEZ gegenüber und zeigt die Auslegungspunkte.

Dadurch wird ersichtlich, dass die anhand des KEZ definierten Auslegungspunkte auch relevante Bereiche des WLTC abdecken. Zwar erstrecken sich die Punkte in Drehmomentrichtung über eine größere Bandbreite, umfassen hingegen jedoch einen analogen Drehzahlbereich und auch die Priorisierung der Punkte repräsentiert energetische Anhäufungen im WLTC. Dieser Quervergleich zu einem etablierten Zertifizierungszyklus wie dem WLTC dient als Referenz für die Lage der Auslegungspunkte und bestätigt diese anhand eines gängigen Lastprofils. Für eine zielgerichtete Antriebsauslegung, basierend auf diesen Punkten, ist damit eine hohe Zykluseffizienz sichergestellt.

Überdies orientieren sich die definierten Auslegungspunkte an signifikanten Fahrgeschwindigkeiten im Kundenbetrieb. So decken die Punkte relevante Geschwindigkeitsbereiche rund um 30 km/h, 50 km/h, 70 km/h, 100 km/h und 130 km/h ab. Die Obergrenze des Effizienzantriebs bei etwa 130 km/h kann anhand der BLK-Statistiken begründet werden. Für höhere Geschwindigkeiten erfolgt dann der Übergang hin zum Performanceantrieb (siehe Abbildung 4.15 auf Seite 95).

6.2.3 Auslegung der elektrischen Maschine

In der Literatur finden sich eine Vielzahl an Arbeiten zur Auslegung von elektrischen Maschinen mit unterschiedlichen Ansätzen wie [DRK⁺17], [KEL20] oder auch [HCVG18]. Hervorzuheben sind dabei [AOT23], welche den Auslegungs- und Optimierungsprozess von permanenterregten Maschinen (PSM) thematisiert, und [Tan21], in welcher im Speziellen auf fremderregte Maschinen (FSM) eingegangen wird. In Anlehnung an diese Ansätze erfolgt die Auslegung der Traktionsmaschinen im Rahmen dieser Arbeit unter Verwendung etablierter Methoden des beteiligten Industriepartners mit ähnlicher Vorgehensweise.

Zunächst zeigt Abbildung 6.6 einen qualitativen Vergleich der EM-Technologien PSM, ASM, FSM und SRM sowie PSM mit DCU.

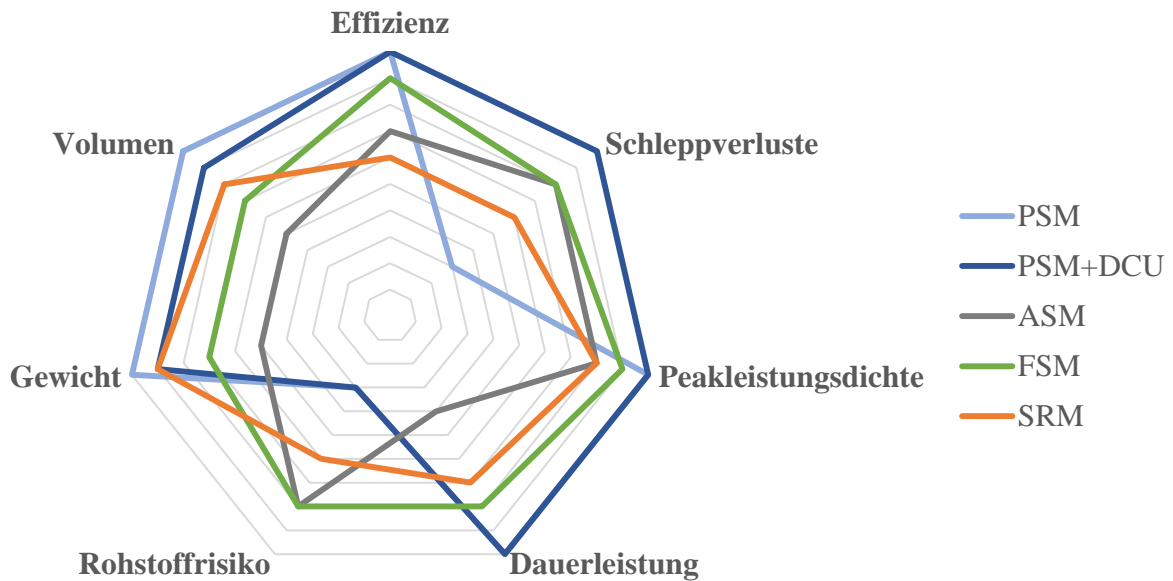


Abbildung 6.6: Qualitativer Vergleich der Eigenschaften von PSM, PSM mit DCU, ASM, FSM und SRM, angelehnt an [NRLSK22]

Wie das Diagramm zeigt, ist eine PSM hinsichtlich Effizienz führend und setzt darüber hinaus auch Maßstäbe hinsichtlich Peakleistungsdichte und Dauerleistung. Defizite lassen sich in den Bereichen Rohstoffrisiko aufgrund der Seltenen Erden sowie der Schleppverluste feststellen. Letztere wiederum können unter Einsatz einer DCU signifikant reduziert werden, wodurch jedoch Gewicht und Volumen geringfügig ansteigen. ASM und FSM weisen beide relativ geringe Schleppverluste auf und sind aufgrund des Verzichts auf Permanentmagnete relativ unkritisch hinsichtlich Rohstoffrisiko. Bezüglich Effizienz, Volumen, Gewicht sowie Dauer- und Spitzenleistung sind beide EM-Technologien der PSM unterlegen, wobei die ASM in der Rangordnung nochmal unterhalb der FSM zu verorten ist. Im Vergleich überzeugt die SRM letztlich in keiner der gezeigten Rubriken, daher wird diese Technologie im Folgenden nicht weiter verfolgt. An dieser Stelle sei jedoch darauf hingewiesen, dass der Rohstoffmarkt kontinuierlichen Veränderungen unterliegt und die hier dargestellte Bewertung lediglich einer Momentaufnahme entspricht. Ebenso können neue technische Maßnahmen zu einer Reduktion der Anteile an Seltenen Erden in Permanentmagneten führen, wodurch sich das Bild ebenfalls verändern würde.

Für den eingangs gewählten Ansatz zur Auslegung des Gesamtantriebssystems lassen sich Anforderungsprofile für beide Antriebssysteme ableiten. Diese zeigt Tabelle 6.2 zusammen

mit den infrage kommenden EM-Technologien für die beiden Antriebe. Konkret bewertet werden die EM-Typen PSM, ASM und FSM als Radialflussmaschinen sowie eine PSM als Axialflussmaschine hinsichtlich ihrer Eignung für die Zielanwendung [NRLSK22].

Tabelle 6.2: Bewertung von EM-Technologien für Effizienz- und Performanceantrieb

Anforderungsprofil des Antriebs		Effizienzantrieb	Performanceantrieb
		hohe Effizienz im Bereich niedriger Drehzahlen und Lasten	hohe Fahrleistung und Effizienz im Bereich hoher Drehzahlen
RFM	PSM	++	-
	ASM	-	+
	FSM	+	++
AFM	PSM	+	0

Wie aus Abschnitt 2.2.3 ab Seite 37 hervorgeht, passt die Charakteristik einer PSM als RFM aufgrund der hohen Effizienz und der Drehmomentdichte sehr gut zum Anforderungsprofil des Effizienzantriebs. Mit einer geeigneten Getriebeübersetzung lassen sich zwar auch hohe Drehzahlen für den Performanceantrieb realisieren, allerdings erfordert diese Variante eine weitere DCU zwecks Reduktion von Schleppverlusten im Effizienzbereich. Damit gehen jedoch der Bedarf nach zusätzlicher Aktorik, damit Mehrkosten und letztlich mehr Komplexität des Antriebs einher.

Eine ASM weist im Vergleich zur PSM geringere Wirkungsgrade und mehr Bauraumbedarf auf, weshalb dieser Maschinentyp für den Effizienzantrieb als eher ungeeignet einzustufen ist. Für den Einsatz als Performanceantrieb zeigt [Ill14] auf, dass eine ASM aufgrund der Leistungskurve nur in einem sehr kleinen Drehzahlbereich konstante Leistung liefert. Dieser Umstand legt nahe, dass diese Maschinentechnologie wahrscheinlich ein Getriebe mit variabler Übersetzung erfordert. Dadurch ist erneut mit signifikant höherem Aufwand hinsichtlich Aktorik und Kosten zu rechnen, da die Komplexität ansteigt.

Der wesentliche Vorteil einer FSM liegt in der Fähigkeit zur Steuerung des Rotorstroms. Bei hohen Drehzahlen muss das magnetische Feld nicht wie bei Maschinen mit Permanentmagneten geschwächt werden, weshalb FSMs im Hochdrehzahlbereich eine gute Effizienz erzielen. Weiterhin erlaubt die Fremderregung, ähnlich wie bei der ASM, die vollständige Abschaltung und damit Vermeidung elektrischer Verluste bei Fahrt im Effizienzbetrieb.

Im Gegensatz zur ASM weist die FSM konstante Leistung über einen breiten Drehzahlbereich auf, sodass eine feste Übersetzung ausreicht. Damit eignet sich die FSM sehr gut für die Anwendung als Performanceantrieb. Mit entsprechender Übersetzung als Niedrigdreh-

zahlkonzept ist auch der Einsatz als Effizienztrieb denkbar. Jedoch sind die Verluste der Elektromagneten höher als die magnetischen Verluste einer PSM, insofern ist im direkten Vergleich dieser beiden von einem Effizienznachteil für die FSM auszugehen.

Das magnetische Feld ist bei einer AFM nicht in radialer Richtung ausgerichtet, sondern axial entlang der Rotorachse. Eine PSM mit magnetischem Feld in axialer Richtung erreicht im Effizienzbereich nur geringfügig niedrigere Effizienzwerte als eine PSM als RFM. Für Hochleistungsanwendungen ist eine AFM durchaus denkbar, da hohe Fahrleistungen realisiert werden können. Demgegenüber zeigen PSMs, wie bereits erläutert, grundlegend hohe Schleppverluste bei hohen Drehzahlen.

Basierend auf der Bewertung in Tabelle 6.2 fällt die Wahl der EM-Technologie auf eine PSM für den Effizienztrieb und eine FSM für den Performanceantrieb. Wie [FFH08] zeigt, liegen die Wirkungsgradoptima beider EM-Technologien in unterschiedlichen Drehzahlbereichen. Während die höchste Effizienz einer PSM im Bereich niedriger Drehzahlen erreicht wird, liegt das Wirkungsgradoptimum einer FSM im Hochdrehzahlbereich. Entsprechend sinkt die Effizienz einer PSM hin zu höheren und die einer FSM zu niedrigeren Drehzahlen [MLT⁺20]. Weiterhin kommt der PSM der bereits erwähnte Vorteil der hohen Drehmomentdichte zugute, welche im Niedrigdrehzahlbereich eine wichtige Rolle spielt. Ebenso weist die FSM eine hohe Leistungsdichte auf, welche analog zur Anwendung im Bereich hoher Drehzahlen und Leistungen dienlich ist. Diese Argumente begründen die Wahl der EM-Technologien für die beiden Antriebe. Der Effizienztrieb erreicht dadurch eine hohe Effizienz im Bereich niedriger Drehzahlen, darüber hinaus eignet sich die hohe Drehmomentdichte für Anfahrmanöver. Demgegenüber sind für den Performanceantrieb vorwiegend hohe Drehzahlen und Leistungen relevant.

Verlustanteile und deren Abhängigkeit von Drehzahl und Drehmoment

Aus Abschnitt 2.2.3 ab Seite 37 sind bereits magnetische, elektrische und mechanische Verluste als wesentliche Verlustbestandteile von Traktionsmaschinen bekannt. Für eine konstant angenommene Spannungslage zeigen Abbildung 6.7a und 6.7b auf Seite 125 die Abhängigkeit der elektromagnetischen Verluste der PSM und FSM von Drehzahl und Drehmoment. Die Gesamtverluste sind hierbei in die zwei Hauptgruppen Stator Eisen und Stator Kupfer, magnetische Verluste der PSM und ohmsche Erregerverluste im Rotor der FSM sowie Rotor Eisenverluste unterteilt. Diese Verlustanteile sind auf die Summe aller Verluste und die Gesamtverluste wiederum auf deren Maximum normiert und prozentual dargestellt.

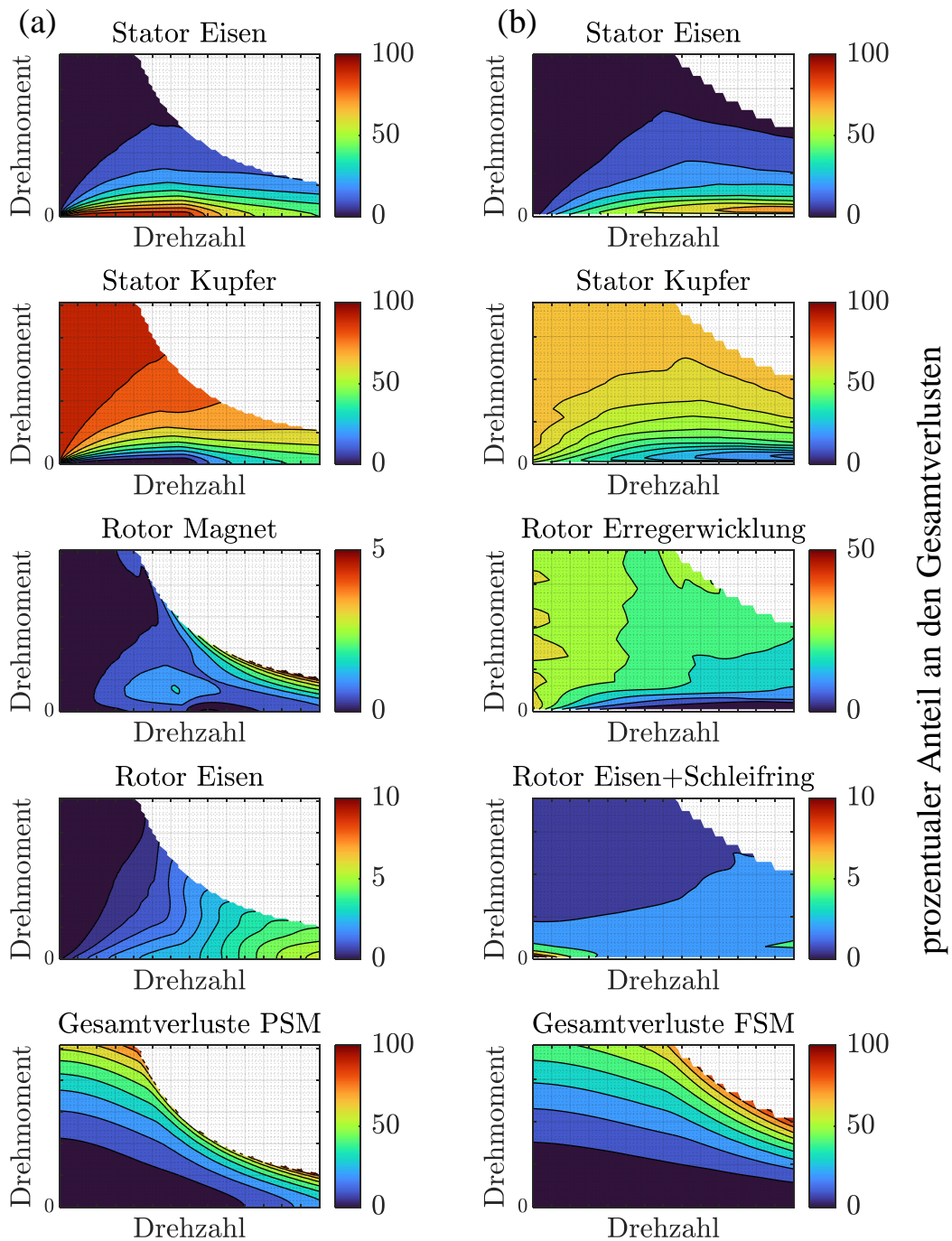


Abbildung 6.7: Prozentuale Aufschlüsselung der Verlustanteile (normiert auf Summenverluste) und Gesamtverluste (normiert auf Maximum) in Abhängigkeit von Drehzahl und Drehmoment der PSM des Effiziantriebs in (a) und FSM des Performanceantriebs in (b)

Die elektromagnetischen Verluste einer PSM setzen sich größtenteils aus Verlusten im Stator zusammen. Die Eisenverluste im Stator zeigen eine starke Drehzahlabhängigkeit, sie verhalten sich direkt proportional zur Frequenz. Nahe des Nullmoments stellen sie den größten Anteil an den Gesamtverlusten dar. Kupferverluste im Stator hingegen sind stark abhängig vom Strom und damit vom Drehmoment. Für den Effizienztrieb ist vor allem der Ankerstellbereich von hoher Relevanz. Verfügt die PSM über eine hohe Magnetmasse, so können im Bereich niedriger Drehzahlen bereits durch geringe Ströme hohe Drehmomente erreicht werden. Gleichzeitig ist der Wirkungsgrad sehr hoch. Dadurch steigen jedoch auch die Kupferverluste für hohe Drehmomente stark an. Viel Magnetmasse schadet weiterhin dem Bereich hoher Drehzahlen, da hier das magnetische Feld geschwächt werden muss. Durch den Fokus auf niedrige Drehzahlen beim Effizienztrieb kann dieser Umstand hier jedoch in Kauf genommen werden. Obwohl das Statormagnetfeld vom Rotor aus gesehen zwar konstant ist, treten darüber hinaus Eisenverluste und magnetische Verluste im Rotor auf. Sie entstehen infolge hochfrequenter Oberschwingungen an der Oberfläche des Rotors und sind insgesamt gering [PJH14]. Näherungsweise sind Eisen- und magnetische Verluste rein drehzahlabhängig.

Abbildung 6.7b stellt die elektromagnetischen Verluste der FSM dar. Dabei zeigen die Eisen- und Kupferverluste im Stator wie auch Eisenverluste im Rotor eine ähnliche Tendenz wie bei der PSM, fallen jedoch insgesamt geringer aus. Als Pendant zu den magnetischen Verlusten der PSM treten bei einer FSM weitere Verluste im Rotor auf, die jedoch einen größeren Anteil an den Gesamtverlusten aufweisen. Zum einen sind das Kupferverluste, die in Drehzahl- und Drehmomentrichtung ansteigen, zum anderen treten Bürstenverluste auf. Zur Übertragung des Stroms von Stator auf Rotor benötigen fremderregte Maschinen Schleifringe mit Bürstenkontakten (siehe Abschnitt 2.2.3 ab Seite 37). In Summe macht dieser Verlustanteil in etwa bis zu 30 % der Gesamtverluste aus. Aufgrund des Zusammenspiels beider Antriebe wird die FSM fast ausschließlich bei höheren Drehzahlen im Feldschwächbereich betrieben. Hierbei gibt die Fähigkeit einer FSM zur Steuerung des Rotorstroms und damit des Magnetfeldes mehr Flexibilität mit den Verlusten.

Schleppbetrieb

Das betriebsstrategische Zusammenspiel beider Antriebe erfolgt näherungsweise gemäß der exemplarischen Drehmomentaufteilung in Abbildung 4.15 auf Seite 95. Demnach gibt es für niedrige Drehmomente Bereiche, in denen ausschließlich der Effizienz- oder der Performanceantrieb im Einsatz sind. Der jeweils inaktive Antrieb stellt dann kein Drehmoment und der Gesamtantrieb wird somit als 2WD betrieben.

Zur Reduktion der auftretenden Schleppverluste werden für beide Antriebe Maßnahmen getroffen. Die Magnete einer PSM induzieren ein permanentes Magnetfeld und dadurch magnetische Verluste. Weiterhin treten Eisenverluste in Stator und Rotor, Luft- und Lagerreibung sowie Standby-Verluste im Inverter auf. Eine Kupplung (DCU) zur Trennung des Triebstrangs vom Leistungsfluss ermöglicht den Stillstand der rotierenden Antriebskomponenten und reduziert dadurch mechanische Verluste [XKK⁺23]. In diesem Fall bleiben nur geringe Verlustanteile durch den Inverter-Standby und die Lagerreibung übrig. Nachteilig äußern sind hingegen zusätzlich zu tätige Aufwendungen für Aktorik und Kosten einer DCU.

Zur Maximierung des Einsparpotentials einer DCU sollte diese auf Abtriebsseite des Getriebes positioniert sein. Aufgrund der Fremderregung einer FSM treten im ausgeschalteten Zustand keine magnetische Verluste auf. Dadurch kann auf eine DCU und den damit verbundenen zusätzlichen Aufwand verzichtet werden. Der Triebstrang dreht dabei verlustarm mit und somit bleiben einzig mechanische Schleppverluste durch Reibung und Standby-Verluste im Inverter bestehen.

Im Bedarfsfall kann eine FSM binnen weniger Millisekunden zugeschaltet werden, wie [Tan21] zeigt. Ein Kupplungsvorgang einer DCU ist demgegenüber gemäß den Untersuchungen in [GBO23] mit einer Dauer im Bereich von weniger als einer Zehntelsekunde anzusetzen. Allerdings kann die Synchronisation im Falle großer Drehzahlgradienten auch im Zeitraum einiger Zehntelsekunden liegen. Demnach erweist sich das Ab- und Zuschalten der FSM auch im dynamischen Betrieb als vorteilhaft ggü. der Betätigung einer DCU.

6.2.4 Getriebeauslegung und Konstruktion des Traktionsantriebs

Die in Abschnitt 4.2 ab Seite 82 erläuterte Getriebeauslegung erfolgt unter Anwendung etablierter Methoden aus der Literatur zur Dimensionierung [NWH05] [Gia22] und Verlustbestimmung [Deu01] [Rei19] von Getriebebauteilen wie Lagern oder Wellen. Die Auslegung berücksichtigt die Auswirkungen von Belastungen durch Drehmoment und Drehzahl und inkludiert eine prognostizierte Lebensdauerabsicherung. Letztere wird anhand von Überrollungen als Maß für die dynamische Belastung von Bauteilen wie Lagern abgeschätzt [Wei05] [KG13].

Verlustanteile und deren Abhängigkeit von Drehzahl und Drehmoment

Wie bereits in Abschnitt 2.2.4 ab Seite 44 erläutert, setzen sich die Getriebeverluste größtenteils aus Verzahnungs- und Lagerverlusten zusammen. Dabei zeigen Verzahnungsverluste mehr Abhängigkeit vom Drehmoment als von der Drehzahl, Lagerverluste hingegen sind vorwiegend drehzahlabhängig.

Diese Abhängigkeit der Getriebeverluste zeigt Abbildung 6.8 auf Seite 129 am Beispiel des ausgelegten Getriebes vom Effizienztrieb. Zur Veranschaulichung dient ein exemplarischer, statischer Betriebspunkt, welcher inmitten des Effizienzbereichs gewählt wurde. So stellt Abbildung 6.8a die Drehzahlabhängigkeit der Verluste bei einem konstanten Abtriebsdrehmoment von 500 Nm dar. Es ist ersichtlich, dass Verzahnung und Lager als Hauptverlustquellen beide einen signifikanten Anteil an den Gesamtverlusten über der ansteigenden Drehzahl darstellen. Bei niedrigen Geschwindigkeiten, die den Kernbereich des Kundenbetriebs widerspiegeln, sind beide Verlustanteile gleichermaßen von Bedeutung, bei hohen Geschwindigkeiten hingegen überwiegen die stark drehzahlabhängigen Lagerverluste. Abbildung 6.8b bildet die Drehmomentabhängigkeit der Verluste bei konstanter Abtriebsdrehzahl von 500 min^{-1} ab. Wie dargestellt, dominieren hier die Verzahnungsverluste, während die Lagerverluste über dem Drehmoment nahezu konstant bleiben.

Beim direkten Vergleich der Zunahme der Summenverlustleistung in Richtung Drehzahl und Drehmoment zeigt sich ein stärkerer Anstieg in Drehzahlrichtung. Die folgende Gegenüberstellung zweier Betriebspunkte $BP1$ und $BP2$ mit gleicher Abtriebsleistung verdeutlicht dies: Die Gesamtverlustleistung bei einer Abtriebsdrehzahl von 1000 min^{-1} und einem Abtriebsdrehmoment von 500 Nm gemäß $BP1$ liegt fast um Faktor 1,5 höher als bei einer Drehzahl von 500 min^{-1} und einem Drehmoment von 1000 Nm gemäß $BP2$. Das bedeutet, dass die Getriebeverluste insgesamt für niedrigere Übersetzungsverhältnisse abnehmen.

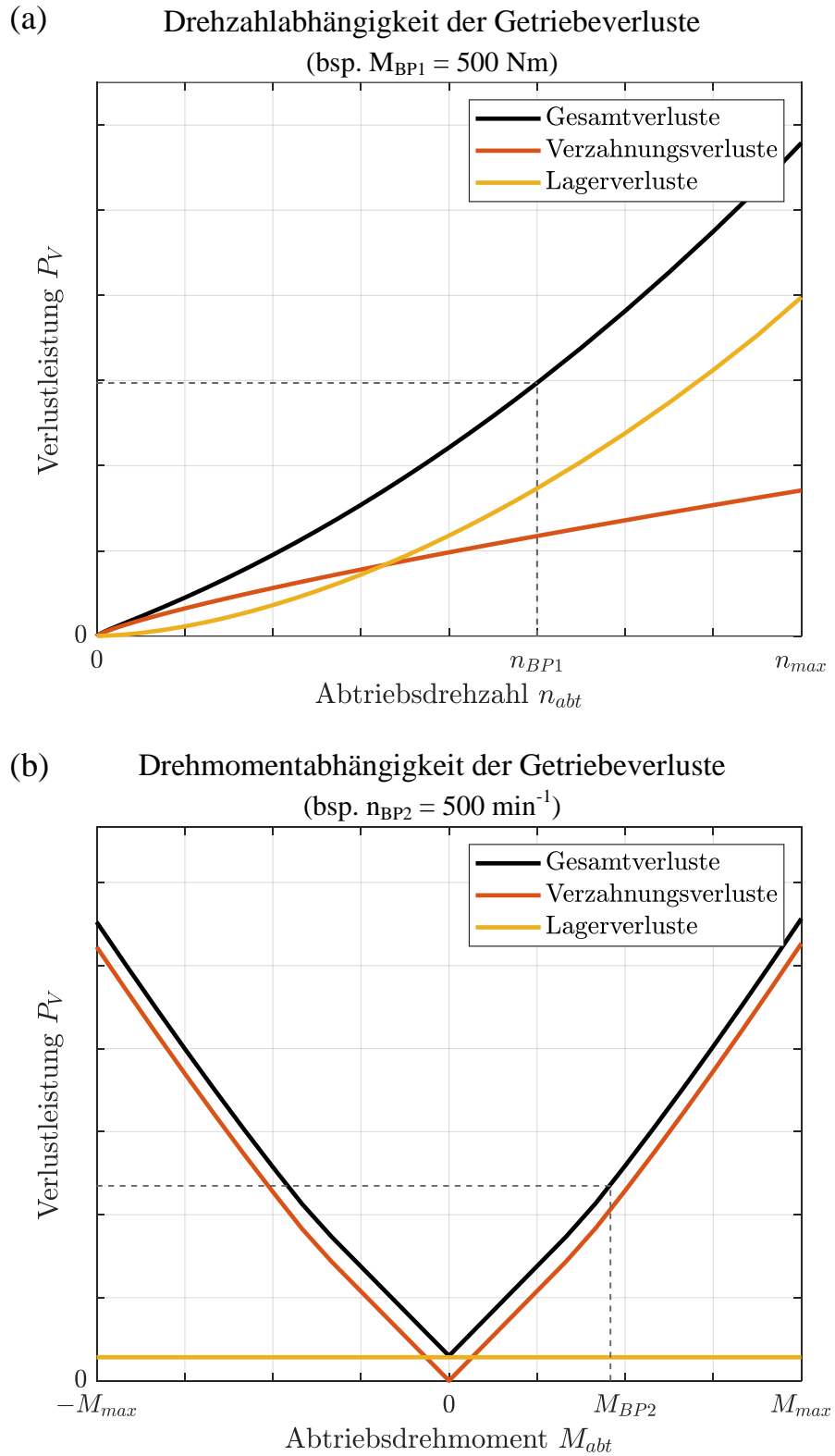


Abbildung 6.8: Abhängigkeit der Getriebeverluste von Drehzahl in (a) inkl. $BP1$ und Drehmoment in (b) inkl. $BP2$

Anhand eines exemplarischen Auslegungspunkts höchster Priorität gemäß Abbildung 4.2 auf Seite 78 dient die folgende Analyse dem Vergleich von Getriebeverlusten bei unterschiedlichen Übersetzungen. Abbildung 6.9 stellt die Getriebeverluste über dem absteigend aufgetragenen Übersetzungsverhältnis dar. Wie bereits am vorherigen Zahlenbeispiel aufgezeigt, sinken die Gesamtverluste als Summe aus den bekannten Verlustanteilen für niedrigere Übersetzungen. Dabei nehmen zwar die Verzahnungsverluste zu, die Lagerverluste nehmen hingegen überproportional ab, weshalb es ausgehend von der höchsten Übersetzung zur Verlustreduktion von 7,2 % respektive 12,5 % kommt. Dieser Zusammenhang gilt zwar nicht uneingeschränkt für alle Betriebsbereiche, denn in den Randbereichen des Betriebskennfelds steigen die Verluste überproportional an. Jedoch ist die Aussage für den Kernkennfeldbereich zulässig und da dieser auslegungsrelevant ist, sind die Analyse und Schlussfolgerung valide.

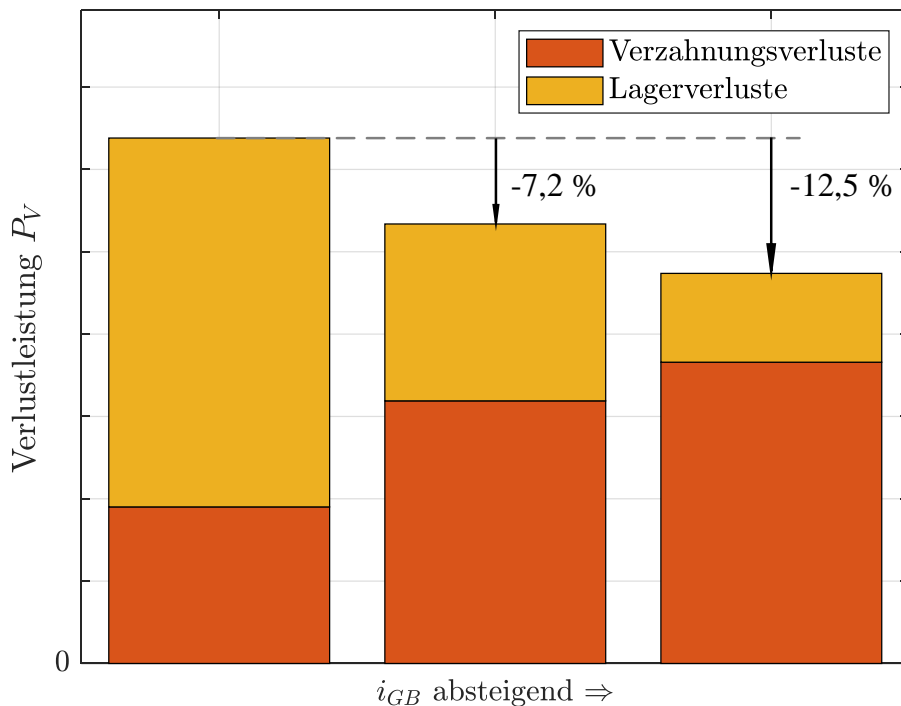


Abbildung 6.9: Zusammenhang von Getriebeverlusten und Übersetzung an beispielhaftem Betriebspunkt

Niedrigere Getriebeverluste resultieren folglich aus der Reduktion des Übersetzungsverhältnisses. Solche Niedrigdrehzahlkonzepte, auch Downspeeding genannt, senken antriebsseitig die Drehzahl und erhöhen gleichermaßen das Drehmoment. Für Hochdrehzahlkonzepte verhalten sich die beiden Kenngrößen entgegengesetzt.

Gemäß Abbildung 6.7 auf Seite 125 steigen die Gesamtverluste der PSM in Drehzahl- und Drehmomentrichtung näherungsweise gleichermaßen, weshalb für den Effizienztrieb aus Sicht der Traktionsmaschine nichts gegen ein Downspeeding-Konzept spricht. Ein solches erhöht zwar antriebsseitig das Drehmoment, die Drehmomentanforderungen an die E-Maschine halten sich aufgrund der eher niedriglastigen Charakteristik statistischer Kundendaten hingegen in Grenzen. Für den Effizienztrieb stellt folglich ein Downspeeding- bzw. Hochdrehmomentkonzept eine effiziente Lösung dar.

Die Gesamtverluste der FSM steigen deutlich stärker in Drehmomentrichtung bzw. bleiben mit ansteigender Drehzahl größtenteils niedrig. Daher fällt die Entscheidung für den Performanceantrieb auf ein Hochdrehzahlkonzept. Dabei wird jedoch nicht das Übersetzungsverhältnis erhöht, vielmehr führen die Betriebspunkte des Performanceantriebs bei hohen Geschwindigkeiten ohnehin zu hohen Drehzahlen an der E-Maschine.

Abbildung 6.10 zeigt die Gesamtverluste der Getrieberadsätze beider Antriebe im Vergleich. Hierfür wurde erneut ein konstantes Abtriebsdrehmoment M_{abt} von 500 Nm angenommen.

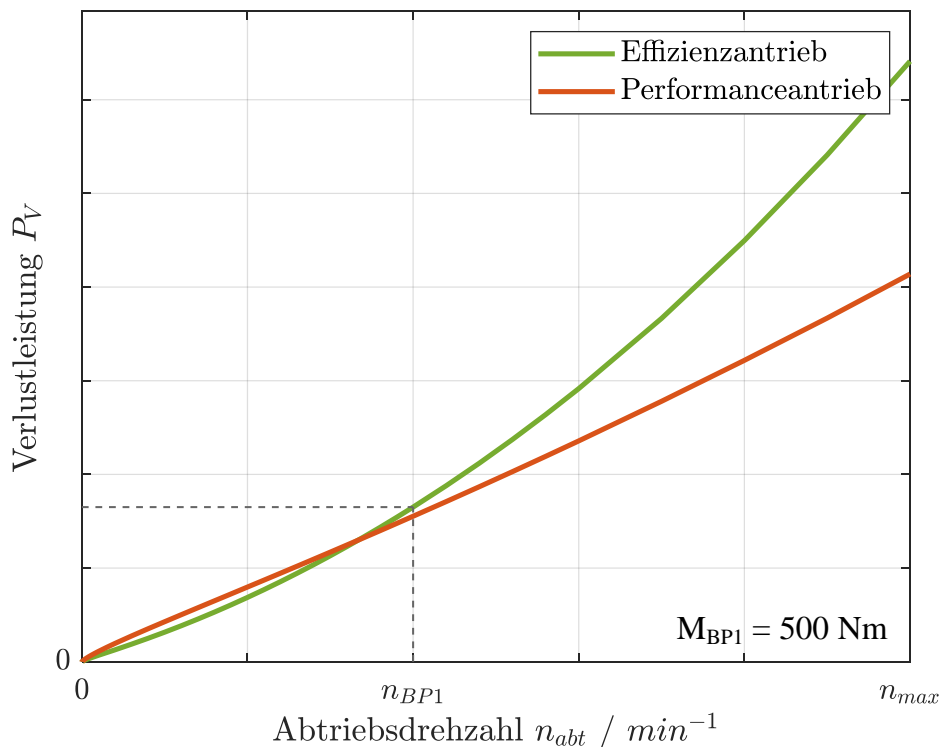


Abbildung 6.10: Vergleich der Getriebeverluste von Effizienz- und Performanceantrieb

An den beiden Kennlinien wird ersichtlich, dass die Verlustleistung des Effizienztriebs im Drehzahlbereich bis zu knapp unter 1000 min^{-1} niedriger als die des Performancetriebs ist, d. h. in diesem Bereich ist das Getriebe des Effizienztriebs verlustärmer. Eine Abtriebsdrehzahl von etwa 1000 min^{-1} entspricht näherungsweise einer Fahrgeschwindigkeit von 130 km/h und kennzeichnet somit die Grenze des effizienten Betriebsbereichs. Oberhalb dieser Drehzahl kehrt sich das Bild um und der Radsatz des Performancetriebs ist effizienter. Mit zunehmendem Drehmoment verschiebt sich der Schnittpunkt beider Graphen hin zu höheren Drehzahlen. Letztlich erfordert die Wahl der Übersetzung einen Kompromiss: Für kleine Übersetzungen steigt das antriebsseitige Drehmoment und damit die Verluste der FSM, große Übersetzungen erhöhen die Drehzahl und bewirken somit zunehmende Verluste im Radsatz.

Konstruktive Umsetzung

Mit einer koaxialen und achsparallelen Bauweise gemäß Abbildung 2.8 auf Seite 45 bieten sich konstruktiv zwei unterschiedliche Ansätze. Die Konstruktion beider bedingt Unterschiede hinsichtlich Größe und Anzahl an Lagern oder auch den Verzahnungsbreiten. Daher hängen die einzelnen Verlustbestandteile stark von der individuellen Konstruktion des Getriebes ab, weshalb im direkten Vergleich keine der beiden Bauweisen eindeutig geringere Getriebeverluste mit sich bringt. Zwar sind Lager und Wellen der Radsätze bedarfsgerecht dimensioniert, die Gesamtantriebe im Rahmen dieser Arbeit insgesamt jedoch nicht vollständig ausgelegt. Statt dessen entsprechen die folgenden Abbildungen einer konstruktiven Annäherung, vorwiegend zwecks Volumenbewertung und Visualisierung.

Basierend auf der Zielübersetzung mit Tendenz zur Reduktion der Übersetzung als Erkenntnis aus der vorherigen Verlustbetrachtung bietet sich für den Effizienztrieb eine koaxiale Konstruktion an. Ein Koaxialgetriebe ist, verglichen mit einem achsparallelen Pendant der gleichen Übersetzung, kompakter im Bauraum und bietet überdies Vorteile hinsichtlich Packaging für DCU und Parksperre. Verglichen mit achsparallelen Radsätzen haben solche Koaxialgetriebe weiterhin allgemein ein geringeres Gewicht und sind kostengünstiger hinsichtlich Material, Fertigung oder auch aufgrund geringerer Lageranzahl. Zwar steigt die axiale Länge des Antriebs gegenüber einem Achsparallelgetriebe, das Gesamtvolumen fällt jedoch deutlich geringer aus. Diese Erkenntnisse entstammen der Zusammenarbeit mit dem Fachbereich des kooperierenden Unternehmens. Abbildung 6.11 auf Seite 133 zeigt den Konstruktionsentwurf des koaxial angeordneten Effizienztriebs.

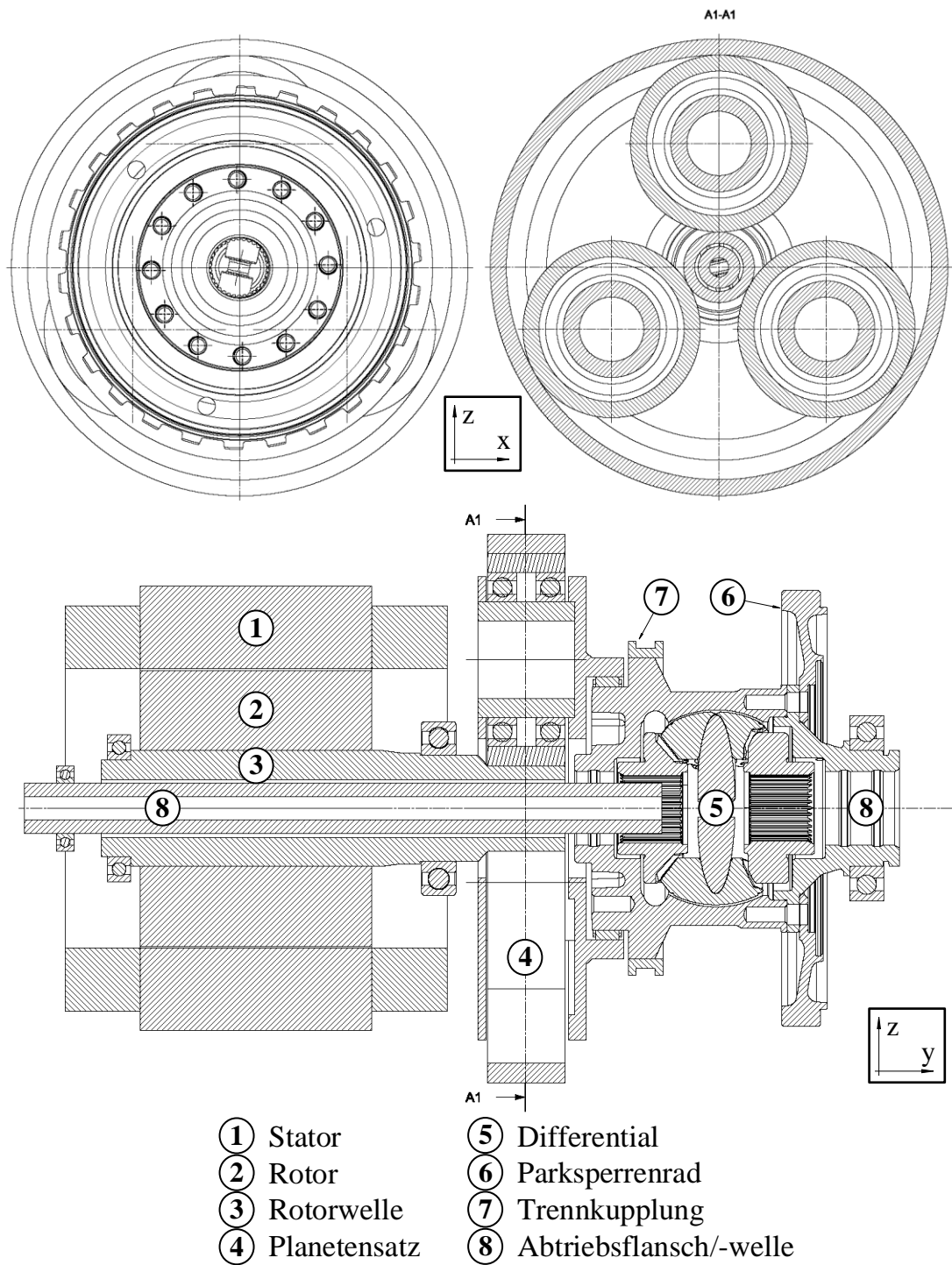


Abbildung 6.11: Konstruktionsentwurf des koaxial angeordneten Effizienztriebs
 (Abbildung seitens Mercedes-Benz AG zur Verfügung gestellt)

Die Darstellung zeigt im oberen Bereich die Frontansicht sowie das Schnittbild der Schnittgeraden A1. Darunter ist der Effizienzantrieb im Längsschnitt abgebildet. Hierbei sind vor allem das Parksperrenrad (6) und die DCU (7) hervorzuheben, da diese Bauteile für den Effizienzantrieb charakteristisch sind. Durch axiale Verschiebung der Schalmuffe wird ein Kraftschluss der Verzahnung erreicht. Der Planetensatz (4) setzt sich aus drei Planetenrädern zusammen, wie das Schnittbild oben zeigt. Die Abtriebswelle (8) verläuft durch die hohlgebohrte Rotorwelle (3) und gelangt so auf die andere Fahrzeugseite.

Die Hochdrehzahl-Charakteristik des Performanceantriebs erfordert aus Stabilitätsgründen einen großen Durchmesser der Rotorwelle, andernfalls wäre diese zu weich und es drohen Probleme hinsichtlich Betriebsfestigkeit und sogar NVH. Die Kupfer-Schleifringe, welche fremderregte Maschinen zum Übertrag des Stroms von Stator auf Rotor benötigen, sitzen auf der Rotorwelle und haben Bürstenkontakte. Diese erzeugen bei hohen Drehzahlen hohe Fliehkräfte, weshalb der Durchmesser der Schleifringe nicht zu groß werden darf. Wie eine Untersuchung zeigt, liegt der maximal zulässige Durchmesser der Schleifringe aufgrund der hohen Drehzahlen etwa 25 % niedriger als der Minstdurchmesser der Rotorwelle. Insofern ist ein koaxiales Radsatzkonzept so nicht umsetzbar, statt dessen kommt eine achsparallele Bauweise zum Einsatz. Damit kann auf eine Hohlwelle zum Durchtrieb auf beide Fahrzeugseiten verzichtet und die Rotorwelle deutlich dünner werden.

Dadurch wird die Rotationsmasse auf der Antriebswelle deutlich reduziert, die Welle kann dünner ausgeführt werden und der Durchmesser der Schleifringe bleibt innerhalb des zulässigen Bereichs. Auch eignet sich eine achsparallele Konstruktion besser hinsichtlich des Bauraumbedarfs etwaiger Kühlungsumfänge, welche im Rahmen dieser Arbeit jedoch nicht weiter untersucht werden. Alternativ könnte auch eine induktive Energieübertragung Abhilfe schaffen.

Abbildung 6.12 auf Seite 135 zeigt den Konstruktionsentwurf des achsparallel angeordneten Performanceantriebs (Abbildung seitens Mercedes-Benz AG zur Verfügung gestellt). In der Frontansicht oben wird die in Abschnitt 5.2.4 ab Seite 103 thematisierte Winkellage von rund 150 ° zwischen Rotor- (3) und Abtriebswelle (9) ersichtlich. Im Gegensatz zu einer konzentrischen Anordnung wird der Antrieb dadurch kompakter. Unten zeigt die Seitenansicht im Schnitt den achsparallelen Aufbau mit Vorgelegewelle (7) und den zwei Stirnradstufen (5) und (6). Der Schleifring (4) ist kennzeichnend für eine FSM.

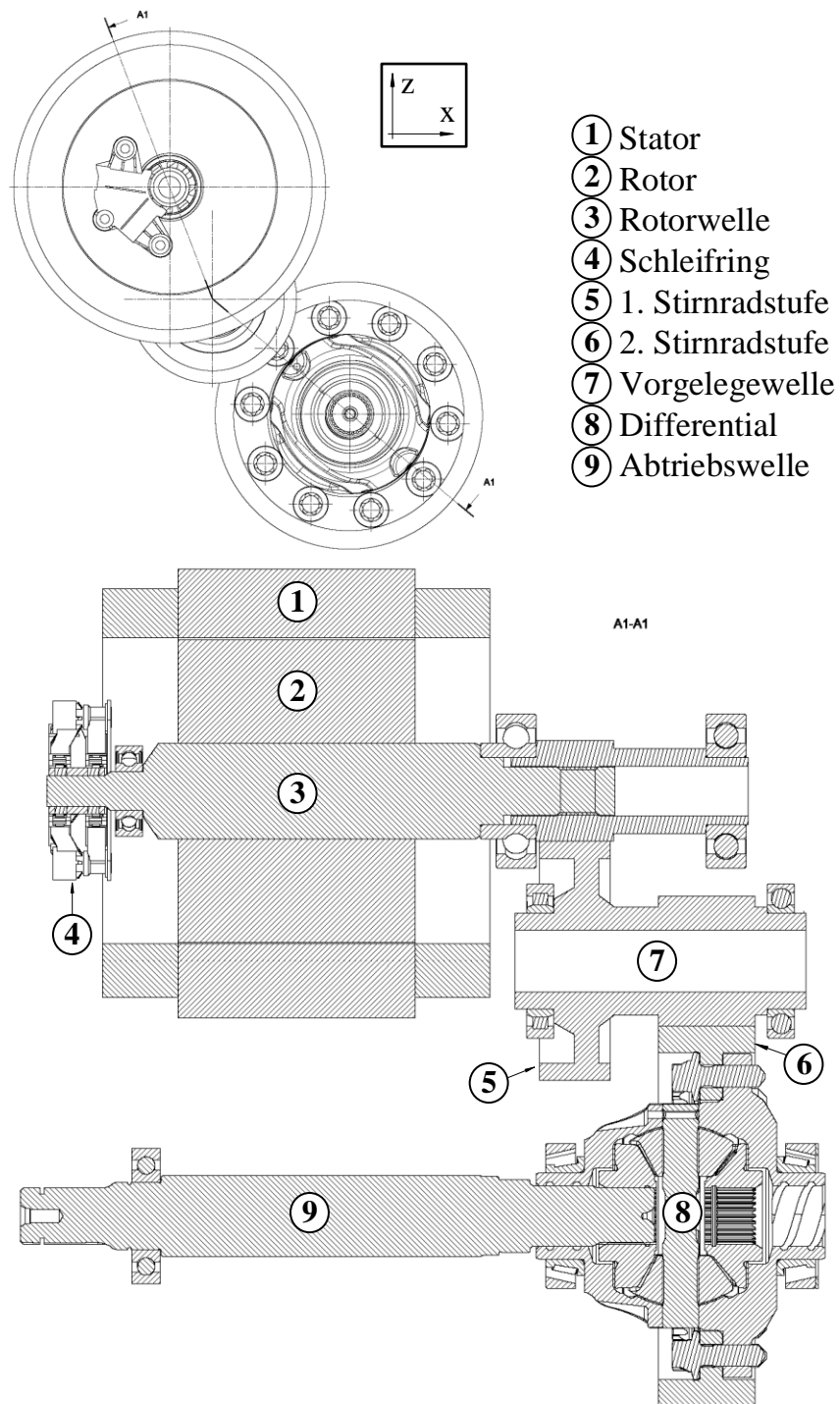


Abbildung 6.12: Konstruktionsentwurf des achsparallel angeordneten Performanceantriebs (Abbildung seitens Mercedes-Benz AG zur Verfügung gestellt)

6.2.5 Aktorik, Hydraulik und Schmierung

Obwohl der Fokus der Antriebsauslegung auf den Komponenten Traktionsmaschine und Getriebe liegt, werden dennoch im Folgenden erste Grobabschätzungen des Aufwands für Aktorik, Hydraulik und Schmierung unternommen. Die Aktuierung von Pumpen oder Ventilen wird üblicherweise elektromechanisch oder hydraulisch umgesetzt. Wie die Untersuchungen in [RMS⁺21] zeigen, ist im Vergleich beider Technologien kein eindeutiges Effizienzpotential zugunsten einer der beiden auszumachen. Stattdessen muss die Wahl anwendungsspezifisch getroffen und auslegungsindividuell bewertet werden.

Der Leistungsbedarf ist in Relation zu dem des Gesamtantriebs deutlich geringer. Während der Leistungsbedarf im Teil- und Volllastbetrieb je nach Aktuierung bis zu einige hundert Watt betragen kann, liegt die Gesamtantriebsleistung im niedrigen bis hin zum dreistelligen Kilowattbereich. Trotzdem erfolgt die Untersuchung unterschiedlicher Aktorikkonzepte vor dem Hintergrund von Effizienz- und Kostengesichtspunkten. Zwecks Schmierung müssen zunächst beide Antriebssysteme bedarfsgerecht mit Öl versorgt werden, weshalb je Antrieb eine elektrische Ölpumpe eingesetzt wird. Öl als Schmiermedium hat darüber hinaus eine hohe thermische Trägheit und trägt daher gewissermaßen auch zur Kühlung bei. Das Vorhandensein einer Ölpumpe legt den Schluss nahe, das benötigte Parksperrensystem hydraulisch zu aktuierten. Dies bringt Kostenvorteile mit sich, erfordert für ausreichenden Öldruck jedoch eine entsprechende Dimensionierung, welche sich aus Effizienzsicht nachteilhaft auswirkt. Eine elektromechanische Aktuierung ist demgegenüber wesentlich effizienter bei geringen Mehrkosten.

Die Positionierung eines elektromechanisch aktuierten Parksperrensystems am Effizienz- oder am Performanceantrieb fällt im Vergleich aus Sicht der Gesamtsystemeffizienz identisch aus. Grund hierfür ist, dass die Trägheitsverluste des Parksperrenrades unabhängig von der abtriebsseitigen Positionierung gleichermaßen ins Gewicht fallen. Aufgrund der koaxialen Bauweise des Radsatzes vom Effizienztrieb kann die Parksperre hier jedoch bauraumgünstig integriert und dadurch ein Vorteil hinsichtlich Packaging erreicht werden. Ebenso kann dadurch beim Performanceantrieb auf sämtliche Aktorik verzichtet werden, wodurch dieser wiederum einfacher und kostengünstiger wird. Unter Berücksichtigung aller Gesichtspunkte fällt die Wahl hinsichtlich Parksperre daher letztlich auf eine elektromechanische Aktuierung mittels zweier elektrischer Stellmotoren und Positionierung am Effizienztrieb. Wie bereits in Abschnitt 6.2.3 ab Seite 121 erörtert, verfügt die PSM des Effizienztriebs weiterhin über eine mechanische Trennkupplung zur Verlustminimierung im Schleppbetrieb.

6.3 Ganzheitliche Bewertung der Antriebssysteme

6.3.1 Methodischer Ansatz zur Systembewertung

Der Systembewertung unter den in Abschnitt 5.2 ab Seite 97 aufgeführten Gesichtspunkten widmen sich die folgenden Abschnitte. Dabei findet keine Betrachtung der Inverter beider Antriebe statt, da eine überschlägige Annäherung bzw. Abschätzung von Kosten, Gewicht und Volumen mittels grober Methoden wie in Abschnitt 5.2.2 ab Seite 100 erläutert keine ausreichend fundierte Bewertung zulässt.

Zwecks ganzheitlicher Beurteilung bedarf es zunächst der Definition eines Referenzsystems, zu welchem sämtliche Vergleiche gezogen werden. Für die anschließende Bewertung der Antriebseffizienz mithilfe einer Gesamtfahrzeugsimulation wird für beide Antriebssysteme das gleiche, virtuelle Fahrzeug mit gleichen Prämissen angenommen. Zentral bei der Effizienzbewertung ist der Einfluss der effizienz-optimalen Betriebsstrategie, welcher im Folgenden herausgearbeitet wird. Anschließend wird im Sinne des Systemvergleichs eine gesamtheitliche Perspektive eingenommen und es erfolgt die Bewertung von Kosten, Gewicht, Volumen und Performance.

6.3.2 Referenzsystem als Vergleichsbasis

Die zu Beginn von Abschnitt 6.2 ab Seite 119 erörterten Auslegungsoptionen für elektrische Traktionsantriebe wirken sich bei der Systembewertung unterschiedlich aus. So bringt Option 1 einerseits zwar die Fähigkeit zur Verschiebung von Betriebspunkten und damit eine hohe Flexibilität mit sich, dies geht andererseits aber mit mehr Komplexität des Radsatzes und dadurch beispielsweise mit mehr Kosten, Gewicht und Volumen einher. Demgegenüber erfordert Option 2 das Vorhandensein zweier E-Maschinen, was sich u. a. kostenseitig zwangsläufig nachteilhaft auswirkt. Dieser Nachteil kann durch einfach ausgeführte Radsätze kompensiert werden.

Das in dieser Arbeit entwickelte Gesamtantriebssystem EPS setzt sich aus dem bereits genannten Effizienz- und dem Performanceantrieb zusammen. Zur Relativbewertung dessen dient ein serienrelevantes Antriebssystem als Vergleichsbasis. Dieses Referenzsystem (RS) besteht analog zum EPS aus zwei elektrischen Antrieben. Diese beiden Traktionsantriebe des RS und EPS sind Vertreter jeweils einer der beiden Auslegungsoptionen und werden im Folgenden gegenüberstellend verglichen.

Der Effizienztrieb des EPS ist im Vergleich zu seinem Pendant des RS auf einen kleineren Drehzahlbereich ausgelegt und optimiert. Dies geht aus Abbildung 6.13 hervor, welche das Delta der Wirkungsgrade beider Effizienzmodule als Differenz von RS zu EPS darstellt.

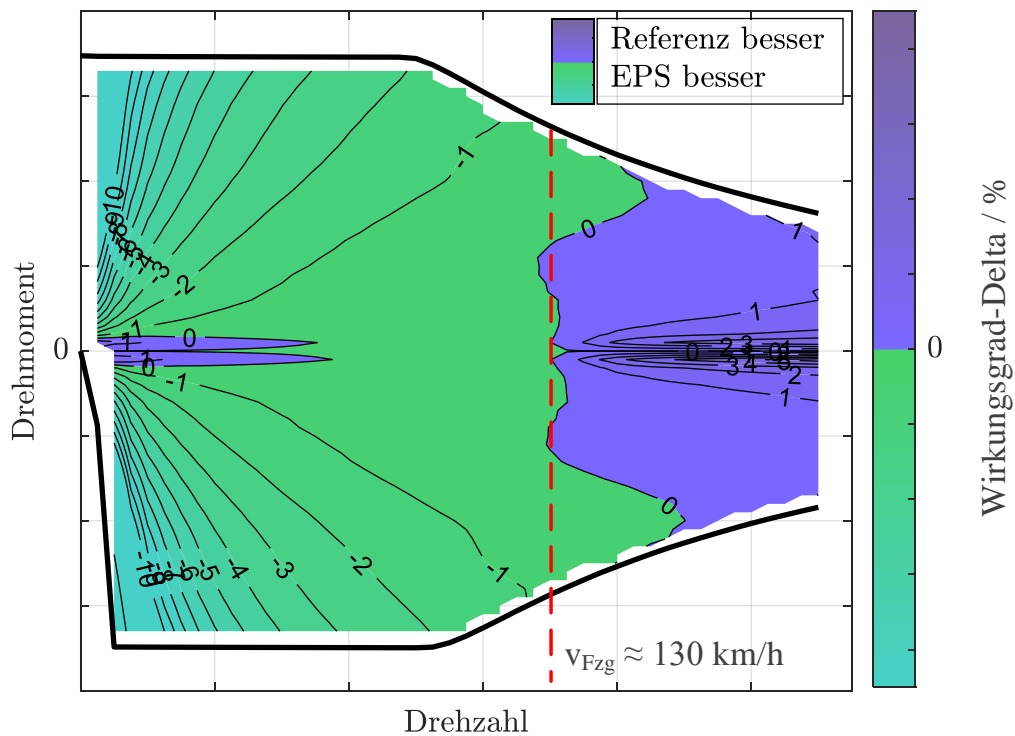


Abbildung 6.13: Wirkungsgrad-Delta der Effizienzmodule

Dabei wird ersichtlich, dass das EPS über den Großteil des Drehzahlbereichs einen Wirkungsgradvorteil zum RS aufweist. Ab einer bestimmten Grenzdrehzahl kehrt sich dieser Vorteil jedoch zugunsten des RS um. Diese Grenze, in der Darstellung durch die rot gestrichelte Linie hervorgehoben, korrespondiert mit einer Fahrzeuggeschwindigkeit von ungefähr 130 km/h, was genau der Obergrenze des Effizienztriebs gemäß Abschnitt 6.2.2 ab Seite 120 entspricht.

Für höhere Drehzahlen bzw. Geschwindigkeiten übernimmt dann betriebsstrategisch der Performanceantrieb. Hierfür zeigt Abbildung 6.14 eine analoge Darstellung des Wirkungsgrad-Deltas von RS zu EPS.

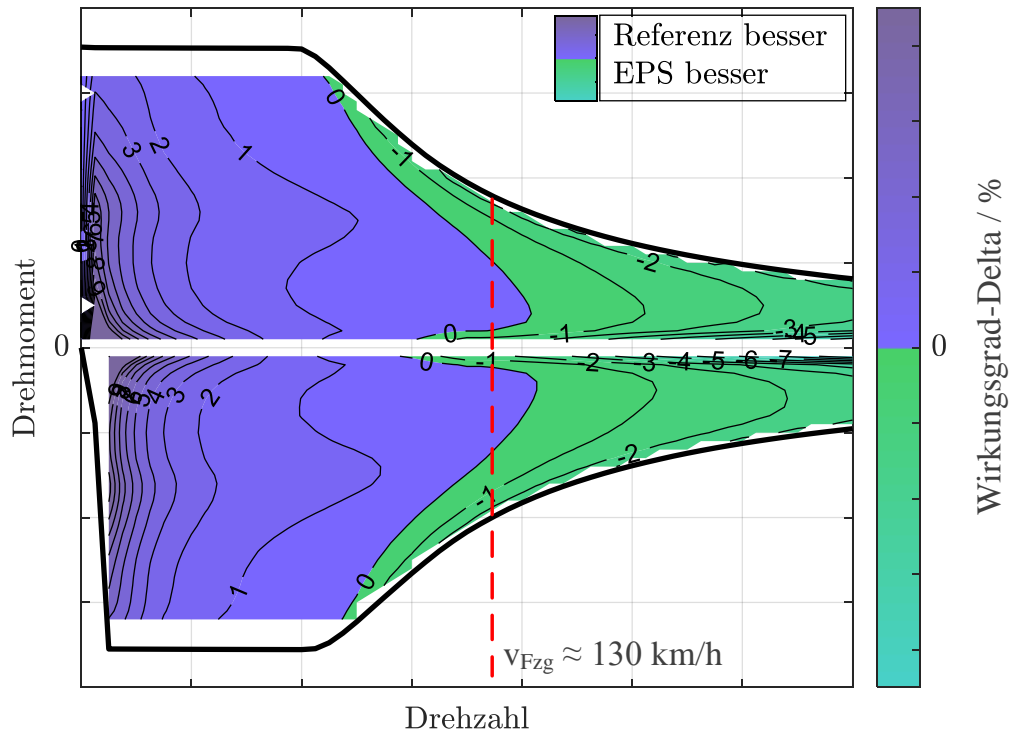


Abbildung 6.14: Wirkungsgrad-Delta der Performanceantriebe

Wie zu erwarten war, zeichnet sich ab besagter Grenzgeschwindigkeit von ca. 130 km/h ein Wirkungsgradvorteil für den Performanceantrieb ab. Dieser Traktionsantrieb ist im Gegensatz zum Performancemodul des RS nicht für niedrigere Drehzahlen konzipiert, was in diesem Bereich auch das positive Delta zugunsten der Referenz erklärt.

Der 4WD-Wirkungsgrad ist abhängig von der zugrundeliegenden Betriebsstrategie und damit nicht eindeutig abbildbar. Je nachdem, wie das Drehmoment im jeweiligen Betriebspunkt zwischen beiden Antrieben aufgeteilt wird, variiert die Gesamtsystemeffizienz und damit auch das Wirkungsgrad-Delta. Die für den Kunden relevante, tatsächliche Effizienz des EPS ggü. dem RS geht aus dem folgenden Abschnitt hervor.

6.3.3 Verlustanalyse zur Effizienzbewertung

Als Indikator zur Beurteilung der Effizienz eines Antriebs dient, wie in Abschnitt 5.2 ab Seite 97 erläutert, der Verbrauch bzw. der auf die Strecke normierte Gesamtenergiebedarf. Das relative Delta zum Referenzsystem quantifiziert die Verbrauchsreduktion und damit die Effizienzsteigerung. Die folgende Verlustanalyse auf Gesamtsystemebene geht zunächst von einer festen Aufteilung des Drehmoments zwischen beiden Antrieben von je 50 % aus, die Untersuchung des Einflusses einer variablen Verteilung folgt im Anschluss.

Feste Drehmomentverteilung

Hierfür zeigt Abbildung 6.15 die Ergebnisse der Gesamtfahrzeugsimulation zur Verbrauchsanalyse. Die Verbräuche des RS und des EPS sind jeweils auf Erstgenanntes normiert dargestellt. Am Beispiel dreier Fahrzyklen ist die relative Verbrauchseinsparung ausgewiesen. Weiterhin zeigt das Diagramm die Unterteilung des Gesamtenergiebedarfs in die Anteile des Fahrwiderstands und Triebstrangs sowie des Performance- und Effizienzantriebs.

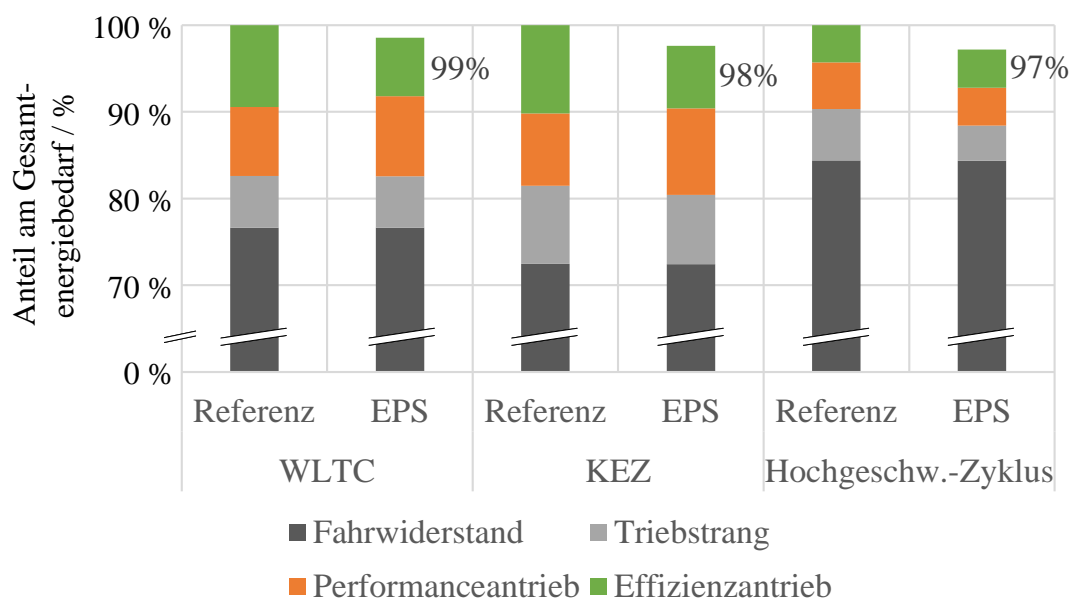


Abbildung 6.15: Zyklusübergreifende Verbrauchsanalyse zur Effizienzbewertung

Zunächst erfolgt die Gegenüberstellung beider Antriebssysteme im Zertifizierungszyklus WLTC. Wie bereits in Abbildung 4.11 auf Seite 89 qualitativ veranschaulicht, stellen die Fahrwider-

stände mit knapp über 75 % den größten Anteil am Gesamtverbrauch dar, die Triebstrangverluste liegen bei knapp 6 %. Wie die Balken zeigen, ist die Verbrauchsreduktion von etwa 1 % im Vergleich beider Systeme auf die beiden Antriebe zurückzuführen.

Der abgeleitete Kundenersatzzyklus (KEZ) repräsentiert das Kundenfahrverhalten für das zugrundeliegende Fahrzeug bestmöglich. Die mittlere Geschwindigkeit dieses Zyklus liegt unterhalb derer des WLTC, was den geringen Anteil der Fahrwiderstände von nur knapp über 70 % am Gesamtverbrauch erklärt. Aus dem Diagramm geht hervor, dass der Fahrwiderstand anteilmäßig zwar gleich bleibt, die Triebstrangsverluste verglichen mit dem RS hingegen kleiner werden. Grund hierfür ist der Einsatz der hydraulischen Radbremsen aufgrund starker Verzögerungen im Zyklus. Das EPS kann im Vergleich zum RS mehr Bremsenergie rekuperieren und ist folglich weniger auf die Reibbremsen angewiesen. Dies wird in Abbildung 6.16 durch die Betriebspunktverschiebung der hydraulischen Radbremsen ersichtlich. Wie hervorgehoben ist der Betrag des negativ aufgetragenen Bremsmoments beim EPS geringer.

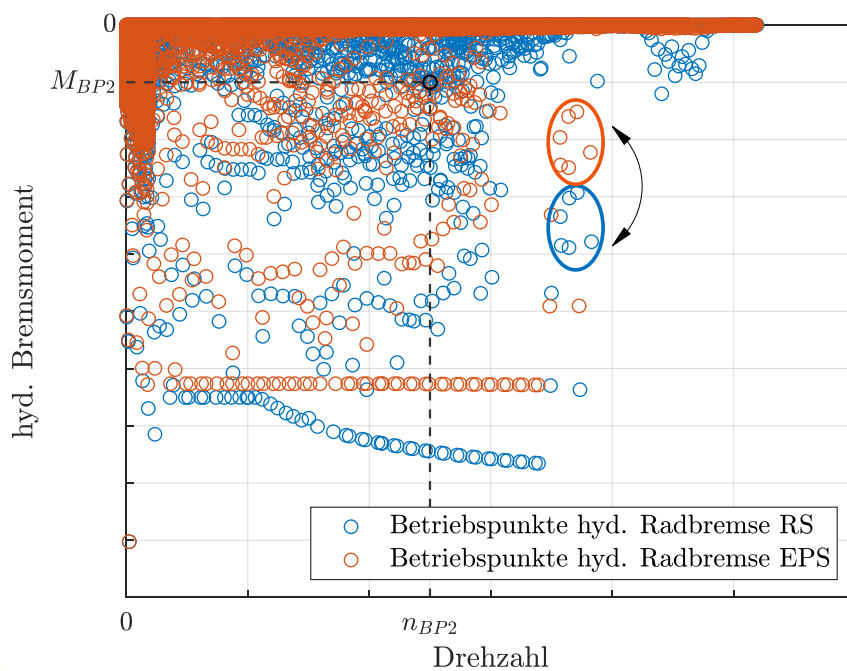


Abbildung 6.16: Betriebspunktverschiebung der hydraulischen Radbremsen von RS zu EPS

Zwar äußert sich eine Steigerung der Rekuperation in erhöhten Verlusten der Antriebskomponenten, in Summe kommt es dennoch zu einer Verbrauchsreduktion beider Traktionsantriebe und des Gesamtverbrauchs in Höhe von ca. 2 % (vgl. Abschnitt 4.3.1 ab Seite 89).

Diese Steigerung der Rekuperation und daraus resultierend weniger Energieverlust durch die hydraulischen Radbremzen wird auch im dritten betrachteten Lastfall, einem synthetischen Fahrzyklus, ersichtlich. Dieser spiegelt vorrangig hohe Geschwindigkeiten wider, die mittlere Geschwindigkeit \bar{v} liegt bei ca. 102 km/h und die Höchstgeschwindigkeit beträgt rund 190 km/h. Demzufolge beläuft sich der Anteil der Fahrwiderstände am Gesamtverbrauch auf fast 85 %. Weiterhin fordert dieser Zyklus den Performanceantrieb mehr, da rund ein Viertel des Lastprofils Geschwindigkeiten oberhalb der Schwellgeschwindigkeit von 130 km/h aufweisen. Die Verbrauchseinsparung im Hochgeschwindigkeitszyklus liegt geringfügig höher als beim KEZ bei rund 3 %.

Allen drei Beispielzyklen ist gemein, dass der Verbrauch des Effizienztriebs sinkt, der des Performancetriebs jedoch näherungsweise gleich bleibt oder sogar ansteigt. Der Grund liegt in der festen Drehmomentverteilung zwischen beiden Antrieben, die bereits in Abschnitt 5.5 ab Seite 108 thematisiert wurde. Die hier gezeigte Analyse geht von einer konstanten Aufteilung mit je 50 % vom Summendrehmoment aus. Da insbesondere die Zyklusprofile von WLTC und KEZ einen hohen Zeitanteil im Bereich niedriger Geschwindigkeiten aufweisen und der Performanceantrieb gemäß Abbildung 6.14 auf Seite 139 dort im Nachteil ist, wird in diesen Zyklen der Verbrauchsanstieg besonders deutlich. Demgegenüber fällt dieser Effekt im dritten Lastfall aufgrund der hochlastigen Zykluscharakteristik nur geringfügig ins Gewicht.

Effizienz-optimale Drehmomentverteilung

Entgegen der vorherigen, festen Drehmomentaufteilung kommt nun eine effiziente Betriebsstrategie zur idealen Verteilung des Drehmoments auf beide Traktionsantriebe gemäß Abschnitt 4.3.2 ab Seite 94 zum Einsatz. Abbildung 6.17 auf Seite 143 stellt die bereits gezeigte, schematische Verteilungsstrategie in (a) dem ermittelten Optimum für das EPS in (b) gegenüber. Die Berechnung dieser Idealverteilung basiert auf den Kennfelddaten der ausgelegten Traktionsmaschinen und Getriebe und berücksichtigt auch die hier nicht dargestellten negativen Drehmomente im 4. Quadranten.

Die beiden Diagramme zeigen jeweils das Summen-Drehmoment beider Traktionsantriebe über der Drehzahl. Die Farbskala spiegelt durch den prozentualen Anteil des Performancetriebs die Drehmomentverteilung wider. Der dunkelblaue Bereich, gleichbedeutend mit 100 % Anteil des Performancetriebs, wird durch das Öffnen der DCU am Effizienztrieb realisiert. Diese Gegenüberstellung zeigt, dass die auf Plausibilitätsüberlegungen beruhende Aufteilung in Abbildung 4.15 auf Seite 95 diese kennfeldbasierte Darstellung gut annähert.

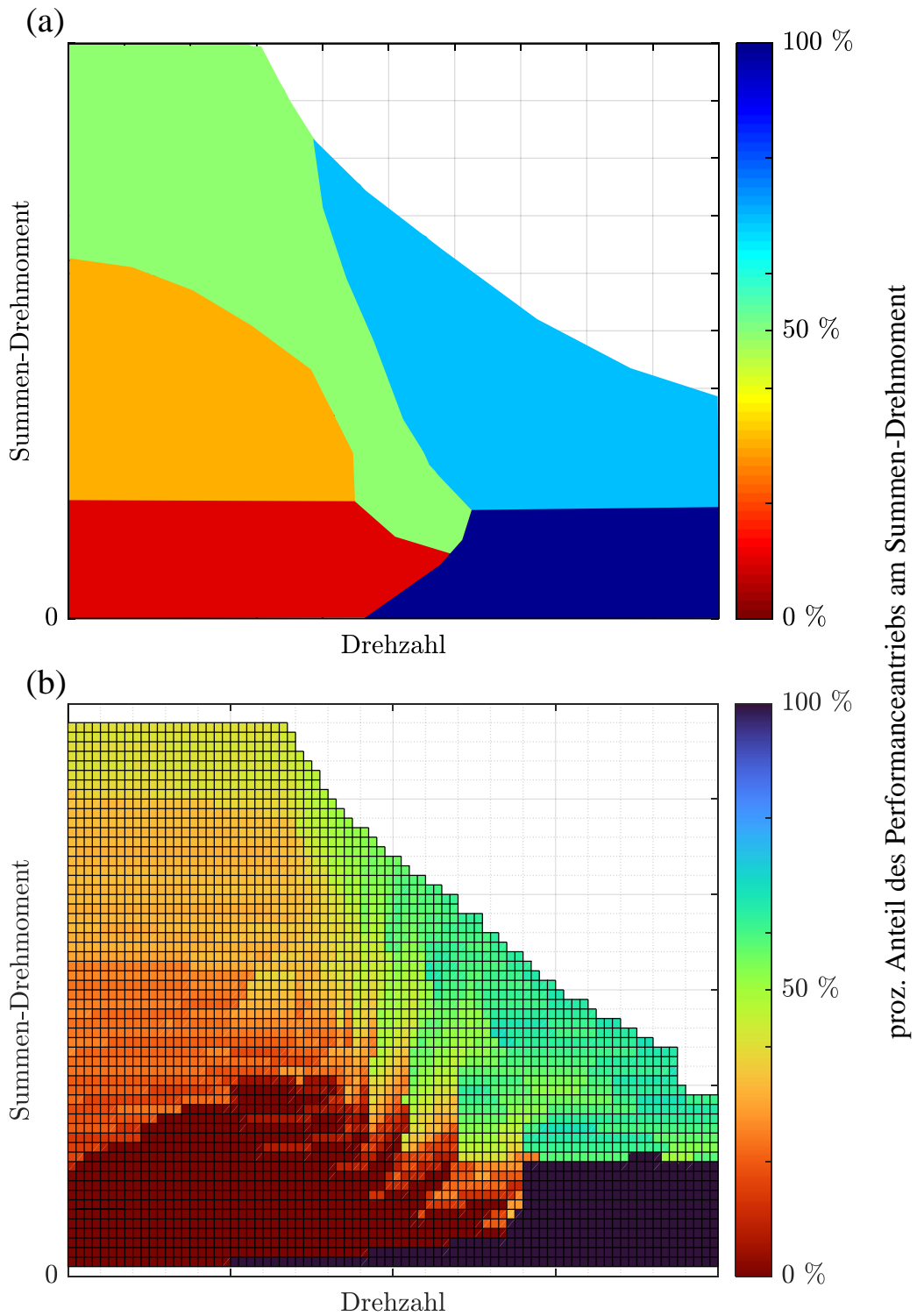


Abbildung 6.17: Strategie zur effizienten Drehmomentaufteilung, schematische Verteilungsstrategie in (a) und aus Kennfelddaten ermittelte Idealverteilung in (b)

Durch den Betrieb des Gesamtantriebs mit dieser Strategie zur effizienz-optimalen Aufteilung des Drehmoments ergeben sich die Zyklusverbräuche gemäß Abbildung 6.18. Erneut erfolgt die Normierung je Zyklus auf den Verbrauch des RS.

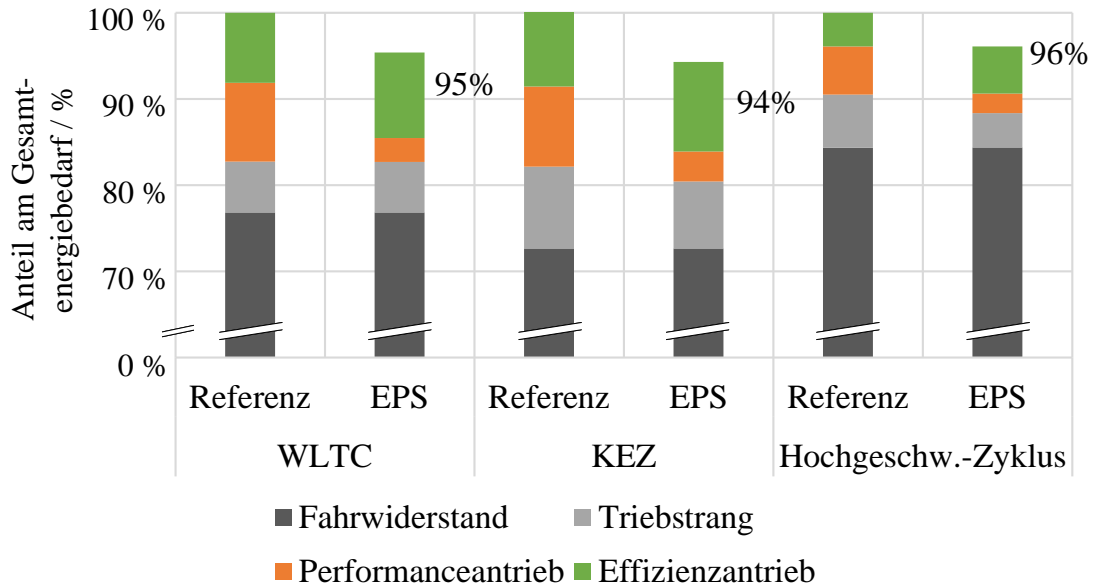


Abbildung 6.18: Verbrauchsanalyse mit effizienz-optimaler Betriebsstrategie

Gegenüber der festen Drehmomentverteilung kann durch diese Strategie zyklusübergreifend eine weitere Verbrauchsreduktion erreicht werden. So steigt die Reduktion im WLTC von 2 % auf 5 %, im KEZ von 3 % auf 6 % und im Hochgeschwindigkeitszyklus von 3 % auf 4 % an. Diese Verbrauchs deltas stellen Grenzpotentiale dar, die unter Anwendung einer Idealverteilung theoretisch erreichbar wären.

In der Realität kann eine solche Drehmomentverteilung jedoch nicht immer realisiert werden. Eine statisch ermittelte Idealverteilung hat im dynamischen Betrieb mitunter sehr große Gradienten der Drehmomentänderung zur Folge, was zu enormen Einbußen des Fahrkomforts führen würde. Zwecks Einhaltung von Komfort- oder auch NVH-Zielen kommt es folglich zu Restriktionen und erzwungenen Abweichungen von dieser Idealverteilung. Diese Abweichungen führen wiederum zur geringfügigen Reduktion des Effizienz- bzw. Verbrauchspotentials. Somit liegt das real erreichbare Effizienzpotential zwischen dem einer fixen und dem einer variablen Drehmomentverteilung. Nichtsdestotrotz verdeutlicht dieser gezeigte Anstieg der Verbrauchsreduktion die Effektivität einer geeigneten Betriebsstrategie.

KAPITEL 6. VALIDIERUNG DER METHODEN UND DISKUSSION DER ERGEBNISSE

Eben jene spiegelt sich neben den Deltas des Gesamtenergiebedarfs auch in den Verbräuchen der beiden Einzelantriebe wider. Dabei wird insbesondere für das EPS in allen drei Beispielszyklen deutlich, dass der Verbrauch des Effizienztriebs gegenüber der festen Verteilung deutlich ansteigt und der des Performanceantriebs entsprechend absinkt. Hierbei treten zwei sich überlagernde Effekte in Erscheinung, welche in Abbildung 6.19 dargestellt sind.

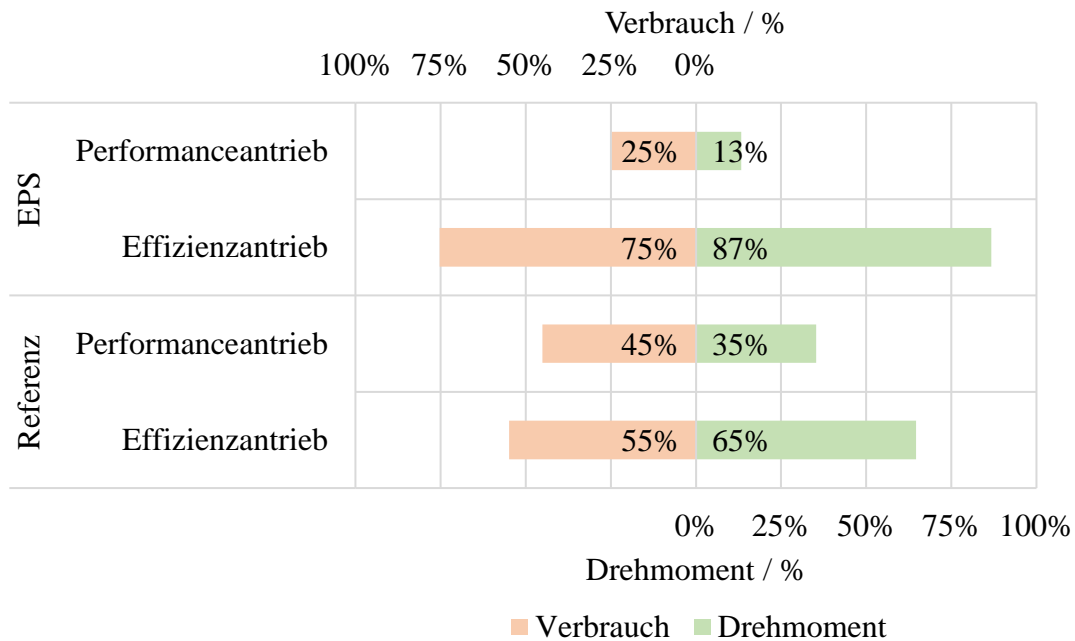


Abbildung 6.19: Zyklusübergreifend gemittelte, prozentuale Anteile von Verbrauch und Drehmoment durch effiziente Betriebsstrategie

Das Diagramm stellt die über alle Zyklen gemittelten, prozentualen Anteile des Energieverbrauchs denen des Drehmoments gegenüber. Demnach stellen Effizienz- und Performanceantrieb des RS knapp 65 % bzw. 35 % des Summen-Drehmoments, während sich der Verbrauch beider Traktionsantriebe mit rund 55 % zu 45 % aufteilt. Diese Verhältnisse verschieben sich beim EPS stark in Richtung des Effizienztriebs. So stellt dieser mit ca. 87 % den Großteil des Drehmoments, was folglich den Verbrauchsanteil von etwa 75 % und somit auch den Verbrauchsanstieg relativ zur festen Verteilung erklärt.

Anhand der Drehmomentaufteilung wird die zielgerichtete Auslegung der beiden Antriebe des EPS ersichtlich. Im Bereich niedriger Drehzahlen und niedriger Last kann der Effizienztrieb durch eine geeignete Verteilung des Summen-Drehmoments seine Stärke ausspielen. Der

Performanceantrieb ist größtenteils inaktiv und wird ausschließlich im Bedarfsfall zugeschaltet. Die beiden Antriebe des RS sind demgegenüber für größere Geschwindigkeitsbereiche ausgelegt und optimiert und decken damit jeweils nahezu das gesamte Drehzahlspektrum ab. Mit Blick auf die Idealverteilung des Drehmoments in Abbildung 6.20 wird deutlich, dass der Effizienztrieb im Betriebsbereich niedriger Drehzahlen und Lasten den dominanten Anteil am Summen-Drehmoment stellt. Die Welligkeit in den dargestellten Idealverteilungen resultiert aus geringfügig un stetigen Verlustkennfeldern in Kombination mit einer hohen Sensitivität der Verteilungsstrategie, wodurch es lokal zu sprunghaften Änderungen in der Drehmomentverteilung kommt. Abhilfe schaffen hier detailliertere Kennfelder mit höherem Reifegrad.

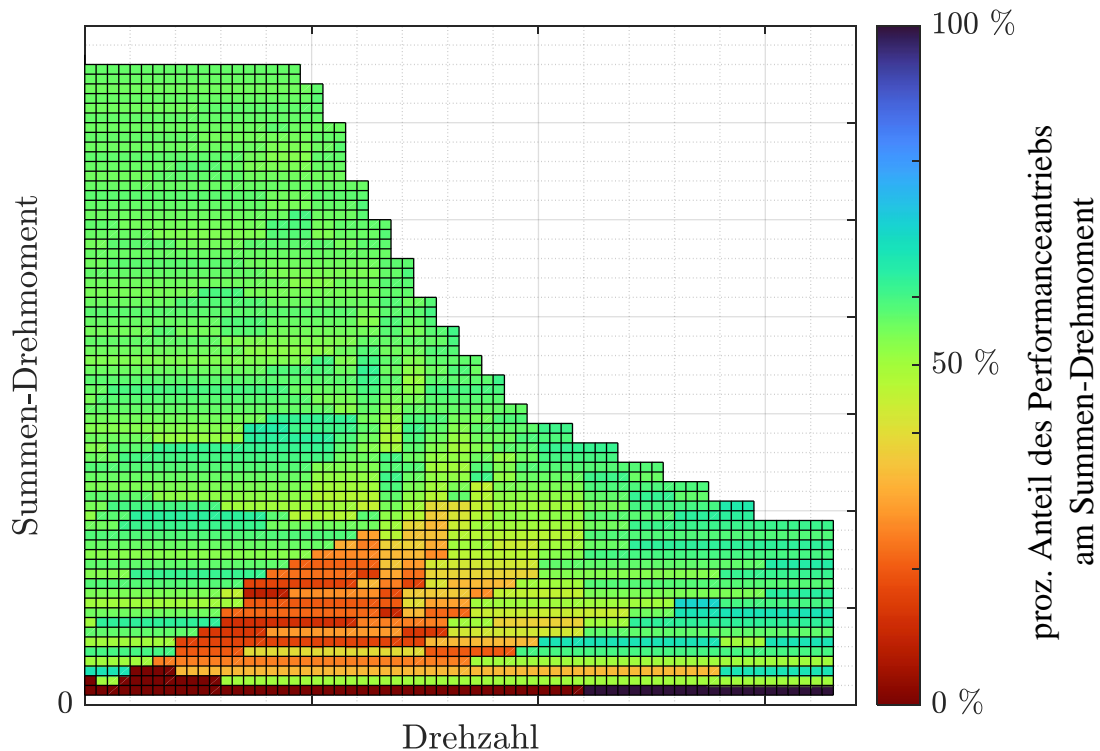


Abbildung 6.20: Strategie zur effizienten Drehmomentaufteilung des Referenzsystems

Abschließend zeigt Abbildung 6.21 auf Seite 147 die simulierten Betriebspunkte der drei Zyklen, die zwecks Abhebung vom Kennfeld im Hintergrund weiß umrandet sind. Es sind nur geringe Abweichungen von der effizienzoptimalen Idealverteilung zu verzeichnen.

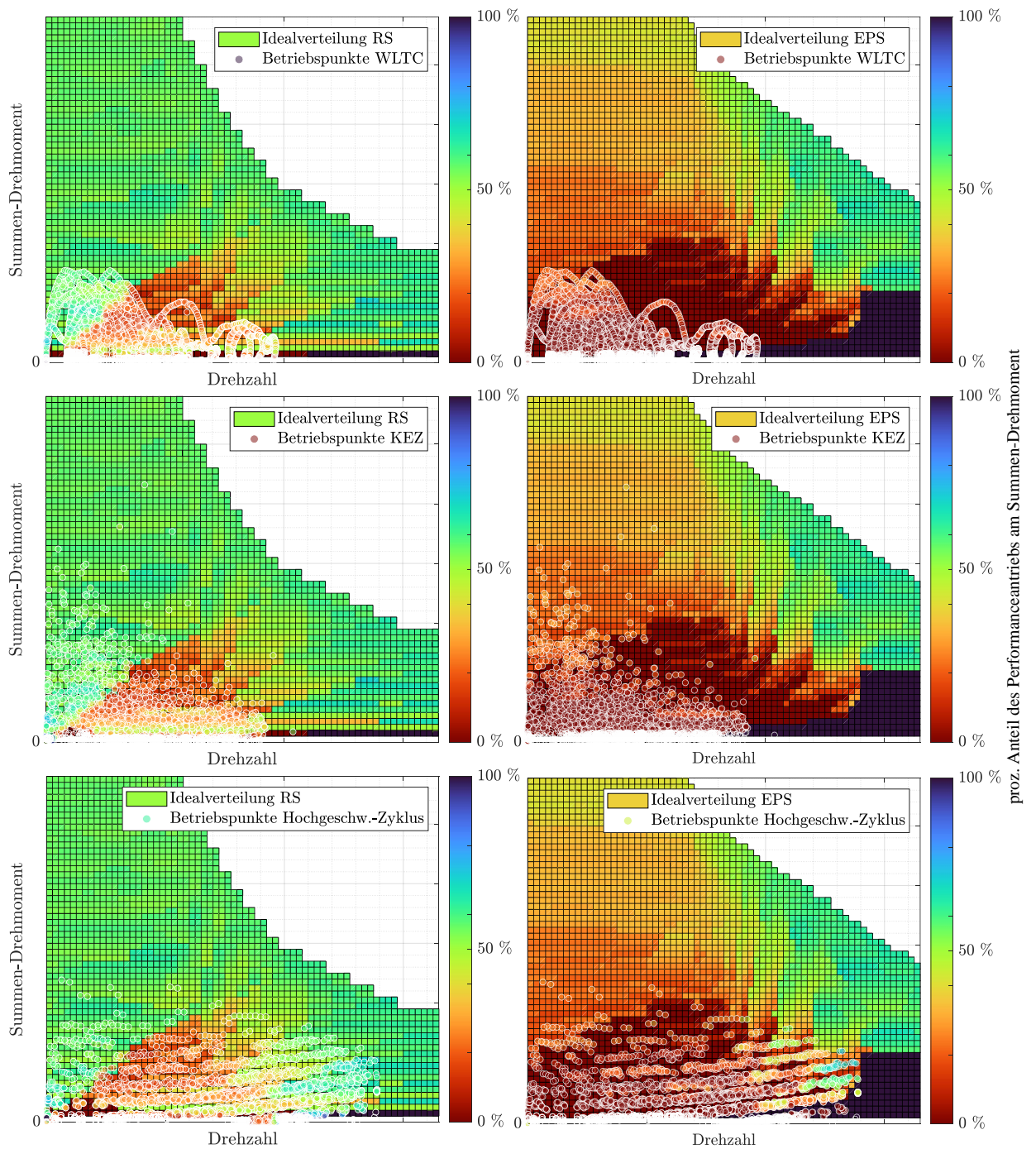


Abbildung 6.21: Zyklen-Betriebspunkte in gleicher Farbskala wie die Idealverteilung mit weißer Umrandung von WLTC, KEZ und Hochgeschwindigkeitszyklus als Simulationsergebnis, RS links und EPS rechts

6.3.4 Antriebsoptimierung und Kostenbewertung

Der bereits geschilderte Zusammenhang zwischen Effizienz und Kosten elektrischer Antriebssysteme erlaubt im Folgenden eine Analyse zum Zweck der Kostenbewertung. Die gewonnenen Erkenntnisse fließen auch in die Auslegung der Antriebe ein und dienen deren Optimierung. Letzterem widmet sich der folgende Abschnitt, die Kostenbewertung des Gesamtsystems erfolgt im Anschluss.

Kostenanalyse zur EM-Optimierung

Im Allgemeinen steigen sowohl Effizienz als auch Performance einer elektrischen Maschine mit dessen zylindrischem Volumen an [Kal21]. Dabei kann ein bestimmtes Aktivvolumen durch axiale oder radiale Ausrichtung zustande kommen, indem das Volumen entweder durch einen großen Durchmesser und zugleich geringer, axialer Länge oder durch einen kleinen Durchmesser bei großer Aktivlänge erzielt wird. Für konstant bleibende Effizienz- und Performannewerte kann die Frage nach der Volumenausrichtung folglich aus Kostensicht beantwortet werden.

Am Beispiel zweier Traktionsmaschinen unterschiedlicher Ausrichtung, jedoch nahezu gleicher Effizienz, Leistung und gleichem Aktivvolumen, soll eine Kostenanalyse die Differenz beider aufzeigen. Die Ausrichtung wird nach Gleichung (6.3) durch das Verhältnis λ von Durchmesser D zu Axiallänge L zum Ausdruck gebracht.

$$\lambda = \frac{D}{L} \quad (6.3)$$

Die beiden beispielhaften Maschinen stehen in einem reziproken Längenverhältnis zueinander. Demnach beträgt $\lambda = 1,76$ für die längere, schmalere Maschine und $\lambda = 2,02$ für die kürzere Maschine mit größerem Durchmesser. Beide Traktionsmaschinen mit nahezu gleichem Aktivvolumen von etwa $4,7 \text{ dm}^3$ sind in Abbildung 6.22 auf Seite 149 eingezeichnet. Dabei wurden unterschiedliche Blechstärken angenommen, weshalb beide Maschinen mehrfach eingetragen sind. Wie aus dem Diagramm hervorgeht, ist eine geringfügige Differenz zugunsten der kürzeren Maschine mit größerem Durchmesser auszumachen. Insofern wirkt sich eine Verkürzung in axialer Länge gegenüber einer Reduktion des Aktivvolumens über den Durchmesser mehr auf die Kosten aus.

Da Magnet- und Kupfermasse als wesentliche Kostentreiber quasi identisch sind, ist diese Kostendifferenz daher in erster Linie auf die Elektrobleche zurückzuführen. Die Bleche werden entlang der Rotorachse zum Blechpaket gestapelt. Daher steigt deren Anzahl mit der Aktivlänge der Maschine an, hängt jedoch auch mit deren Stärke zusammen - je dünner, desto mehr Bleche werden für eine bestimmte Aktivlänge benötigt. Eine Verkürzung in axialer Richtung führt bei konstanter Blechdicke somit zu einer Reduktion der Blechanzahl. Demgegenüber nimmt die Fläche des Elektroblechs in radialer Richtung mit dem Quadrat des Radius zu. Zwischen diesen beiden, gegenläufigen Trends fällt die Kostendifferenz relativ gering aus.

Für dünnere Bleche nimmt der Widerstand für die im Blechpaket auftretenden Wirbelstromverluste zu und damit die Wirbelstromverluste ab, wie [Bau18] und [BKM18] zeigen. Demgegenüber liegt der Preis pro Kilogramm für dünne Bleche aufgrund des erhöhten Arbeitsaufwands bei der Fertigung entsprechend höher. Die Blechdicken in Millimeter werden gemäß DIN-Norm EN 10303 auch als NO-Güten bezeichnet, z. B. 0,27 mm als NO27 [Deu16]. Über dem ansteigend aufgetragenen Aktivvolumen stellt sich für die unterschiedlichen Blechdicken NO25, NO27 und NO30 ein näherungsweise linearer Zusammenhang mit den Kosten ein, wie Abbildung 6.22 zeigt. Die Kostenwerte entstammen dem unternehmensinternen Fachbereich und beruhen auf Annahmen aktueller Materialpreise.

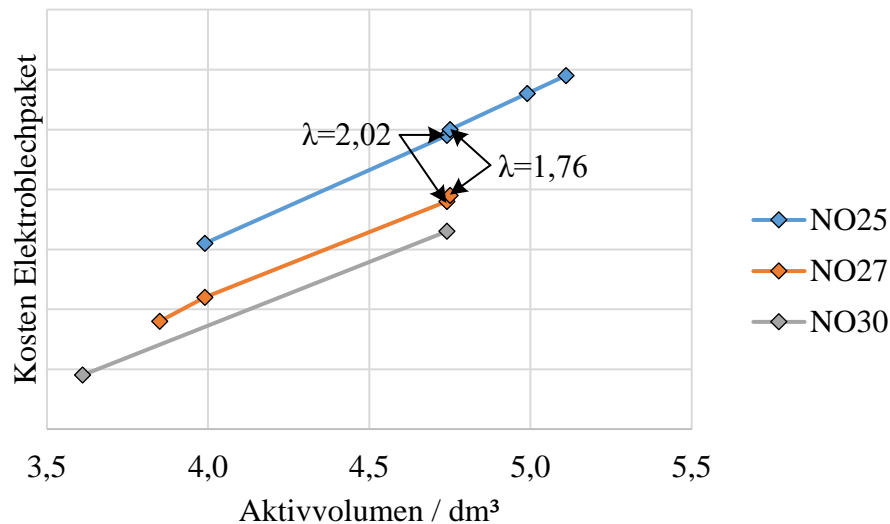


Abbildung 6.22: Kosten des Blechpakets unterschiedlicher Blechdicken über Aktivvolumen und Längenverhältnis λ der beiden exemplarischen Traktionsmaschinen

Zwecks Kostenoptimierung fließen u. a. die Erkenntnisse dieser Untersuchung in die Auslegung beider Traktionsmaschinen, die PSM des Effizienz- und die FSM des Performanceantriebs, ein. Dadurch kommt es zur Überarbeitung der EM-Designs des EPS, wodurch die Axiallänge ggü. den ursprünglichen Abmaßen verkürzt wird, die PSM um rund 8 % und die FSM um knapp 16 %. Dabei fallen die Differenzen hinsichtlich Effizienz- und Performancewerten vernachlässigbar klein aus, jedoch sind positive Auswirkungen auf Kosten, Gewicht und Volumen erkennbar.

Kostenbewertung

Wie zu Beginn von Abschnitt 6.3.2 ab Seite 137 erläutert, entsprechen die Antriebssysteme RS und EPS jeweils einer der genannten Auslegungsoptionen. Diese unterscheiden sich u. a. in ihrer Komplexität der Antriebskomponenten, wodurch bei deren Gegenüberstellung folglich von einer Kostenverschiebung zwischen den Komponenten auszugehen ist.

Hierfür zeigt Abbildung 6.23 die Verschiebung der Komponentenkosten vom RS zum EPS. Dabei sind die Kostenwerte relativ zu den Gesamtkosten des RS ausgewiesen. Sie setzen sich aus den Aufwendungen der Komponenten E-Maschine und Getriebe jeweils des Effizienz- und des Performanceantriebs zusammen, wodurch die relative Kostenverschiebung zu erkennen ist.

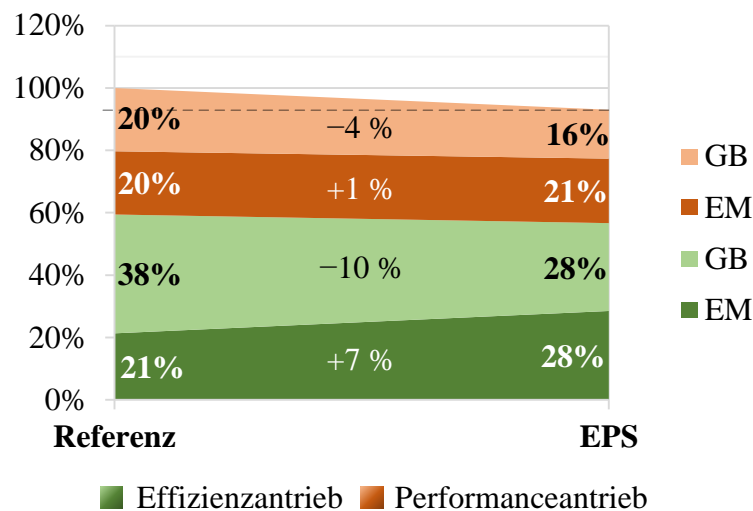


Abbildung 6.23: Verschiebung der Komponentenkosten vom RS zum EPS

Im direkten Vergleich der E-Maschinen beider Effizienzantriebe wird ersichtlich, dass die EM-Kosten des EPS rund 7 % höher liegen als die des RS. Im Gegenzug sinken die GB-Kosten hingegen um etwa 10 % relativ zum RS. Diese relative Verschiebung ist durch den Vergleich zweier Antriebe zu begründen, denen, wie eingangs erläutert, unterschiedliche Auslegungsoptionen zugrunde liegen. Demnach werden die Mehrkosten der effizienteren EM des EPS durch den vereinfacht ausgeführten Radsatz überkompensiert und sinken in Summe sogar um ca. 3 %.

Die Kosten beider Performanceantriebe verhalten sich im Vergleich dazu ähnlich. Zwischen beiden EM ist nur ein sehr geringes Kostendelta von ungefähr 1 % auszumachen, die GB-Kosten sinken zugleich um etwa 4 % relativ zum RS. Grund hierfür ist hauptsächlich der Verzicht auf eine DCU und somit auf jegliche Aktorik beim EPS. Es wird ausschließlich eine elektrische Ölpumpe zur bedarfsgerechten Schmierung benötigt. Insgesamt kommt es damit zu einer Kostenreduktion des Gesamtantriebssystems in Höhe von rund 6 bis 7 %.

6.3.5 Gewichtungsbewertung der Antriebskomponenten

Zur Gewichtungsbewertung der Antriebskomponenten sieht die Methode gemäß Abschnitt 5.2.3 ab Seite 102 eine komponentenweise Gegenüberstellung vor, wie in Abbildung 6.24 dargestellt.

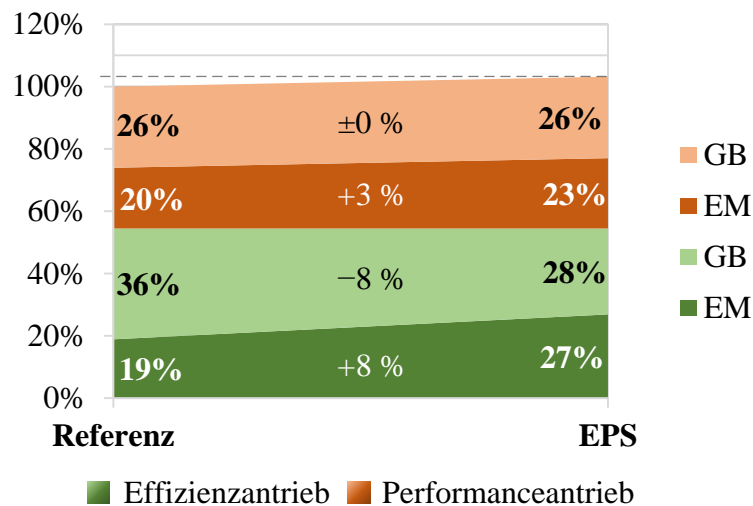


Abbildung 6.24: Verschiebung der Komponentenmassen vom RS zum EPS

Wie aus der Darstellung hervorgeht, kommt es zu einer klar ersichtlichen Verschiebung der Gewichte. Aufgrund der deutlich größeren Traktionsmaschine nimmt die Masse der EM des EPS relativ zum RS um rund 8 % zu. Im Vergleich der beiden PSMs steigt die Kupfermasse beim EPS auf fast das Doppelte an, die Magnetmasse in etwa um Faktor 1,3 und die des Blechpakets ca. um Faktor 1,2. Diese höhere Masse bzw. das größere Volumen sind ausschlaggebend für die in Abschnitt 6.3.3 ab Seite 140 erläuterte, gesteigerte Effizienz. Konträr dazu verhält sich die Masse des GB, welche durch Simplifizierung des Radsatzes um ca. 8 % reduziert werden kann. In Summe gleicht sich die Gewichtsverschiebung beim Effizienztrieb also vollständig aus.

Hinsichtlich des Performanceantriebs zeigt sich ein anderes Bild. So wird auch hier die EM signifikant größer und dadurch etwas schwerer. Zwar enthält die FSM des EPS keine Magnete, dafür hingegen Kupfer im Rotor, dessen Masse alleine die Magnetmasse der PSM des RS um mehr als Faktor 2,5 übertrifft. Demgegenüber ist die Kupfermasse im Stator verglichen mit dem RS deutlich geringer. Die achsparallelen Radsätze gleichen sich in Ausführung und Größe sehr, weshalb hier kein Gewichtsdelta auszumachen ist. Insgesamt steigt die Masse beider Antriebe des EPS um etwa 3 % ggü. derer des RS an. Darin nicht enthalten sind hingegen industriübliche Maßnahmen bei der Antriebsentwicklung, so z. B. Dämmung von NVH. Nichtsdestotrotz ist dieser geringfügige Anstieg vor dem Hintergrund gesteigerter Effizienz und Performance jedoch vertretbar und näherungsweise zu vernachlässigen.

6.3.6 Bewertung der Aggregatevolumina

Zur Beurteilung des benötigten Bauraums der Antriebe kommt, wie bereits in Abschnitt 5.2.4 ab Seite 103 festgelegt, das Wickelvolumen (WV) zum Einsatz. Zur Einordnung dessen wird auch das Boxmaß (BM) ermittelt und vergleichend gegenübergestellt.

Boxmaß und Wickelvolumen

In Relation zum BM fällt das WV deutlich kleiner aus. Abbildung 6.25 auf Seite 153 stellt das Volumenverhältnis von WV zu BM für die E-Maschinen, Getriebe und den Verbund aus EM und GB dar. Für die vier betrachteten Antriebssysteme, jeweils Effizienz- und Performanceantrieb von RS und EPS, zeigt das Diagramm den Mittelwert sowie die Streuung zwischen Höchst- und Tiefstwert des Volumenverhältnisses an. So liegt das WV der vier EM im Mittel rund 25 % niedriger als das des umhüllenden BM. Nahezu unabhängig von der

EM-Größe ist das Verhältnis aufgrund der zylindrischen Form von E-Maschinen näherungsweise konstant, weshalb auch Höchst- und Tiefstwert nahe der 75 % liegen. Der Tiefstwert von knapp unter 70 % kommt durch den Performanceantrieb des EPS zustande, da dem Volumenkörper der FSM die Schleifringe und Bürsten zugeordnet wurden. Dadurch steigen WV und BM an, jedoch nicht im gleichen Maße, wodurch das Verhältnis zueinander absinkt.

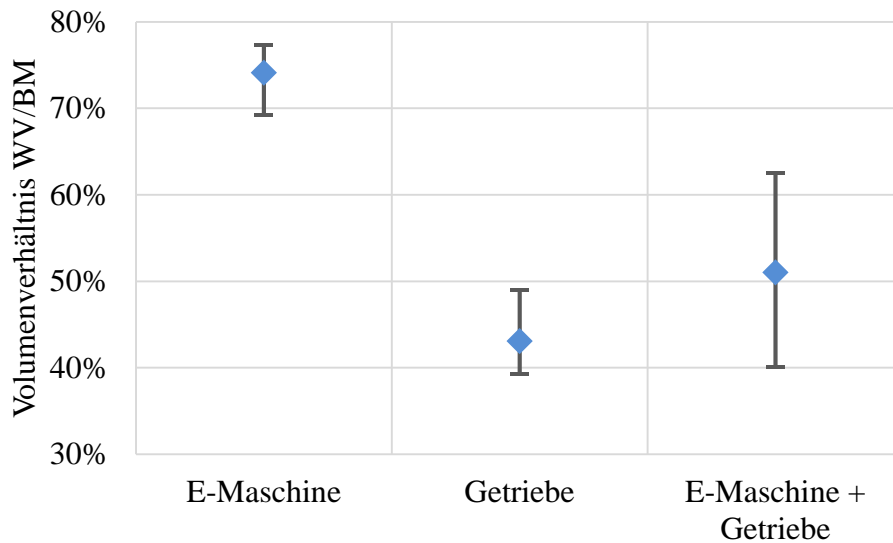


Abbildung 6.25: Volumenverhältnis von WV zu BM für unterschiedliche Komponenten

Getrieberadsätze stellen mitunter sehr unterschiedliche Geometrien dar, weshalb demgegenüber das Volumenverhältnis der Getriebe deutlich mehr streut. Der Mittelwert lässt sich mit rund 43 % beziffern. Grund hierfür ist die wesentlich komplexere Geometrie von Getrieberadsätzen, wobei nur jeweils koaxiale und achsparallele Radsätze miteinander verglichen werden.

Im Verbund von EM und GB schließt das BM etwa doppelt so viel Volumen ein wie das WV. Höchst- und Tiefstwert zeigen mit bis zu ± 10 % verhältnismäßig große Abweichungen von diesem Mittelwert. Dies ist auf die individuelle Konstruktion und Ausführung der unterschiedlichen Traktionsantriebe zurückzuführen.

Je kleiner dieses Volumenverhältnis ausfällt, desto mehr Luft wird vom BM eingeschlossen, was der Volumenbewertung nicht dienlich ist. Jedoch nähert damit das WV das tatsächliche Volumen der Antriebe entsprechend besser an. Insofern zeigt der Vergleich, dass das WV als

Indikator zur Volumenbewertung besser geeignet ist. Vor allem geringfügige Differenzen in der volumetrischen Ausbreitung werden durch das WV besser widerspiegelt.

Volumenbewertung

Die Einzelvolumina für EM und GB dienen zwar als Anhaltspunkt, jedoch überschneiden sich diese Volumenkörper teilweise geringfügig, weshalb sie folglich nicht einfach zum Gesamtvolumen addiert werden können. Die Volumenbewertung der Inverter ist, wie eingangs in Abschnitt 6.3 ab Seite 137 dargelegt, aus Mangel an zugrundeliegenden Daten nicht möglich. Insofern erfolgt die Bewertung der Antriebsvolumen anhand des Wickelvolumens vom Verbund aus EM und GB.

Die EM des Effizienzantriebs ist ggü. der des RS rund 23 % länger, damit nimmt auch die Länge der Rotorwelle zu. Der koaxiale Radsatz umfasst nur ca. 3 % mehr Volumen. In Summe liegt die Volumenzunahme des Effizienzantriebs vom EPS bei etwa 8 % verglichen mit dem des RS. Dieses zusätzliche Volumen ist maßgebend für den ausgewiesenen Effizienzgewinn. Die FSM des Performanceantriebs weist mit ca. 22 % mehr Länge bei gleichem Durchmesser ebenfalls eine signifikante Volumenzunahme im Vergleich zu ihrem Pendant des RS auf. Die Länge der Rotorwelle steigt damit einerseits analog derer des Effizienzantriebs, andererseits jedoch noch zusätzlich durch die in Abbildung 6.12 auf Seite 135 gezeigten Schleifringe und Bürstenkontakte, welche für diesen EM-Typ technologiebedingt erforderlich sind.

Grund für die Verlängerung beider EM ggü. denen des RS anstatt einer Vergrößerung der Durchmesser sind Bauraumbegrenzungen. Während das Packaging in z-Richtung bereits sehr angespannt ist, bietet der verfügbare Bauraum lediglich in x-Richtung noch Spielraum (vgl. Abb. 6.11, S. 133 und Abb. 6.12, S.135). Zudem nimmt gemäß Gleichung (6.4) mit steigendem Durchmesser D die Zentrifugalkraft F_Z zu, was insbesondere bei hohen Drehzahlen bzw. Winkelgeschwindigkeiten ω zu signifikant höheren Belastungen für Rotorwelle und Lager führt.

$$F_Z = m \cdot \omega^2 \cdot \frac{D}{2} \quad (6.4)$$

Zwar sind Wellen und Lager der FSM des Performanceantriebs aufgrund mehr Abtriebsleistung ohnehin stärker dimensioniert, ein Anstieg der Fliehkräfte erforderte hingegen eine zusätzliche Steigerung der Dimensionierung.

Verglichen mit dem RS nimmt auch das Radsatzvolumen um ca. 5 % zu. Die in Abschnitt 6.2.4 ab Seite 128 thematisierte Winkellage von Rotor- zu Abtriebswelle wurde vom RS übernommen und ist demnach identisch. Insgesamt liegt die Volumenzunahme des Performanceantriebs damit bei fast 9 % ggü. dem RS.

Beide Traktionsantriebe zusammen weisen letztlich einen Volumenanstieg von rund 8,5 % auf. Dieses Delta ist keine Mittelung der Volumenzunahmen von Effizienz- und Performanceantrieb, sondern geht aus der Auswertung der absoluten Volumenwerte hervor. Dabei gilt es jedoch zu berücksichtigen, dass den im Rahmen dieser Arbeit ausgelegten Antrieben lediglich ein grober Konstruktionsentwurf zugrunde liegt. Durch Detailauslegung und vollständige Konstruktion des Gesamtantriebssystems ergeben sich u. U. Potentiale, durch welche diese Volumenzunahme wiederum zum Teil reduziert werden kann.

6.3.7 Bewertung der Antriebsperformance

Zur Beurteilung der Antriebsperformance dienen gemäß Abschnitt 5.2.5 ab Seite 104 die Parameter Leistung und Drehmoment. Zwecks Egalisierung antriebsspezifischer Unterschiede wie dem Übersetzungsverhältnis von RS und EPS wird der neutrale Bezugspunkt am Getriebeabtrieb gewählt, auf den sich die Bewertungsgrößen mechanische Leistung und Drehmoment beziehen.

Dabei liegt das Hauptaugenmerk für die Bewertung auf den Spitzenwerten dieser Parameter, den Dauerwerten wird eher eine untergeordnete Rolle zuteil. Letztere sind auf thermische Limitierungen infolge von Derating zurückzuführen. Wie zu Beginn festgelegt, liegen Entwicklungsthemen wie Kühlung außerhalb des Betrachtungsbereichs dieser Arbeit (siehe Abschnitt 2.2 ab Seite 34). Daher sind sämtliche Kühlbedarfe nur überschlägig angenähert und der Antriebsauslegung liegt kein konkretes Kühlkonzept zugrunde. Aus diesem Grund eignen sich weiterhin die ermittelten Dauerwerte nur bedingt für eine Performancebewertung. Dennoch werden diese Größen berücksichtigt und dienen im Systemvergleich Orientierungszwecken. Zusammenfassend zeigt Abbildung 6.26 auf Seite 156 eine Gegenüberstellung der Performancewerte. Dargestellt sind die Grenzkennlinien für Leistung und Drehmoment der Gesamtantriebe sowie der Effizienz- und Performanceantriebe im Vergleich. Die gestrichelten Graphen beziehen sich auf das RS, die durchgezogenen Kurven auf das EPS.

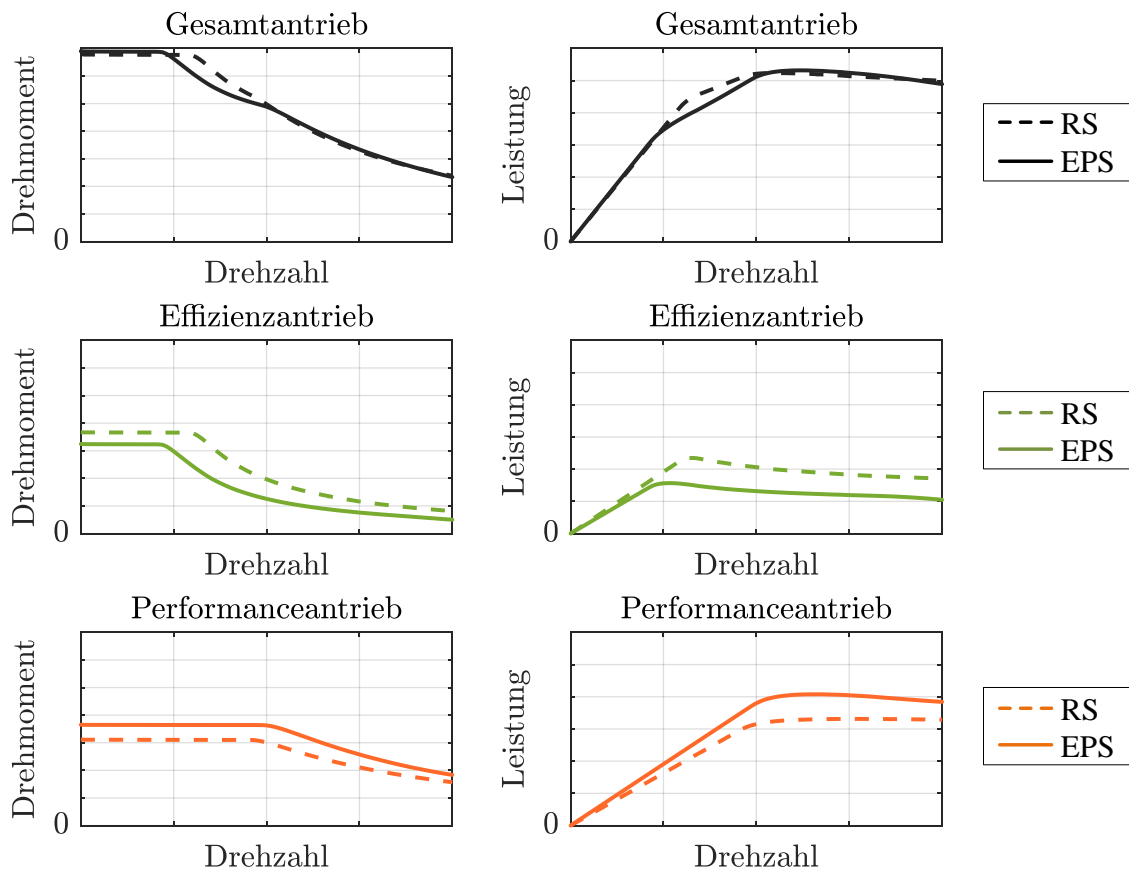


Abbildung 6.26: Gegenüberstellung der Performance von RS und EPS anhand der GKLs von Leistung und Drehmoment

Dabei wird hinsichtlich des Gesamtantriebs ersichtlich, dass die Kurvenverläufe zwar nicht exakt deckungsgleich, die Spitzenwerte des EPS jedoch minimal höher als die des RS sind. Der Effizienzantrieb des RS kann das Peakmoment über das Drehzahlband etwas länger halten, bevor es im Feldschwäcbereich abnimmt. Dies ist an der Lage des Drehmomenteckpunkts zu erkennen, welcher ggü. dem EPS bei etwas höheren Drehzahlen liegt. Dies äußert sich auch im Leistungsverlauf.

Beim Vergleich der beiden Effizienz- und Performanceantriebe stellt sich eine erkennbare Verschiebung heraus. So liegt das Peakmoment des Effizienzantriebs vom EPS niedriger als das des RS, was sich ebenfalls auch im Leistungsverlauf widerspiegelt. Verglichen mit seinem Pendant ist der Performanceantrieb vom EPS hingegen performanter, sowohl hinsichtlich Drehmoment als auch Spitzenleistung.

Ergänzend zeigt Abbildung 6.27 die Aufteilung der Maximalwerte für Leistung und Drehmoment im Vergleich. Die Prozentwerte beschreiben demnach den jeweiligen Anteil der beiden Antriebe an der maximalen Summenleistung und am höchstmöglichen Summendrehmoment.

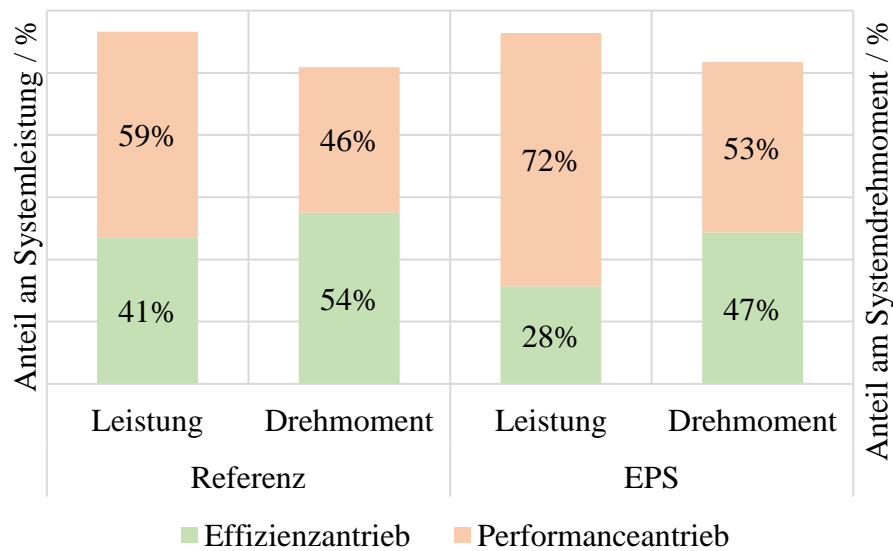


Abbildung 6.27: Aufteilung der Maximalleistung und Peak-Drehmomente von RS und EPS

Die Aufteilung des Summendrehmoments auf Effizienz- und Performanceantrieb von RS und EPS ist nahezu entgegengesetzt. Bei quasi gleichem Summenabtriebsmoment zeigt der Vergleich beider Effizienzantriebe, dass der des EPS etwas drehmomentschwächer ausgeführt ist und nur rund 47 % verglichen mit ca. 54 % beim RS stellt. Diese Auslegung resultiert aus den Lastanforderungen basierend auf den in Abschnitt 6.2.2 definierten Auslegungspunkten. Hinsichtlich maximaler Antriebsleistung ist der Performanceantrieb leistungsstärker, mit etwa 72 % stellt er beim EPS nicht nur den Großteil der maximalen Systemleistung, sondern auch mehr als sein Korrelat des RS mit ca. 59 %.

Diese beiden Diagramme verdeutlichen abermals die zielgerichtete Antriebsauslegung des EPS. Die PSM des Effizienzantriebs ist auf den Bereich niedriger Drehzahlen optimiert und bietet daher geringfügig weniger Abtriebsdrehmoment. Die FSM des Performanceantriebs hingegen ist aufgrund der Verlustcharakteristik auf hohe Drehzahlen ausgelegt und signifikant leistungsstärker. Die Performancewerte des Gesamtsystems sind letztlich mit denen des RS vergleichbar.

6.4 Zusammenfassung der Ergebnisse und finale Systembewertung

Abschließend erfolgt die gesamtheitliche Bewertung der Antriebssysteme anhand der in Abschnitt 6.3 diskutierten Gesichtspunkte. Gemäß dem methodischen Vorgehen in Kapitel 5 ab Seite 97 werden die Antriebssysteme anhand definierter Kriterien beurteilt. Hierfür werden zunächst die Ergebnisse aus Abschnitt 6.3 erneut zusammengefasst und anschließend in die finale Systembewertung überführt.

Der zum Ziel gesetzte Effizienzanstieg geht aus der Reduktion der Zyklenverbräuche gemäß Abschnitt 6.3.3 ab Seite 140 hervor. Mit einer konstanten Aufteilung von je 50 % am Summendrehmoment liegt die über drei Zyklen gemittelte Verbrauchsreduktion bei ca. 3 % und kann mithilfe der effizienz-optimalen Betriebsstrategie sogar auf bis zu 5 % gesteigert werden.

Parallel zu diesem signifikanten Effizienzgewinn kommt es zum minimalen Anstieg der Antriebsperformance sowie des Aggregatevolumens. Erstgenannte Steigerung ist ausschließlich auf die verbesserte Leistungs- und Drehmomentcharakteristik anhand der GKL zurückzuführen, wie aus Abschnitt 6.3.7 ab Seite 155 hervorgeht. Dabei sind die eigentlichen Spitzenwerte vergleichbar mit denen des RS. Zweitgenannter Anstieg gemäß Abschnitt 6.3.6 ab Seite 152 resultiert aus dem gleichgerichteten Zusammenhang von Effizienz und Volumen. Demnach korreliert eine Erhöhung der Effizienz in der Regel mit einer Vergrößerung des Volumens. Am Beispiel der in dieser Arbeit ausgelegten Antriebssysteme liegt der Volumenanstieg bei rund 8,5 %.

Neben diesem Volumenanstieg wirken sich die Effizienz- und Volumensteigerung auch auf Gewicht und Kosten aus. Hinsichtlich der Masse der Antriebskomponenten ist laut Abschnitt 6.3.5 ab Seite 151 eine geringe Zunahme in Höhe von etwa 3 % zu verzeichnen. Demgegenüber sinken die Aufwendungen für die Antriebskomponenten, die ermittelten Kosten liegen nach Abschnitt 6.3.4 ab Seite 148 rund 7 % niedriger als beim RS. Wie erläutert kommt es dabei zu einer deutlichen Verschiebung der Kostenanteile. Diese Kostenverschiebung wird insbesondere beim Effizienzantrieb deutlich, wobei die EM-Kosten stark ansteigen, der Anteil der GB-Kosten hingegen überproportional sinkt, sodass der Effizienzantrieb des EPS ggü. dem des RS trotz mehr Effizienz sogar günstiger wird. In erster Linie ist dieser Kostenvorteil auf eine signifikant geringere Komplexität des Radsatzes sowie dessen wegfallende Aktorik zurückzuführen.

KAPITEL 6. VALIDIERUNG DER METHODEN UND DISKUSSION DER ERGEBNISSE

Auf Basis dieser Ergebnisse lässt sich die finale Systembewertung anhand des aus Abbildung 5.3 auf Seite 108 bekannten Faktors zur Systembewertung beziffern. Dies zeigt Abbildung 6.28 anhand der tabellarischen Nutzwertanalyse zur Bewertung der Antriebssysteme. Basierend auf den gewählten Kriterien und Gewichtungen liegt der System-Bewertungsfaktor im Falle des EPS bei rund 5,1. Diese Bewertungszahl dient als dimensionsloses Maß für die Systembewertung. Sie spiegelt dabei unter Berücksichtigung der Gewichtung das tatsächliche Delta zum RS wider, dessen Bewertungszahl mit 5,0 die Referenz dieser Skala darstellt.

	Gewichtung	<i>Referenz-System</i>		<i>Effizienz-Performance-System</i>	
		BF	VF	BF	VF
<i>Effizienz</i>	40 %	5,00	2,00	5,22	2,09
<i>Gewicht</i>	5 %	5,00	0,25	4,96	0,25
<i>Kosten</i>	30 %	5,00	1,50	5,06	1,52
<i>Volumen</i>	10 %	5,00	0,50	4,96	0,50
<i>Performance</i>	15 %	5,00	0,75	5,03	0,75
Systembewertung			5,0		5,1

Abbildung 6.28: Finale Nutzwertanalyse zur Bewertung der Antriebssysteme

Für die gesamtheitliche Systembewertung des EPS im Vergleich zum RS zeigt Abbildung 6.29 auf Seite 160 das Ergebnis letztlich anhand des bereits bekannten Pentagons. Diese Darstellung visualisiert den Zielkonflikt bei der Antriebsauslegung. Dieser Konflikt besteht darin, dass mehrere, teils konträre Ziele gleichzeitig erreicht werden sollen, wodurch ein multikriterielles Optimierungsproblem entsteht.

Das RS bildet die Basis für die Bewertung und liegt folglich mittig im Netzdiagramm. Anhand des Vergleichs mit dem EPS wird die bereits erläuterte Steigerung der Effizienz bei nahezu gleichbleibender Performance ebenso wie die Reduktion der Antriebskosten ersichtlich. Zugleich kommt es zu geringen Einbußen hinsichtlich Volumen und Gewicht.

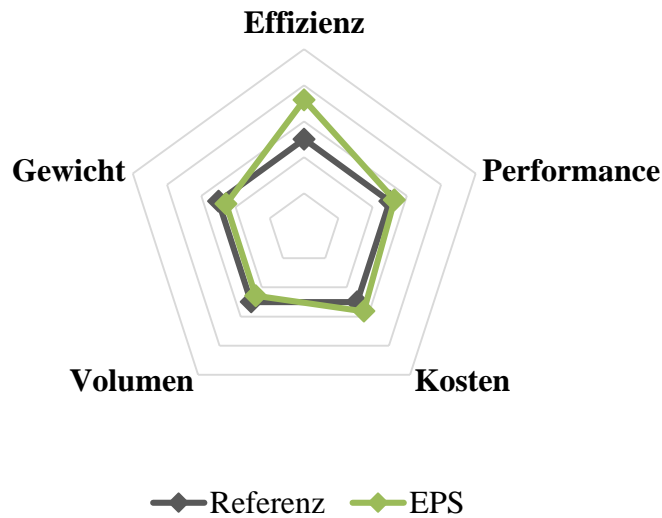


Abbildung 6.29: Finale Systembewertung im Pentagon

Zusammenfassend liegt diesem Bewertungsergebnis letztlich die Frage der Auslegungsphilosophie zugrunde. Je nach Wahl der Prioritäten, deren individueller Gewichtung und der darauf aufbauenden, bedarfsgerechten Antriebsauslegung lässt sich das Gesamtbild beeinflussen. Dabei zeigt die exemplarische Systemauslegung und -bewertung dieser Arbeit die wesentlichen Zusammenhänge der Bewertungskriterien auf.

Wie die Systembewertung des beispielhaften Antriebssystems dieser Arbeit zeigt, geht ein Effizienzgewinn mit einer Kostenreduktion sowie einem Anstieg des Volumens und der Masse einher und zeigt überdies auch geringe Auswirkungen auf die Antriebsperformance. Vor diesem Trade-off muss die Rentabilität individuell abgewogen und bewertet werden. In diesem konkreten Fall wäre als Beispiel die Frage zu klären, um wie viel ein Anstieg des Aktivolumens für eine entsprechende Effizienzsteigerung zu vertreten sei.

Die Erfordernis einer solchen Aufwand-Nutzen-Analyse verdeutlicht, dass einzelne Bewertungskriterien nicht isoliert betrachtet werden dürfen, da wechselseitige Abhängigkeiten zu berücksichtigen sind. Aus diesem Grund ist eine gesamtheitliche Sichtweise erforderlich.

7 Fazit

7.1 Zusammenfassung

Diese Arbeit umfasst ein breites Themenspektrum, welches die Analyse statistischer Kundendaten, daraus abgeleitet die bedarfsgerechte Auslegung eines Gesamtantriebssystems und letztlich die ganzheitliche Systembewertung abdeckt. Zunächst dienen reale Kundenstatistiken als Datengrundlage, aus denen ein kundennaher Fahrzyklus abgeleitet wird. Zusammen mit ergänzenden, standardisierten Lastfällen erfolgt anhand dieser Zyklen die Definition von charakteristischen Betriebspunkten für die Auslegung. Diese wiederum folgt im Anschluss und objektiviert das Gesamtantriebssystem, welches sich aus einem Effizienz- und einem Performanceantrieb zusammensetzt (EPS). Ziel ist eine am realen Kundenbedarf orientierte Antriebsauslegung, welche ggü. einem Referenzsystem eine Effizienzsteigerung darstellt. Zugleich wird durch eine gesamtheitliche Bewertung beider Antriebssysteme sichergestellt, dass dabei auch Kosten, Performance, Volumen und Gewicht im Rahmen bleiben und dadurch die Vergleichbarkeit zur Referenz gewährleistet ist.

Das konkrete Ergebnis dieser Arbeit ist eine vergleichende Gegenüberstellung zweier Gesamtantriebssysteme, die sich hinsichtlich ihrer Auslegungsphilosophie voneinander unterscheiden. Dabei verfügt das RS über die Fähigkeit zur variablen Betriebspunktverschiebung und kann daher trotz Vorhandensein zweier elektrischer Traktionsantriebe größtenteils alle relevanten Anforderungen mittels nur eines elektrischen Antriebs bedienen. Demgegenüber umfasst das in dieser Arbeit ausgelegte EPS zwei zielgerichtet ausgelegte Antriebe, zwischen denen die Fahranforderungen variabel aufgeteilt werden. Im Vergleich zeigen die beiden Antriebssysteme RS und EPS somit zwei Wege auf, den Zielkonflikt zwischen effizientem und performantem Fahren zu lösen. Das RS weist dabei eine höhere Komplexität hinsichtlich der Getrieberadsätze auf, wohingegen diese beim EPS vereinfacht ausgeführt sind. Entgegengesetzt verhält sich der Aufwand bei den Traktionsmaschinen. Das geeignete Zusammenspiel beider Antriebe regelt jeweils eine effizienz-optimierte Betriebsstrategie.

Neben dem theoretischen Hintergrund der entwickelten Methoden thematisiert diese Arbeit auch deren exemplarische Anwendung. Wie am Ergebnis ersichtlich wird, kann ein signifikanter Effizienzgewinn bei gleichzeitiger Kostensenkung erzielt werden. Parallel gehen diese mit einer geringen Steigerung der Masse, des Volumens und der Antriebsperformance einher.

Mittels dieser beispielhaften Durchführung der Methoden wird der Zusammenhang der genannten Zielgrößen herausgearbeitet und erläutert. Die anschließende Interpretation und Diskussion des Ergebnisses zeigt den Trade-off der Zielgrößen auf. Dieser führt dabei letztlich zu dem Schluss, dass wegweisende Entscheidungen individuell zu treffen sind, beispielsweise ob erforderliche Mehrkosten einzelner Komponenten eine zum Ziel gesetzte Effizienzsteigerung rechtfertigen.

7.2 Wissenschaftlicher Mehrwert

Die Methode zur Ermittlung kundenspezifischer Fahranforderungen basierend auf Statistiken realer Kundenfahrdaten stellt einen wesentlichen Teil des wissenschaftlichen Mehrwerts dieser Arbeit dar. Dieser Methode wurden mit [MGPK22] und [MMZ⁺23] zwei Publikationen gewidmet, welche das methodische Verfahren bereits auszugsweise veröffentlicht haben. Im Kontext der vorliegenden Arbeit fügen sich diese Veröffentlichungen in das Gesamtbild ein, werden aufgegriffen und zusätzlich erweitert.

Ebenso stellt die Methodik zur gesamtheitlichen Bewertung von Antriebssystemen, basierend auf definierten Bewertungskriterien, einen weiteren, wissenschaftlich innovativen Aspekt in dieser Arbeit dar. Mit [MG24] ist auch dieser Methodenteil bereits vorab veröffentlicht worden. Darin dienen ein Paarvergleich zusammen mit einer Nutzwertanalyse der ganzheitlichen Systembewertung. Für die Auflösung mehrdimensionaler Optimierungsprobleme sind die genannten Verfahren gängige Praxis und bieten folglich zwar keinen Neuheitswert, wohl aber stellt deren Anwendung auf dem Gebiet elektrischer Traktionsantriebe einen wissenschaftlich innovativen Mehrwert dar.

Die iterative Vorgehensweise bei der Antriebsauslegung ist ebenfalls weniger von großer Innovation geprägt, vielmehr dient sie vorwiegend dazu, das Potential einer kundenbedarfsgerechten Antriebsauslegung aufzuzeigen. Aus der Literatur ist letztlich keine Arbeit bekannt, die ausgehend von einer Kunden-Anforderungsanalyse über eine vollumfängliche Antriebsauslegung bis hin zur gesamtheitlichen Systembewertung inhaltlich vergleichbar wäre.

7.3 Beantwortung der Forschungsfragen

Die in Abschnitt 1.3 ab Seite 24 formulierten Forschungsfragen dieser Arbeit werden im Folgenden erneut aufgegriffen und abschließend beantwortet. Dabei thematisiert die erste Frage die Problematik, dass die der Antriebsauslegung gegenwärtig zugrunde liegenden Fahranforderungen und solche, die aus realen Kundendaten abgeleitet sind, eine signifikante Diskrepanz zueinander aufweisen und inwiefern die Nutzung der BLK-Daten hier Abhilfe schaffen kann.

(1) „Wie können reale Kunden-Fahranforderungen genutzt und bei der Auslegung elektrischer Traktionsantriebe berücksichtigt werden, um der bestehenden Diskrepanz entgegenzuwirken?“

Das Vorhandensein realer Kundendaten in Form von Statistiken stellt zweifelsohne eine Datengrundlage dar, aus welcher wertvolle Informationen und Erkenntnisse gewonnen werden können. Durch Analyse dieser Kundenbelastungskollektive kann das gemittelte Kundenfahrverhalten über unterschiedliche Fahrzeuge und Märkte abgebildet werden. Aufbauend auf diesen Daten ermöglicht die vorgestellte Methode die Ableitung eines synthetischen Fahrzyklus, der ein für die eingelesenen Daten repräsentatives Kundenfahrprofil widerspiegelt. Aus diesem bzw. dessen Ergebnis der zeitfensterbasierten Belastungsanalyse lassen sich weiterhin auslegungsrelevante Zielgrößen generieren, die einer zielgerichteten Antriebsauslegung dienlich sind.

Daran anknüpfend greift die zweite Forschungsfrage die Herausforderung auf, die mit der Erreichung gegenläufiger Ziele einhergeht. Als Beispiel hierfür dient der Spannungszustand, höchstmögliche Effizienz mit gleichbleibenden Performannewerten relativ zum Referenzsystem in Einklang zu bringen.

(2) „Wie sollte ein elektrisches Antriebssystem aufgebaut sein, um maximal mögliche Effizienz mit uneingeschränkter Funktionalität zu vereinen?“

Der Zielkonflikt kann durch Aufteilung des Gesamtsystems in zwei Traktionsantriebe gemäß dem in dieser Arbeit als EPS bezeichneten Konzept aufgelöst werden. Dabei werden den beiden Antrieben unterschiedliche Fahraufgaben zuteil, wie auch deren Benennung vermuten lässt. Der Effizienzantrieb deckt den Bereich höchster Häufigkeit im Kundenbetrieb ab.

Dort gilt es, ein Höchstmaß an nutzbarer Effizienz für Kunden zu erzielen. Aufgrund des zwangsläufig eingeschränkten Drehzahl- und Drehmomentbereichs dieses Effizienztriebs sowie stark abfallender Effizienzwerte jenseits des Kundenkernbereichs bedient ein Performanceantrieb die selten gefahrenen Betriebspunkte bei hohen Geschwindigkeiten. Im Falle hoher Lasten wird die Drehmomentanforderung zwischen beiden Antrieben aufgeteilt, das geeignete Zusammenspiel beider Antriebe wird dabei durch eine effiziente Betriebsstrategie geregelt.

Die dritte Forschungsfrage adressiert abschließend den grundlegenden Zielkonflikt bei der Antriebsauslegung, der darin besteht, dass der Bereich höchster Effizienz des Antriebs nicht mit dem höchsten, zeitlicher Kumulation im Kundenbetrieb übereinstimmt. Demnach müssten die Wirkungsgradmuscheln des Antriebs deutlich näher in Richtung niedriger Drehzahlen und geringer Drehmomente verschoben werden.

(3) „Wie kann der Zielkonflikt für die Systemauslegung aufgelöst werden, so dass sich die Bereiche hoher Effizienz und hoher Kundennutzung überschneiden?“

Die strikte Aufteilung der Fahraufgaben gemäß dem EPS erlaubt jeweils eine zielorientierte und bedarfsgerechte Auslegung und Dimensionierung. Dabei können die Antriebskomponenten hinsichtlich Technologie, Design und Konstruktion frei gewählt werden. Eine feste Getriebeübersetzung wird für den Zweck bestimmt, die radseitigen Betriebspunkte auf Antriebsseite in die Effizienzmuscheln der EM zu verschieben. Umgekehrt betrachtet erfolgt eine Verschiebung der Wirkungsgradmuscheln in den Hauptfahrbereich des Kunden. Eine solche Translation steigert die erreichbare Effizienz des Gesamtantriebs merklich.

7.4 Ausblick

Die Antriebsauslegung in dieser Arbeit zeigt Potentiale zur weiteren Optimierung des Antriebs auf. Aufbauend auf den erarbeiteten Erkenntnissen kann das Antriebskonzept weiterentwickelt und verbessert werden.

So führt beispielsweise die Abhängigkeit der Getriebeverluste von Drehzahl und Drehmoment in Abschnitt 6.2.4 ab Seite 128 zu dem Ergebnis, dass die Gesamtverluste des Koaxialgetriebes beim Effizienztrieb eine höhere Abhängigkeit von der Drehzahl als vom Drehmoment aufweisen. Daher ist eine Reduktion des Übersetzungsverhältnisses anzustreben, wodurch

die Drehmomentanforderung auf Antriebsseite ansteigt. Zwar nehmen auch die Gesamtverluste der E-Maschinen gemäß Abbildung 6.7a auf Seite 125 mit steigendem Drehmoment zu, dennoch ist insgesamt von einer Steigerung der Antriebseffizienz auszugehen. Dieser Ausrichtung des Antriebs hin zu einem Hochdrehmomentkonzept kommt überdies die Charakteristik statistischer Kundendaten entgegen, da diese verhältnismäßig niedrige Anforderungen hinsichtlich Drehmoment mit sich bringen.

Die Gesamtverluste der FSM des Performanceantriebs zeigen eindeutig mehr Drehmoment- als Drehzahlabhängigkeit. Hier ist demnach ein Hochdrehzahlkonzept zu bevorzugen. Wie Abbildung 6.10 auf Seite 131 anhand des Vergleichs der Getriebeverluste beider Radsätze zeigt, wird auch das Achsparallelgetriebe des Performanceantriebs bei höheren Drehzahlen effizienter. Für diesen Antrieb stellt eine Erhöhung des Übersetzungsverhältnisses eine mögliche Weiterentwicklung dar. Dadurch sinkt antriebsseitig das Drehmoment, wodurch EM-Verluste reduziert werden, während die Drehzahl weiter ansteigt. Durch Reduktion des Peakdrehmoments nimmt die thermische Belastung und damit zugleich die Herausforderung eines komplexen Kühlkonzepts ab. Überdies trägt eine induktive Übertragung der elektrischen Energie auf den Rotor zur weiteren Verlustreduktion bei. Die in Abbildung 6.7b auf Seite 125 dargestellten Verluste des Kupferanteils im Rotor sowie des Schleifrings von rund 20 % bis 30 % können dadurch verkleinert werden.

Eine Analyse der auftretenden Sekundäreffekte eines Antriebssystems wie dem EPS stellt einen weiteren interessanten Ausblick dar. Durch die Steigerung der Antriebseffizienz können eine höhere Reichweite oder alternativ gleiche Reichweite mit einer reduzierten Batteriegröße bzw. -kapazität erzielt werden. Letztere Variante bringt aus Sicht des Gesamtsystems die Sekundäreffekte verringerter Masse und niedrigerer Kosten mit sich. Dadurch kann der in Abschnitt 6.3.4 ab Seite 150 ausgewiesene Kostenvorteil der beiden Traktionsantriebe unter Umständen sogar noch vergrößert werden.

Die Traktionsbatterie als weitere Komponente in die Bewertung mit einfließen zu lassen, stellt einen zusätzlichen Aspekt dar. So könnte beispielsweise eine BLK-Analyse der durchschnittlichen Fahrdistanz im Kundenbetrieb neue Erkenntnisse hervorbringen. Basierend auf diesen ist eine bedarfsgerechte Anpassung der Batteriekapazität und -leistung denkbar. Dadurch ergeben sich abermals Vorteile hinsichtlich Effizienz oder Gewicht, wodurch erneut Verbesserungspotentiale prognostiziert werden können.

Ebenso könnte das Effizienz-Performance-Konzept durch die Berücksichtigung weiterer Bewertungsumfänge ausgearbeitet werden. Neben den Invertern zählen hierzu etwa die Auslegung eines Kühlsystems oder auch eine Ausarbeitung des erwähnten Konzepts für Aktorik, Hydraulik und Schmierung in Abschnitt 6.2.5 auf Seite 136.

Auch die Abhängigkeit der Antriebseffizienz vom Gesamtfahrzeug ist erwähnenswert. Hierzu untersucht beispielsweise [WCH20] Trade-Offs bei der Energieeffizienz unterschiedlich großer Elektrofahrzeuge und zeigt dabei u. a. den Einfluss der Fahrzeugmasse auf. Während konventionelle Antriebe eine starke Abhängigkeit des Kraftstoffverbrauchs von der Nennleistung des Motors zeigen, stellt sich die Fahrzeugmasse von Elektrofahrzeugen als wesentliche Einflussgröße auf die Energieeffizienz heraus. Insofern können weitere Potentiale zur Effizienzsteigerung durch eine Reduktion der Fahrzeugmasse erzielt werden. Allgemein kann die Verringerung der Masse einen Positive-Feedback-Loop auslösen, indem eine solche Reduktion positive Rückkopplungseffekte wie eine gesteigerte Effizienz, geringere Kosten oder auch höhere Reichweiten zur Folge haben.

Neben diesen technischen Weiterentwicklungen des Antriebssystems dienen auch die Implementierung neuer BLKs einem verbesserten Verständnis des Kundenfahrverhaltens und damit der Ableitung von kundenrelevanten Anforderungen. Ebenso ermöglichen beobachtete Trends in den Kundendaten eine Prognose, wie Antriebssysteme der Zukunft aus Kundensicht aussehen sollten. Das methodische Framework dieser Arbeit kann dabei als Grundlage dienen und erweitert werden.

Abkürzungsverzeichnis

2WD	Zweirad-Betrieb (Two-Wheel Drive Mode)
4WD	Allrad-Betrieb (Four-Wheel Drive Mode)
4x2	Zweirad-Antriebssystem (Two-Wheel Drive System)
4x4	Allrad-Antriebssystem (Four-Wheel Drive System)
AC	Wechselstrom (Alternating Current)
AFM	Axialflussmaschine
ASM	Drehstrom-Asynchronmaschine
BF	Bewertungsfaktor
BLK	Belastungskollektive
BM	Boxmaß
BP	Betriebspunkt
DC	Gleichstrom (Direct Current)
DCU	Trennkupplung (Disconnect Unit)
EM	Elektrische Maschine, E-Maschine
EMS	E-Maschinen-System
EPA	US-Umweltschutzbehörde (US Environmental Protection Agency)
EPS	Effizienz-Performance-System
FSM	fremderregte Synchronmaschine

ABKÜRZUNGSVERZEICHNIS

FTP	Federal Test Procedure
GB	Getriebe
Gen	Generation
GK	Geschwindigkeitsklasse
GKL	Grenzkennlinie
HWFET	Highway Fuel Economy Driving Schedule [EPA22]
IE	Indikatorelement
K	Bewertungskriterium
KEZ	Kundenersatzzyklus
NVH	Geräusch- und Schwingungseigenschaften in Fahrzeugen/Antrieben (Noise Vibration Harshness)
NYCC	New York City Cycle
PSM	permanenterregte Synchronmaschine
rad	Radiant (Winkelmaß)
RFM	Radialflussmaschine
RMS	Effektivwert (Root Mean Square)
RS	Referenz-System
SB	Systembewertung
SI	Internationales Einheitensystem
SIL	Software-in-the-Loop
SRM	geschaltete Reluktanzmaschine
SX	System X
UDDS	Urban Dynamometer Driving Schedule [EPA22]

ABKÜRZUNGSVERZEICHNIS

US06	High Acceleration Aggressive Driving Schedule [EPA22]
VF	Verrechnungsfaktor
vgl	Vergleich
WLTC	Worldwide Harmonized Light Vehicles Test Cycle
WLTP	Worldwide Harmonised Light-Duty Vehicles Test Procedure
WV	Wickelvolumen
ZBDK	zeitgewichtete Belastungsdauerkurve
ZFH	Zeitfensterhäufigkeit
ZW	Zeitwichtung

Symbolverzeichnis

Lateinische Symbole

Formelzeichen	Beschreibung	SI-Einheit
a	Beschleunigung	m/s ²
A_{Fzg}	Stirnfläche des Fahrzeugs	m ²
b	Fahrwegsteigung	-
c_W	Luftwiderstandsbeiwert	-
D	Durchmesser	mm
$e(t)$	Regelabweichung	-
E	Energie	Wh
f	Frequenz	Hz
f_R	Rollwiderstandskoeffizient	-
g	Fallbeschleunigung	m/s ²
h	relativer Anteil	-
H	absoluter Anteil	-
i	Übersetzungsverhältnis	-
I	elektrischer Strom	A
J	Massenträgheitsmoment	kgm ²
L	aktive Länge	mm
m	Masse	kg
M	Drehmoment	Nm
n	Drehzahl	min ⁻¹
N	Anzahl an Elementen	-
P	Leistung	W
t	Zeit	s
$u(t)$	Stellgröße	-
U	Spannung	V
v	Geschwindigkeit	km/h
$w(t)$	Führungsgröße	-
x	Verweildauer der Geschwindigkeit	-
\bar{x}	Mittelwert der Verweildauer der Geschwindigkeit	-
$y(t)$	Regelgröße	-
$z(t)$	Störgröße	-

SYMBOLVERZEICHNIS

Griechische Symbole

Formelzeichen	Beschreibung	SI-Einheit
α	Steigungswinkel	rad
Δ	Differenzzeichen	-
η	Wirkungsgrad	-
γ	Gewichtungsfaktor	-
λ	Verhältnis Durchmesser zu Aktivlänge	-
Φ	magnetischer Fluss	Wb
ρ	prozentuales Verhältnis	-
ρ_{Luft}	Dichte der Luft	kg/m ³
σ	Standardabweichung	-
σ^2	Varianz	-

Indices

Index	Beschreibung
<i>abt</i>	Abtrieb bzw. abtriebsseitig
<i>AC</i>	Positionierung AC-seitig
<i>Beschl.</i>	Beschleunigung
<i>DC</i>	Positionierung DC-seitig
<i>elek</i>	elektrisch
<i>EM</i>	E-Maschine
<i>Fzg</i>	Fahrzeug
<i>GB</i>	Getriebe
<i>gen</i>	generatorisch
<i>Kin</i>	Kinetisch
<i>mag</i>	magnetisch
<i>mech</i>	mechanisch
<i>mot</i>	motorisch
<i>n</i>	Laufindex über die Anzahl an Elementen
<i>N</i>	Anzahl an Elementen
<i>V</i>	Verlust
<i>Verzög.</i>	Verzögerung
<i>W</i>	Widerstand

Literaturverzeichnis

- [ADC⁺93] AUSTIN, T. C. ; DIGENOVA, F. J. ; CARLSON, T. R. ; JOY, R. W. ; GIANOLINI, K. A. ; LEE, J. M.: Characterization of driving patterns and emissions from light-duty vehicles in California / California Air Resources Board, Sacramento. Version:1993. <https://api.semanticscholar.org/CorpusID:107302895>. 1993. – Contract No. A932-185. – Zugriff am 18.04.2023
- [AH15] ABELE, C. ; HARING, J.: Die Parksperre. In: *Entwurf & Konstruktion von Getrieben* (2015). http://www.stufenlosgetriebe.de/Stufenlosgetriebe.de/Doppelkupplungsgetriebe/Eintrage/2015/2/3_5._Die_Parksperre.html. – Zugriff am 26.06.2023
- [Alb14] ALBRECHT, T.: *Optimierte Fertigungstechnologien für Rotoren getriebeintegrierter PM-Synchronmotoren von Hybridfahrzeugen*, Friedrich-Alexander-Universität Erlangen-Nürnberg, Diss., 2014. <http://dx.doi.org/10.25593/978-3-87525-368-9>. – DOI 10.25593/978-3-87525-368-9
- [AOT23] ALANI, M. ; ONER, Y. ; TAMEEMI, A.: Electrical machines in automotive: evaluation of current technologies and future requirements. In: *Electrical Engineering (Springer Nature)* (2023). <http://dx.doi.org/10.1007/s00202-022-01673-7>. – DOI 10.1007/s00202-022-01673-7
- [Bau18] BAUER, D. ; BARGENDE, M. (Hrsg.) ; REUSS, H.-C. (Hrsg.) ; WIEDEMANN, J. (Hrsg.): *Verlustanalyse bei elektrischen Maschinen für Elektro- und Hybridfahrzeuge zur Weiterverarbeitung in thermischen Netzwerkmodellen*. Springer Vieweg, 2018. <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-658-24272-5>. <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-658-24272-5>
- [Bec16] BECK, A.: *Industrie 4.0 - Auswirkungen auf die Wertschöpfungskette von Zulie-*

- fertileiten und die Referenzkalkulation der Daimler AG*, Hochschule Reutlingen, Diplomarbeit, 2016
- [Bit16] BITDEFENDER: *Nutzungs- und Kundendaten stehen zunehmend im Fokus von Automobilherstellern*. <https://www.bitdefender.de/blog/>. Version: 2016. – Zugriff am 20.12.2022
- [BK13] BURKART, R. ; KOLAR, J. W.: Component Cost Models for Multi-Objective Optimizations of Switched-Mode Power Converters. In: *IEEE Energy Conversion Congress and Exposition (2013)*. <http://dx.doi.org/10.1109/ECCE.2013.6646971>. – DOI 10.1109/ECCE.2013.6646971
- [BKM18] BITSU, K. ; KOWAL, D. ; MOGHADDAM, R.-R.: 3-D FEM Investigation of Eddy Current Losses in Rotor Lamination Steel Sheets. In: *International Conference on Electrical Machines (ICEM) (2018)*. <http://dx.doi.org/10.1109/ICELMACH.2018.8507048>. – DOI 10.1109/ICELMACH.2018.8507048
- [BKS⁺18] BALLUFF, M. ; KARTHAUS, J. ; SCHRÖDER, M. ; GERLACH, M. ; HAMEYER, K.: Untersuchung der Auswirkungen der Statorsegmentierung auf die Eigenschaften eines elektrischen Kraftfahrzeugtraktionsantriebs. In: *e&i Elektrotechnik und Informationstechnik* 135 (2018). <http://dx.doi.org/10.1007/s00502-018-0602-y>. – DOI 10.1007/s00502-018-0602-y
- [Con14] CONSULTING, Deloitte: *Big Data und Analytics in der Automobilindustrie*. https://www2.deloitte.com/content/dam/Deloitte/de/Documents/manufacturing/sonderbeilage_automobilwoche_nov_2014_final.pdf. Version: 2014. – Zugriff am 20.12.2022
- [Deu01] DEUTSCHES INSTITUT FÜR NORMUNG E.V. (Hrsg.): *ISO/TR 14179-2 - Zahnradgetriebe - Wärmehaushalt - Teil 2: Thermische übertragbare Getriebeleistung*. 10787 Berlin: Deutsches Institut für Normung e.V., 2001. <https://www.iso.org/standard/30109.html>. – Zugriff am 12.06.2023
- [Deu16] DEUTSCHES INSTITUT FÜR NORMUNG E.V. (Hrsg.): *DIN EN 10303 - Dünnes Elektroband und -blech aus Stahl zur Verwendung bei mittleren Frequenzen*. 10787 Berlin: Deutsches Institut für Normung e.V., 02 2016. <https://www.din.de/de/mitwirken/normenausschuesse/>

- fes/veroeffentlichungen/wdc-beuth:din21:233348612. – Zugriff am 12.06.2023
- [DF20] D. FÖRSTER, F. G. R. B. Inderka I. R. B. Inderka: Data-Driven Identification of Characteristic Real-Driving Cycles based on k-Means Clustering and Mixed-Integer Optimization. In: *IEEE Transactions on Vehicular Technology* 69 (2020), Nr. 3, S. 2398–2410. <http://dx.doi.org/10.1109/TVT.2019.2963272>. – DOI 10.1109/TVT.2019.2963272
- [Die14] DIETZ, Prof. Dr. A.: Fremderregte Synchronmaschine mit kontaktloser Übertragung der Erregerleistung in den Rotor. In: *PROCESS - Energieeffiziente Elektrische Antriebs- und Maschinenkonzepte* (2014). https://www.th-nuernberg.de/fileadmin/kompetenzzentren/energietechnik/Forschungsarbeiten_Energietechnik/fremderregte_synchronmaschine_mit_kontaktloser_%C3%BCbertragung_der_erregerleistung_in_den_rotor.pdf. – Institut für Leistungselektrische Systeme - ELSYS Technische Hochschule Nürnberg Zugriff am 12.04.2023
- [DNE08] DAI, Z. ; NIEMEIER, D. ; EISINGER, D.: Driving Cycles: A new Cycle-Building Method that better Represents Real-World Emissions / The U.C. Davis-Caltrans Air Quality Project. Version: 2008. <https://www.researchgate.net/publication/265495453>. 2008. – Forschungsbericht. – Zugriff am 09.03.2023
- [DRK⁺17] DAUKAEV, K. ; RASSÖLKIN, A. ; KALLASTE, A. ; VAIMANN, T. ; BELAH-CEN, A.: A Review of Electrical Machine Design Processes from the Standpoint of Software Selection. In: *2017 IEEE 58th International Scientific Conference on Power and Electrical Engineering of Riga Technical University (RTU-CON)* (2017). <http://dx.doi.org/10.1109/RTUCON.2017.8124818>. – DOI 10.1109/RTUCON.2017.8124818
- [Dö18] DÖRN, S.: *Programmieren für Ingenieure und Naturwissenschaftler*. Springer Berlin Heidelberg, 2018. <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-662-54304-7>. <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-662-54304-7>
- [Eck14] ECKERT, M.: *Energieoptimale Fahrdynamikregelung mehrmotoriger Elektrofahrzeuge*, Karlsruher Institut für Technologie (KIT) - Fakultät für Maschi-

- nenbau, Diss., 2014. <http://dx.doi.org/10.5445/KSP/1000045234>. – DOI 10.5445/KSP/1000045234
- [EGE10] EHSANI, M. ; GAO, Y. ; EMADI, A.: *Modern Electric, Hybrid Electric, and Fuel Cell Vehicles: Fundamentals, Theory, and Design*. Taylor & Francis Group - CRC Press, 2010 https://www.academia.edu/35232211/Modern_Electric_Hybrid_Electric_and_Fuel_Cell_Vehicles_Mehrdad_Ehsani. – ISBN 9781498761772. – Zugriff am 10.05.2023
- [EKT08] ECKEY, H.-F. ; KOSFELD, R. ; TÜRCK, M. ; BRICH, S. (Hrsg.) ; SCHILLING, R. (Hrsg.): *Deskriptive Statistik: Grundlagen – Methoden – Beispiele*. Bd. 5. Gabler GWV Fachverlage GmbH, 2008. <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-322-93189-4>. <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-322-93189-4>. – ISBN 978-3-8349-0859-9
- [EPA22] EPA, United States Environmental Protection A.: *EPA Vehicle Chassis Dynamometer Driving Schedules*. <https://www.epa.gov/vehicle-and-fuel-emissions-testing/dynamometer-drive-schedules>. Version: 2022. – Zugriff am 22.03.2023
- [FBB+20] FILIPENKO, M. ; BISER, S. ; BOLL, M. ; CORDUAN, M. ; NOE, M. ; ROSTEK, P.: Comparative Analysis and Optimization of Technical and Weight Parameters of Turbo-Electric Propulsion Systems. In: *Aerospace, MDPI* 7 (2020), Nr. 8, S. 107. <http://dx.doi.org/10.3390/aerospace7080107>. – DOI 10.3390/aerospace7080107
- [Fec18] FECHERT, R.: *Fahrzyklen*. Technische Universität Dresden. <https://tu-dresden.de/bu/verkehr/iad/fm/forschung/forschungsfelder/ebr/fahrzyklen>. Version: 2018. – Zugriff am 17.02.2023
- [FFH08] FINKEN, T. ; FELDEN, M. ; HAMEYER, K.: Comparison and design of different electrical machine types regarding their applicability in hybrid electrical vehicles. In: *18th International Conference on Electrical Machines* (2008). <http://dx.doi.org/10.1109/ICELMACH.2008.4800044>. – DOI 10.1109/ICELMACH.2008.4800044

- [FKPT07] FAHRMEIR, L. ; KÜNSTLER, R. ; PIGEOT, I. ; TUTZ, G.: *Statistik: Der Weg zur Datenanalyse*. Bd. 6. Springer Berlin Heidelberg New York, 2007. <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-540-69739-8>. <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-540-69739-8>. – ISBN 978-4-540-69713-8
- [FLA16] FERREIRA, F. J. T. E. ; LEPRETTRE, B. ; ALMEIDA, A. T.: Comparison of Protection Requirements in IE2-, IE3-, and IE4-Class Motors. In: *IEEE Transactions on Industry Applications* 52 (2016), Nr. 4. <http://dx.doi.org/10.1109/TIA.2016.2545647>. – DOI 10.1109/TIA.2016.2545647
- [FTP23] *EPA Federal Test Procedure (FTP) - Emission Standards Reference Guide*. <https://www.epa.gov/emission-standards-reference-guide/epa-federal-test-procedure-ftp>. Version: 2023. – Zugriff am 21.02.2023
- [GBO23] GÜRBÜZ, H. ; BISCHOFBERGER, A. ; OTT, S.: Getriebefedern für einen effizienten und regelbaren Betrieb von Kupplungs- und Bremssystemen in E-Fahrzeugen. In: *Forschung im Ingenieurwesen* 87 (2023). <http://dx.doi.org/https://doi.org/10.1007/s10010-023-00667-6>. – DOI <https://doi.org/10.1007/s10010-023-00667-6>
- [GCE99] GAO, Y. ; CHEN, L. ; EHSANI, M.: Investigation of the Effectiveness of Regenerative Braking for EV and HEV. In: *SAE transactions* 108 (1999), Nr. 6, S. 3184–3190. <http://dx.doi.org/10.4271/1999-01-2910>. – DOI 10.4271/1999-01-2910
- [Gia22] GIANNANTONIO, M. Antonio R.: *Automatisierter Variantenentwurf elektrifizierter Getriebekonzepte*, Technischen Universität Darmstadt, Diss., 2022. <http://dx.doi.org/10.2370/9783844087574>. – DOI 10.2370/9783844087574
- [GKS+22] GRAUVOGL, Dominik ; KRABINSKI, Jeffrey ; STAUDER, Peter ; HOPFENSBERGER, Bernhard ; GERLING, Dieter: *NVH Comparison of a Novel Wound Field Synchronous Machine with Magnetic Asymmetry with a PSM for a HV Electric Drive*. Gobanchō Chiyoda, Japan. <https://tech.jsae.or.jp/paperinfo/en/content/p202101.343/>. Version: 2022. – Zugriff am 18.05.2023

- [GSS18] GILL, B. A. S. ; SEHDEV, M. ; SINGH, H.: Four-Wheel Drive System: Architecture, Basic Vehicle Dynamics and Traction. In: *International Journal of Current Engineering and Technology* 8 (2018), Nr. 2. <http://dx.doi.org/10.14741/ijcet/v.8.2.28>. – DOI 10.14741/ijcet/v.8.2.28
- [Gun22] GUNJI, K.: New powertrain technology - Inverter/Electric Motor. In: *Development of electric powertrain and battery for new BEV* Nissan Motor Co.,Ltd., CTI Symposium Berlin, 2022
- [GWC09] GUO, J. ; WANG, J. ; CAO, B.: Regenerative Braking Strategy for Electric Vehicles. In: *Intelligent Vehicles Symposium IEEE* (2009). <http://dx.doi.org/10.1109/ivs.2009.5164393>. – DOI 10.1109/ivs.2009.5164393
- [HCVG18] HUNDAK, V. ; COX, T. ; VAKIL, G. ; GERADA, C.: Mass Production Costing of Induction Machines for Automotive Applications. In: *IEEE Transportation Electrification Conference and Expo (ITEC)* (2018). <http://dx.doi.org/10.1109/ITEC.2018.8450116>. – DOI 10.1109/ITEC.2018.8450116
- [HNE23] HEMSEN, J. ; NOWAK, N. ; ECKSTEIN, L.: Production cost modeling for permanent magnet synchronous machines for electric vehicles. In: *Automotive and Engine Technology (Springer Nature)* 8 (2023). <http://dx.doi.org/10.1007/s41104-023-00128-w>. – DOI 10.1007/s41104-023-00128-w
- [HZC+22] HADRAOUI, H. E. ; ZEGRARI, M. ; CHEBAK, A. ; LAAYATI, O. ; GUENNOUNI, N.: A Multi-Criteria Analysis and Trends of Electric Motors for Electric Vehicles. In: *World Electric Vehicle, MDPI* 13 (2022), Nr. 65. <http://dx.doi.org/10.3390/wevj13040065>. – DOI 10.3390/wevj13040065
- [ID19] IT-DAILY: *Big Data und Analytics - Daten als neuer Treibstoff der Automobilindustrie*. <https://www.it-daily.net/analysen/daten-als-neuer-treibstoff-der-automobilindustrie>. Version: 2019. – Zugriff am 20.12.2022
- [Ill14] ILLIANO, E. M.: *Design of a highly efficient brushless current excited synchronous motor for automotive purposes*, ETH-Zürich, Diss., 2014. <https://www.research-collection.ethz.ch/handle/20.500.11850/155089>. – Zugriff am 29.09.2023

- [Int22] INTERNATIONAL ELECTROTECHNICAL COMMISSION (Hrsg.): *IEC 60034-1 - Rotating electrical machines - Part 1: Rating and performance*. 3 rue de Varembe, PO Box 131, CH-1211 Geneva 20, Switzerland: International Electrotechnical Commission, 02 2022. <https://webstore.iec.ch/publication/65446>. – Zugriff am 26.07.2023
- [Jen21] JENKINS, J.: A Closer Look at Axial Flux Motors. In: *Charged - Electric Vehicles Magazine* (2021), Mai, 22, 23. <https://chargedevs.com/features/a-closer-look-at-axial-flux-motors/>. – Zugriff am 09.03.2023
- [Kal21] KALT, S.: *Automatisierte Auslegung elektrischer Antriebsmaschinen zur anwendungsspezifischen Optimierung*, Technische Universität München, Diss., 2021. <https://mediatum.ub.tum.de/1593960>. – Zugriff am 21.07.2023
- [KEL20] KALT, S. ; ERHARD, J. ; LIENKAMP, M.: Electric Machine Design Tool for Permanent Magnet Synchronous Machines and Induction Machines. In: *Machines (MDPI)* (2020). <http://dx.doi.org/10.3390/machines8010015>. – DOI 10.3390/machines8010015
- [KG13] KG, Schaeffler Technologies AG & C.: *Wälzlagerschäden: Schadenserkennung und Begutachtung gelaufener Wälzlager*. https://www.schaeffler.de/de/news_medien/mediathek/downloadcenter-detail-page.jsp?id=114074. Version: 2013. – Zugriff am 20.06.2023
- [KG16] KŁOSOWSKI, G. ; GOLA, A.: Risk-based estimation of manufacturing order costs with artificial intelligence. In: *IEEE* (2016), S. 729–732. <http://dx.doi.org/10.15439/2016F323>. – DOI 10.15439/2016F323
- [KO16] KABOLI, S. ; ORAEE, H. ; KABOLI, S. (Hrsg.) ; ORAEE, H. (Hrsg.): *Reliability in Power Electronics and Electrical Machines: Industrial Applications and Performance Models*. IGI Global, 2016. <http://dx.doi.org/10.4018/978-1-4666-9429-3>. <http://dx.doi.org/10.4018/978-1-4666-9429-3>
- [KVLS99] KOBELT, L. P. ; VORSATZ, J. ; LABSIK, U. ; SEIDEL, H.-P.: A Shrink Wrapping Approach to Remeshing Polygonal Surfaces. In: *Blackwell Publishers* 18 (1999), Nr. 3. <http://dx.doi.org/10.4018/978-1-4666-9429-3>. – DOI 10.4018/978-1-4666-9429-3

- [Las97] LASKO, W. ; LASKO, W. (Hrsg.): *Das Pareto-Prinzip*. Wiesbaden : Gabler Verlag, 1997. – 147–148 S. http://dx.doi.org/10.1007/978-3-322-82749-4_64. http://dx.doi.org/10.1007/978-3-322-82749-4_64. – ISBN 978-3-322-82749-4
- [Lin94] LINGEN, P. S. v.: Zeitgewichtete Belastung und Belastbarkeit und deren Nutzung für die Dimensionierung von Bahnenergieversorgungsanlagen. In: *Elektrie* 48 (1994), Nr. 11/12, S. 448–457
- [LS17] LÖFGREN, M. ; SEID, H.: *Cost and Weight Estimations at an Early Conceptual Design stage*, School of Industrial Engineering and Management, KTH Royal Institute of Technology, Diplomarbeit, 2017. <https://www.diva-portal.org/smash/get/diva2:1158080/FULLTEXT01.pdf>. – Zugriff am 18.07.2023
- [Lu18] LU, H.: Fremderregte Synchronmaschinen als Traktionsantrieb. In: *Hybrid Electric Vehicles, Elektrotechnisches Institut Hybridelektrischer Fahrzeuge, KIT* (2018). https://www.eti.kit.edu/img/content/Technologiesteckbrief_hongfei.pdf. – Zugriff am 15.02.2023
- [LWB⁺15] LUKACZYK, T. ; WENDORFF, A. D. ; BOTERO, E. ; MACDONALD, T. ; MOMOSE, T. ; VARIYAR, A. ; VEGH, J. M. ; COLONNO, M. ; ECONOMON, T. D. ; ALONSOK, J. J. ; ORRA, T. H. ; SILVA, C. I.: SUAVE: An Open-Source Environment for Multi-Fidelity Conceptual Vehicle Design. In: *AIAA Aviation and Aeronautics Forum and Exposition* (2015). <http://dx.doi.org/10.2514/6.2015-3087>. – DOI 10.2514/6.2015-3087
- [LWY22] LI, C. ; WU, R. ; YANG, W.: Optimization and selection of the multi-objective conceptual design scheme for considering product assembly, manufacturing and cost. In: *SN Applied Sciences* 4 (2022). <http://dx.doi.org/10.1007/s42452-022-04973-6>. – DOI 10.1007/s42452-022-04973-6
- [LXL⁺20] LEE, Y.-K. ; XI, Z. ; LEE, Y.-J. ; KIM, Y.-H. ; HAO, Y. ; CHOI, H. ; LEE, M.-G. ; JOO, Y.-C. ; KIM, C. ; LIEN, J.-M. ; CHOI, I.-S.: Computational wrapping: A universal method to wrap 3D-curved surfaces with nonstretchable materials for conformal devices. In: *Science Advances* 6 (2020), Nr. 15. <http://dx.doi.org/10.1126/sciadv.aax6212>. – DOI 10.1126/sciadv.aax6212

- [Mar20] MARKS, M.: *Measuring Power Losses in Electric Motors and Inverters*. <https://media.hbkworld.com/m/3b74c7bc41a909aa/original/Basics-of-Measuring-Power-Losses-in-Electric-Motors-and-Inverters.pdf>. Version: 2020. – Zugriff am 22.12.2022
- [MB17] MERCEDES-BENZ: *WLTP Verbrauchs- und Emissionswerte*. <https://www.mercedes-benz.com/de/fahrzeuge/wltp/wltp-verbrauchs-und-emissionswerte/>. Version: 2017. – Zugriff am 21.02.2023
- [McG14] MCGEE, J.: Economies of Scale. In: *Wiley Encyclopedia of Management* (2014). <http://dx.doi.org/10.1002/9781118785317.weom120226>. – DOI 10.1002/9781118785317.weom120226
- [MCG21] MCG: *Kundendaten – Die wertvollste Ressource eines Unternehmens*. <https://www.mcg-gmbh.de/de/customer-business-solutions/kundendaten-wertvollste-ressource-unternehmen.php>. Version: 2021. – Zugriff am 20.12.2022
- [Met22] METZGER, Dipl.-Ing. U.: *Modularität*. I&R Innovation & Results. <https://www.irman.de/glossar/modularitaet/>. Version: 2022. – Zugriff am 28.02.2023
- [MG24] MIETH, R. ; GAUTERIN, F.: Comparative Assessment for Holistic Evaluation of Drive Systems. In: *Vehicles, MDPI* 6 (2024), S. 403–414. <http://dx.doi.org/10.3390/vehicles6010017>. – DOI 10.3390/vehicles6010017
- [MGPK22] MIETH, R. ; GAUTERIN, F. ; PAULI, F. ; KRAUS, H.: Transfer of Statistical Customer Data into Relevant Parameters for the Design of Vehicle Drive Systems. In: *Vehicles, MDPI* 4 (2022), Nr. 1. <http://dx.doi.org/10.3390/vehicles4010009>. – DOI 10.3390/vehicles4010009
- [MK16] MA, J. ; KREMER, G. E. O.: A systematic literature review of modular product design (MPD) from the perspective of sustainability. In: *Springer-Verlag London* (2016). <http://dx.doi.org/10.1007/s00170-015-8290-9>. – DOI 10.1007/s00170-015-8290-9

- [ML19] MOREELS, D. ; LEIJNEN, P.: This Inside-Out Motor for EVs is Power Dense and (finally) Practical. In: *IEEE Spectrum* (2019). <https://spectrum.ieee.org/axial-flux-motor>. – Zugriff am 13.07.2023
- [MLT⁺20] MADEMLIS, G. ; LIU, Y. ; TANG, J. ; BOSCAGLIA, L. ; SHARMA, N.: Performance Evaluation of Electrically Excited Synchronous Machine compared to PMSM for High-Power Traction Drives. In: *International Conference on Electrical Machines (ICEM)* (2020). <http://dx.doi.org/10.1109/ICEM49940.2020.9270852>. – DOI 10.1109/ICEM49940.2020.9270852
- [MMZ⁺23] MIETH, R. ; MARKSCHIES, F. ; ZHOU, R. ; GAUTERIN, F. ; STEPHAN, A.: Enhanced derivation of customer-specific drive system design parameters with time frame-based maximum load analysis. In: *Vehicles, MDPI* 5 (2023), Nr. 1. <http://dx.doi.org/10.3390/vehicles5010017>. – DOI 10.3390/vehicles5010017
- [NBRWN19] NAUNHEIMER, H. ; BERTSCHE, B. ; RYBORZ, J. ; W. NOVAK, P. F.: *Fahrzeuggetriebe - Grundlagen, Auswahl, Auslegung und Konstruktion*. Springer Vieweg Berlin-Heidelberg, 2019 (3. Auflage). <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-662-58883-3>. <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-662-58883-3>. – ISBN 978-3-662-58882-6
- [NBW06] NEUDORFER, H. ; BINDER, A. ; WICKER, N.: Analyse von unterschiedlichen Fahrzyklen für den Einsatz von Elektrofahrzeugen. In: *Elektrotechnik und Informationstechnik* 123(7-8) (2006), S. 352–360. <http://dx.doi.org/10.1007/s00502-006-0363-x>. – DOI 10.1007/s00502-006-0363-x. – ISSN 0932-383X
- [NRLSK22] NESS, W. ; RAGGL, K. ; LINDVAI-SOOS, D. ; KAIMER, S.: Drei E-Maschinen-Typen für Sekundärantriebe im Systemvergleich. In: *e & i Elektrotechnik und Informationstechnik* 139 (2022), S. 292–298. <http://dx.doi.org/10.1007/s00502-022-01023-2>. – DOI 10.1007/s00502-022-01023-2
- [NTD⁺22] NGUYEN, L. ; TRAN, T. P. T. ; DANG, C. Q. ; TRINH, T. K. ; ANH, L. H. ; NGUYEN, A. T. ; NGUYEN, T.T. ; GIANG, T. N.: *Advances in Engineering Research and Application*. Springer Cham, 2022. – 754–766 S. http://dx.doi.org/10.1007/978-3-030-92574-1_77. http://dx.doi.org/10.1007/978-3-030-92574-1_77

- [NWH05] NIEMANN, G. ; WINTER, H. ; HÖHN, B.-R.: *Maschinenelemente - Konstruktion und Berechnung von Verbindungen, Lagern, Wellen*. Bd. 4. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2005. <http://dx.doi.org/10.1007/b137557>. <http://dx.doi.org/10.1007/b137557>. – ISBN 3–540–25125–1
- [Par22] PARSPOUR, Prof. Dr.-Ing. N.: Geschaltete Reluktanzmaschine für Elektrofahrzeuge. In: *Institut für Elektrische Energiewandlung, Universität Stuttgart* (2022). https://www.iew.uni-stuttgart.de/forschung/elektrische-maschinen/srm_efahrzeuge/. – Zugriff am 02.02.2023
- [Pau16] PAULI, Dr.-Ing. F.: *Allgemeingültige Beschreibung der Lebensdauerbelastung elektrischer Antriebskomponenten in Pkw auf Basis von Mess- und Simulationsdaten*, Technische Universität Dresden, Diss., 2016
- [PBFG07] PAHL, G. ; BEITZ, W. ; FELDHUSEN, J. ; GROTE, K.H. ; WALLACE, K. (Hrsg.) ; BLESSING, L. (Hrsg.): *Engineering Design: A Systematic Approach*. Springer-Verlag London Limited, 2007. <http://dx.doi.org/10.1007/978-1-84628-319-2>. <http://dx.doi.org/10.1007/978-1-84628-319-2>
- [Pfr15] PFRIEM, M.: *Analyse der Realnutzung von Elektrofahrzeugen in kommerziellen Flotten zur Definition einer bedarfsgerechten Fahrzeugauslegung*, Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Fakultät für Maschinenbau, Diss., 2015. <https://publikationen.bibliothek.kit.edu/1000052397>. – Zugriff am 19.06.2023
- [PJH14] PYRHÖNEN, J. ; JOKINEN, T. ; HRABOVCOVÁ, V.: *Design of Rotating Electrical Machines*. John Wiley & Sons, Ltd, 2014. <http://dx.doi.org/10.1002/9781118701591>. <http://dx.doi.org/10.1002/9781118701591>. – ISBN 978–1–118–58157–5
- [Plu21] PLUM, Niclas: *Methode zur Analyse kundenrelevanter Fahranforderungen zur Auslegung kundenorientierter Antriebe*, FH Aachen, Fachbereich Luft und Raumfahrttechnik, Lehrgebiet Alternative Antriebssysteme, Diplomarbeit, 2021
- [Rei19] REICHERT, U.: *Eine Methode zur Auswahl von Standgetrieben für Antriebstränge von Elektrofahrzeugen mit Zentralantrieb*, Institut für Produktentwick-

- lung, Karlsruher Institut für Technologie, Diss., 2019. <http://dx.doi.org/10.5445/IR/1000117827>. – DOI 10.5445/IR/1000117827
- [Rel16] RELICH, M.: Portfolio selection of new product projects: A product reliability perspective. In: *Eksploatacja i Niezawodnosc - Maintenance and Reliability* (2016). <http://dx.doi.org/10.17531/ein.2016.4.17>. – DOI 10.17531/ein.2016.4.17
- [RMK⁺21] ROSHANDEL, E. ; MAHMOUDI, A. ; KAHOURZADE, S. ; YAZDANI, A. ; SHAFIULLAH, GM: Losses in Efficiency Maps of Electric Vehicles: An Overview. In: *Energies (MDPI)* (2021). <http://dx.doi.org/10.3390/en14227805>. – DOI 10.3390/en14227805
- [RMS⁺21] RADERMACHER, T. ; MERX, M. ; SITTE, A. ; BOYKO, V. ; UNGER, M.: Potenzialstudie Energie- /Kosteneinsparung in der Fluidtechnik. In: *Umweltbundesamt* (2021). <http://dx.doi.org/10.60810/openumwelt-2902>. – DOI 10.60810/openumwelt-2902
- [RS11] ROTH-STIELOW, J.: *Elektrische Antriebe*. Universität Stuttgart, 2011. – Vorlesungsmanuskript
- [Sch12] SCHRÖDER, Prof. Dr.-Ing.h.c. D.: *Leistungselektronische Schaltungen*. Bd. 3. Springer Vieweg, 2012. <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-540-69301-7>. <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-540-69301-7>. – ISBN 978-3-642-30104-9
- [SFK⁺21] STANEK, R. ; FLEMMING, J. ; KIRCHEN, J. ; STEINER, L. ; KLEIN, A. ; KNECHT, T. ; RUPP, M.: Wertschöpfungspotenziale von E-Motoren für den Automobilbereich in Baden-Württemberg / Elektromobilität Süd-West. Version: 2021. <https://www.e-mobilbw.de/>. 2021. – Forschungsbericht. – Zugriff am 19.06.2023
- [Sit13] SITTIG, A.: *Optimierung und Applikation von Betriebsstrategien in Hybridfahrzeugen*, Technische Universität München - Lehrstuhl für Regelungstechnik, Diss., 2013. <https://mediatum.ub.tum.de/1177994>. – Zugriff am 18.05.2023
- [SR16] SCHNEIDER, R. A. ; RIECK, K.: Komplexität in der Automobilindustrie am Beispiel Baukastenstrategie. In: *Gesellschaft für Informatik* (2016). <https://www.gi.de/>

- [//subs.emis.de/LNI/Proceedings/Proceedings208/863.pdf](http://subs.emis.de/LNI/Proceedings/Proceedings208/863.pdf). – Zugriff am 22.04.2023
- [Sta16] STAHL, A.: *Beiträge zur Bestimmung und Minimierung der Verlustleistung des Matrixumrichters*, Karlsruher Instituts für Technologie, Diss., 2016. <http://dx.doi.org/10.5445/IR/1000065238>. – DOI 10.5445/IR/1000065238
- [SZL11] SUCHANECK, A. ; ZHANG, B. ; LÉON, F. P.: Regenerative braking in electric vehicles with all-wheel drive. In: *International Journal of Electric and Hybrid Vehicles* 3 (2011). <http://dx.doi.org/10.1504/IJEHV.2011.044370>. – DOI 10.1504/IJEHV.2011.044370
- [Tan21] TANG, J.: *Design and Control of Electrically Excited Synchronous Machines for Vehicle Applications*, Department of Electrical Engineering, Chalmers University of Technology, Diss., 2021. <https://research.chalmers.se/en/publication/522780>. – Zugriff am 29.06.2023
- [Tew20] TEWIELE, S.: *Generierung von repräsentativen Fahr- und Lastzyklen aus realen Fahrdaten batterieelektrischer Fahrzeuge*, Universität Duisburg-Essen, Diss., 2020. <http://dx.doi.org/10.17185/dupublico/72728>. – DOI 10.17185/dupublico/72728
- [TH08] TOUTENBURG, H. ; HEUMANN, C.: *Deskriptive Statistik*. Bd. 6. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2008. <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-540-77788-5>. <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-540-77788-5>
- [TTB⁺22] TRAN, H. D. ; TRIEU, Q. H. ; BUI, T. D. ; TRAN, M. T. ; NGUYEN, T. ; LUU, A. T.: *Advances in Engineering Research and Application*. Springer Cham, 2022. – 376–388 S. http://dx.doi.org/10.1007/978-3-031-22200-9_41. http://dx.doi.org/10.1007/978-3-031-22200-9_41
- [UNE12] UNECE, Wirtschaftskommission für Europa der Vereinten N.: *WLTC Cycle*. <https://unece.org/DAM/trans/doc/2012/wp29grpe/WLTP-DHC-12-07e.xls>. Version: 2012. – Zugriff am 22.03.2023
- [VNL⁺20] VU, N.-P. ; NGUYEN, D.-N. ; LUU, A.-T. ; TRAN, N.-G. ; TRAN, T.-H. ; NGUYEN, V.-C. ; BUI, T.-D. ; NGUYEN, H.-L.: The Influence of Main Design Parame-

- ters on the Overall Cost of a Gearbox. In: *Applied Sciences (MDPI)* 10 (2020). <http://dx.doi.org/10.3390/app10072365>. – DOI 10.3390/app10072365
- [Vol23] VOLKSWAGEN: *WLTP Testverfahren*. <https://www.volkswagen.de/de/besitzer-und-service/ueber-ihre-auto/kundeninformationen/rechtliches/wltp.html#:~:text=Der%20gesamte%20WLTP%20Fahrzyklus%20dauert,11%20Kilometern%20mehr%20als%20verdoppelt.> Version: 2023. – Zugriff am 21.02.2023
- [WB17] WALLSCHEID, O. ; BÖCKER, J.: Derating of Automotive Drive Systems Using Model Predictive Control. In: *4th Symposium on Predictive Control of Electrical Drives and Power Electronics* (2017). <http://dx.doi.org/10.1109/PRECEDE.2017.8071264>. – DOI 10.1109/PRECEDE.2017.8071264
- [WCF+15] WU, X. ; CABRERA, A. ; FREESE, D. ; KITCH, W. A. ; JIA, X.: Electric vehicles' energy consumption measurement and estimation. In: *Transportation Research Part D Transport and Environment* 34 (2015). <http://dx.doi.org/10.1016/j.trd.2014.10.007>. – DOI 10.1016/j.trd.2014.10.007
- [WCH20] WEISS, M. ; CLOOS, K. C. ; HELMERS, E.: Energy efficiency trade-offs in small to large electric vehicles. In: *Environmental Sciences Europe* (2020). <http://dx.doi.org/10.1186/s12302-020-00307-8>. – DOI 10.1186/s12302-020-00307-8
- [Wei05] WEIDLER, A.: *Ermittlung von Raffungsfaktoren für die Getriebeerprobung*, Fakultät für Maschinenbau, Universität Stuttgart, Diss., 2005. <http://dx.doi.org/10.18419/opus-4055>. – DOI 10.18419/opus-4055
- [Wei17] WEISS, F.: *Methodik zur optimalen Konzeptauslegung elektrifizierter Fahrzeugantriebsstränge*, Technische Universität Chemnitz, Diss., 2017. <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-658-22097-6>. – DOI 10.1007/978-3-658-22097-6
- [WF11] WALLENTOWITZ, H. ; FREIALDENHOVEN, A.: *Strategien zur Elektrifizierung des Antriebsstranges. Technologien, Märkte und Implikationen..* Bd. 2. Auflage. Vieweg+Teubner Verlag, 2011. <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-8348-9910-1>. <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-8348-9910-1>. – ISBN 9783834814128

- [WFF⁺21] WINKLER, A. ; FREY, J. ; FAHRBACH, T. ; FRISON, G. ; SCHEER, R. ; DIEHL, M. ; ANDERT, J.: Embedded Real-Time Nonlinear Model Predictive Control for the Thermal Torque Derating of an Electric Vehicle. In: *IFAC* (2021). <http://dx.doi.org/10.1016/j.ifacol.2021.08.570>. – DOI 10.1016/j.ifacol.2021.08.570
- [WML⁺19] WERKE, M. ; MANN, A. ; LUKSEPP, T. ; DUBAR, C. ; WALLMARK, O. ; HELLSING, J. ; HAGSTEDT, D. ; GAVLING, E. ; RABEL, A.: High volume production of Electric Machines / RISE IVF AB, Research Institutes of Sweden and KTH, Royal Institute of Technology and CEVT, China Euro Vehicle Technology and AAM, American Axle. Version: 2019. <https://www.diva-portal.org/smash/get/diva2:1527845/FULLTEXT01.pdf>. 2019. – Forschungsbericht. – Zugriff am 11.04.2023
- [XKK⁺23] XU, Y. ; KERSTEN, A. ; KLACAR, S. ; BAN, B. ; HELLSING, J. ; SEDARSKY, D.: Improved efficiency with adaptive front and rear axle independently driven powertrain and disconnect functionality. In: *Transportation Engineering* 13 (2023). <http://dx.doi.org/10.1016/j.treng.2023.100192>. – DOI 10.1016/j.treng.2023.100192
- [Yue11] YUE, Z.: An extended TOPSIS for determining weights of decision makers with interval numbers. In: *Knowledge-Based Systems* 24 (2011), Nr. 1, S. 146–153. <http://dx.doi.org/10.1016/j.knosys.2010.07.014>. – DOI 10.1016/j.knosys.2010.07.014
- [ZCG17] ZHU, Z. Q. ; CHU, W. Q. ; GUAN, Y.: Quantitative Comparison of Electromagnetic Performance of Electrical Machines for HEVs/EVs. In: *CES TRANSACTIONS ON ELECTRICAL MACHINES AND SYSTEMS* 1 (2017), Nr. 1, S. 37–47. <http://dx.doi.org/10.23919/TEMS.2017.7911107>. – DOI 10.23919/TEMS.2017.7911107
- [Zho21] ZHOU, Y.: *Dynamisches Bremsverhalten des Reifen-Fahrwerk-Systems*, Karlsruher Institut für Technologie, Institut für Fahrzeugsystemtechnik, Diss., 2021. <http://dx.doi.org/10.5445/KSP/1000140509>. – DOI 10.5445/KSP/1000140509