

Beitrag zur Integration eines elektrischen Einzelradantriebes in eine Landmaschine

Von der Fakultät Maschinenwesen
der
Technischen Universität Dresden
zur
Erlangung des akademischen Grades
Doktoringenieur (Dr.-Ing.)
angenommene Dissertation.

Dipl.-Ing. Mike Geißler

geb. am 01. Juni 1981 in Freital

Tag der Einreichung: 31.05.2016

Tag der Verteidigung: 07.12.2016

Gutachter: Prof. Dr.-Ing. habil. Thomas Herlitzius, TU Dresden

Univ. Prof. Dr.-Ing. Jana Kertzsch, TU Bergakademie Freiberg

Inhaltsverzeichnis

| | | |
|----------|--|------------|
| 1 | Einleitung | 1 |
| 2 | Stand der Forschung und Entwicklung bei Fahrzeugantrieben und elektrischen Antriebssystemen | 3 |
| 2.1 | Allgemeine Entwicklungstendenzen der Antriebssysteme bei mobilen Landmaschinen | 3 |
| 2.2 | Meilensteine elektrischer Antriebssysteme | 5 |
| 2.3 | Fahrertriebe für mobile Landmaschinen | 6 |
| 2.4 | Übersicht zu elektrischen Antrieben in mobilen Maschinen | 19 |
| 2.5 | Elektrische Antriebe für Fahrertriebe | 23 |
| 2.6 | Leistungselektronik für den mobilen Einsatz | 27 |
| 2.7 | Anpassen der Motorenkennlinie an das Kennfeld des Fahrertriebs | 29 |
| 2.8 | Elektrische Zusatzkomponenten | 33 |
| 3 | Konzeption und Entwicklung eines Einzelradantriebes | 35 |
| 3.1 | Spezifische Anforderungen an den dieselektrischen Fahrertrieb | 35 |
| 3.2 | Systementwurf | 35 |
| 3.3 | Methodik und Entwurf des Einzelradantriebes | 53 |
| 3.4 | Entwicklung des Einzelradantriebes | 66 |
| 3.5 | Entwicklung der Wicklungsumschaltung | 73 |
| 4 | Untersuchungen und Ergebnisse zur Wicklungsumschaltung und der elektrischen Maschine | 93 |
| 4.1 | Simulationsmodell der Wicklungsumschaltung | 93 |
| 4.2 | Simulationsergebnisse der Wicklungsumschaltung | 93 |
| 4.3 | Prüfstandsergebnisse von Wicklungsumschaltung und elektrischer Maschine | 99 |
| 5 | Integration eines Einzelradantriebes am Beispiel eines Bergtraktors | 105 |
| 5.1 | Vorstellung des Experimentalaufbaus | 105 |
| 5.2 | Simulationsmodell der Fahr- und Antriebsdynamik und des Rad-Boden-Kontaktes | 112 |
| 5.3 | Ergebnisse der simulierten Fahr- und Antriebsdynamik bei Wicklungsumschaltung | 113 |
| 5.4 | Versuchsaufbau und Messtechnik | 118 |
| 5.5 | Untersuchungsergebnisse von Generator mit Dieselmotor | 120 |
| 5.6 | Untersuchungsergebnisse des Radantriebes | 121 |
| 5.7 | Ergebnisse der gemessenen Fahr- und Antriebsdynamik bei Wicklungsumschaltung | 124 |
| 5.8 | Bewertung des Einzelradantriebssystems | 130 |

| | |
|---|------------|
| 6 Zusammenfassung | 134 |
| 7 Ausblick | 138 |
| Formelverzeichnis, Einheiten und Abkürzungen | 140 |
| Literaturverzeichnis | 149 |
| A Anhang | 156 |
| A.1 Tabellarische Systemanforderungen / Lastenheft | 156 |
| A.2 Mathematische Modellierung von Vollpol-Synchronmaschinen | 158 |
| A.3 Quantifizierung der Widerstands- und Eisenverluste | 161 |
| A.4 Leistungshalbleiter | 163 |
| A.5 Realisierung der Baugruppen des Einzelradantriebes | 167 |
| A.6 Komponenten der Wicklungsumschaltung | 172 |
| A.7 Versuchsfahrzeug | 174 |
| A.8 Herstellerangaben zu den einzelnen Systemkomponenten | 175 |
| A.9 Längsdynamiksimulation bei Wicklungsumschaltung mit 25 km/h | 178 |
| A.10 Messtechnik | 180 |
| A.11 Generatordaten aus Messergebnissen | 181 |

1 Einleitung

Produktivitäts- und Effizienzanforderungen definieren fortwährend die Entwicklungsziele für Landmaschinen, um dem Endanwender leistungs- und konkurrenzfähige Maschinensysteme bereitzustellen.

Bislang wurden Produktivitätssteigerungen von selbstfahrenden Erntemaschinen durch größere Arbeitsbreiten sowie Geschwindigkeiten, einen breiteren Bearbeitungskanal, funktionelle Verbesserungen und durch eine stetige Leistungserhöhung der Dieselmotoren erzielt. Im Durchschnitt vergrößerte sich die Motorleistung in den letzten 10 Jahren um 3 % pro Jahr [96]. Mähdrescher zur Ernte von mehr als 30 verschiedenen Fruchtarten besitzen derzeit zwischen 150 kW bis 470 kW Motorleistung [59]. Selbstfahrende Häcksler zur Erzeugung von Silage sowie zur Ernte nachwachsender Rohstoffe sind mit einer Dieselmotorleistung von mehr als 750 kW ausgestattet. Die Produktivitäts- und Effizienzsteigerungen von Traktoren erfolgten überwiegend durch Innovationen im Bereich des Antriebsstranges. Dazu gehören die leistungsverzweigten Getriebe, die Anhebung der Transportgeschwindigkeit, die Zugleistungserhöhung durch Vergrößern der Dieselmotorleistung und Fahrzeugmasse, Mehrachskonzepte (Fendt Trisix, DTU – 4 achsiger Knicklenker) und die Reifentechnologie. Die leistungsstärksten Landmaschinen stoßen an gesetzliche Grenzen der zulässigen Massen und Abmessungen, die eine kontinuierliche Steigerung der Produktivität auf Basis bestehender Systeme erschwert. Eine lineare Skalierung der Produktivität verursacht eine progressive Kostenzunahme für Anschaffung und Unterhaltung [60].

Zur Schaffung neuer leistungsfähigerer Lösungen bedarf es wegen des begrenzten Bauraumes einer umfassenden Überarbeitung der bestehenden Antriebsstrangkonzeppte. Elektrische Antriebe als effiziente Baugruppenantriebe können die gestellten Anforderungen erfüllen und haben mehrfach in Forschungsarbeiten in der Vergangenheit bewiesen, dass sie wesentliche Vorzüge gegenüber den konventionellen Antrieben aufweisen [10, 37, 48].

SCHREIBER [128] hat gezeigt, dass das Einsparpotenzial an Dieselkraftstoff bei Traktor-Geräte-Kombinationen bis zu 30 % durch die Optimierung des Arbeitsprozesses beträgt. Dies erfordert eine spezifische Abstimmung von: Rad und Boden, Zugmaschine und Gerät, Antriebsstrang und Dieselmotor. Unter diesem Gesichtspunkt stehen vorhandene Maschinenkonzepte generell zur Debatte. Systemische Zwänge der bestehenden Technologien bieten jedoch wenig Variabilität für die Anpassung der Maschinensysteme an den Arbeitsprozess.

Elektrische und hydraulische Einzelradantriebe als modulare Antriebselemente stellen das Bindeglied vom mechanischen Antriebsstrang mit konstruktiven Zwangsbedingungen hin zur variablen Fahrwerksgestaltung dar. Gegenüber hydraulischen Antriebslösungen besitzen elektrische Antriebe verbesserte Eigenschaften bezüglich Funktionalität und Effizienz. Die Kombination von Modularität, Effizienz und Funktionalität eines elektrischen Antriebs in einem mechatronischen System bietet ein umfangreiches und wenig genutztes Potenzial. Dazu gehört ebenso die einfache Einbindung der Antriebe in das elektrische Energiebordnetz sowie in das Fahrzeugsteuerungs- und Regelungssystem. Die dynamische Drehmomentregelung ermöglicht

eine aktive Fahrdynamikregelung und Rad-Boden-Schlupfregelung, die eine schnelle Reaktion auf sich ändernde Umgebungsbedingungen erlaubt [106]. Die Integration des Endantriebes in die Fahrzeugfelge führt zu einem abgeschlossenen System mit definierten Schnittstellen, die eine einfache Anbindung an das Fahrwerk erlauben.

Ein Ziel der Arbeit ist der Nachweis der Integration eines dieselektrischen Einzelradantriebes in eine Versuchsmaschine unter der Berücksichtigung der spezifischen Anforderungen. Ein weiteres Ziel der Arbeit stellt der Funktionsnachweis einer elektronischen Motorwicklungsumschaltung dar, um die Geschwindigkeitsspreizung des Traktionskennfeldes abzudecken. Weiterhin wird der Nutzen eines elektrischen Einzelradantriebssystems diskutiert.

Zunächst gibt die Arbeit in Kapitel 2 einen Überblick zu Triebwerken in Landmaschinen. Ein Schwerpunkt liegt bei der Aufarbeitung von Forschungsarbeiten zur Leistungsfähigkeit und Dimensionierung von Fahrtrieben. Weiterhin wird der Einsatz und das Potenzial von elektrischen Radnabenantrieben in mobilen Maschinen gezeigt. Motorentchnologien und deren Einsatz werden dargelegt und die Eignung für Fahrtriebe diskutiert. Eine Zusammenfassung zeigt die Möglichkeiten der Kennlinienabstimmung zwischen Antriebsmotor und Traktionskennlinie.

In Kapitel 3 erfolgt eine Diskussion zur System- und Komponentenentwicklung. Das Basisfahrzeug bildet ein Rigitrac SKH120. Die Hauptkomponente stellt der elektrische Radnabenantrieb dar. Um diesen als Antriebsmodul auszuführen, ist eine Integration der Antriebskomponenten in den freien Bauraum der Radfelge erforderlich. Da Reifendurchmesser, Radlast, Zugkraft und Leistungsvermögen miteinander korrelieren, ist die Wechselwirkung von Radnabenantrieb und Fahrzeuggestaltung zu berücksichtigen. Um eine anwendungsoptimierte Antriebseinheit zu schaffen, werden Optimierungsverfahren für die Komponenten aufgezeigt. Für die notwendigen Entwicklungsschritte des Radnabenantriebes ist eine Methodik dargelegt. Elektrische Motoren haben bauartbedingt ein begrenztes Drehzahl-Kennfeld, das auf einen Fahrtrieb einer mobilen Maschine begrenzt übertragbar ist. Die Erweiterung des Kennfeldes einer permanentmagneterregten Synchronmaschine erfolgt durch das Umsetzen einer Wicklungsumschaltung.

Die Simulationsergebnisse zum Umschaltverhalten und die Prüfstandsergebnisse von Motor mit Wicklungsumschaltung in Kapitel 4 zeigen deren Nachweis einer Eignung der Antriebstopologie und deren Auswirkung auf Funktion und Effizienz.

Kapitel 5 zeigt die Integration des dieselektrischen Antriebsstranges am Beispiel eines Bergtraktors. Simulationsergebnisse für Fahr- und Antriebsdynamik zeigen das systemdynamische Verhalten in den Umschaltphasen für verschiedene Fahrsituationen. Eine Validierung der Simulationsergebnisse zur Wicklungsumschaltung erfolgt mit Fahrversuchen. Messergebnisse zeigen gemessene Wirkungsgradkennfelder der einzelnen Antriebskomponenten.

Eine Zusammenfassung der Ergebnisse in Kapitel 6 erfolgt anhand von gesammelten Erkenntnissen aus theoretischen Vorbetrachtungen, Simulationen, Prüfstands- und Fahrversuchen.

2 Stand der Forschung und Entwicklung bei Fahrzeugantrieben und elektrischen Antriebssystemen

2.1 Allgemeine Entwicklungstendenzen der Antriebssysteme bei mobilen Landmaschinen

Das Triebwerk einer mobilen Landmaschine besteht aus einer Leistungsquelle (Verbrennungsmotor), einer Leistungsübertragung, -wandlung und -verteilung sowie Leistungssenken (Fahrtrieb, Funktionsantriebe und Nebenaggregaten), siehe Abbildung 2.1. In mobilen Arbeitsmaschinen finden mechanische und hy-

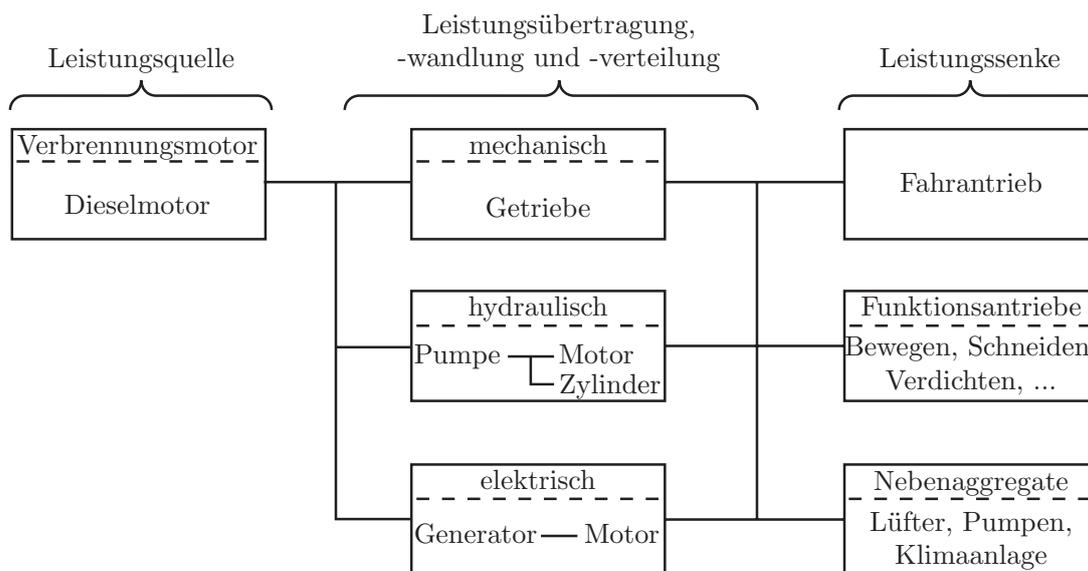


Abbildung 2.1: Aufbau eines Triebwerks in einer mobilen Landmaschine

draulische Systeme zur Leistungsübertragung, -wandlung und -verteilung den verbreiteten Einsatz. Die elektrischen Systeme beschränken sich auf den Kleinspannungsbereich von 12 V und 24 V und versorgt im Wesentlichen Nebenantriebe und Funktionsantriebe mit einer Gesamtleistung bis 3 kW. Forschungsarbeiten und Entwicklungen zeigen aber, dass elektrische Antriebssysteme mit Spannungen bis 1000 V in Technologieträgern und ersten Serienmaschinen Einzug halten [20, 37, 48, 53, 71, 127, 133, 141]. Tabelle 2.1 zeigt eine allgemeine Gegenüberstellung der Technologien anhand von Bewertungskriterien. Aufgrund der vielfältigen Anwendungen können die Bewertungen unterschiedlich ausfallen.

Tabelle 2.1: Vergleich von elektrischen, mechanischen und hydraulischen Antrieben für den Einsatz in mobilen Arbeitsmaschinen (angepasst nach [1])

| Bewertungskriterien | Elektrisch | Mechanisch | Hydraulisch |
|--------------------------|------------------|-----------------|------------------|
| Leistungsgewicht | gut | gut | sehr gut |
| Leistungsdichte | gering bis gut | gut | sehr gut |
| Energieübertragung | sehr gut | gut | gut |
| Energiespeicherung | sehr gut | gut | gut bis sehr gut |
| Steuer- und Regelbarkeit | sehr gut | gering | gut |
| Wirkungsgrad | gut bis sehr gut | gut | gering bis gut |
| Konstruktive Gestaltung | sehr gut | gut | sehr gut |
| Kosten | mittel bis hoch | gering bis hoch | gering bis hoch |

Die Antriebssysteme auf der Basis von elektrischen Antrieben zeigen, dass ein Potenzial zur Maschinenoptimierung gegenüber den hydraulischen und mechanischen Antrieben gegeben ist. Um die Systeme zu vergleichen erarbeitet HARMS technische und wirtschaftliche Bewertungskriterien. Darin ist formuliert, dass “nur eine genaue auf die jeweiligen Anforderungen zugeschnittene Analyse und Bewertung der Bedeutung der einzelnen Kriterien eine vernünftige Entscheidung für eines der Antriebskonzepte erlaubt” [54]. Aufgrund der Entwicklungsprozesse wird es stets eine Konkurrenzsituation zwischen den mechanischen, hydraulischen und elektrischen Technologien geben.

Fahrertriebe dienen der Traktion und werden in Kapitel 2.3 näher diskutiert. Zu den Nebenaggregaten (Hilfsantriebe) zählen die Verbrennungsmotorkühlung, die Klimaanlage, die Lenkunterstützung und die Bereitstellung von Druckluft für die Bremsanlage. Funktionsantriebe sind Funktionen im Bearbeitungsprozess zugeordnet und bilden das Wesen einer Arbeitsmaschine. Das Maschinenkonzept ist durch Umfang und Aufteilung der Bearbeitungsfunktionen definiert.

Spezialisierte selbstfahrende Erntemaschinen, wie Mähdrescher, Feldhäcksler, Rübenroder, Kartoffelroder, Gülleausbringer oder Schwadmäher bilden in sich abgeschlossene Maschinen. Antriebe und Funktionen werden optimal auf einen abgegrenzten Prozess ausgelegt, wodurch die Maschinen über einen hohen Spezialisierungsgrad und eine hohe Produktivität verfügen. Die Antriebssysteme basieren auf mechanischen oder hydraulischen Antriebselementen, deren Anforderungen variieren. Die Wahl der Antriebstopologie erfolgt nach den Kriterien: Drehzahlvariabilität, Übertragungsweg, Antriebsanordnung, Leistungsvermögen, und Kosten. Um Antriebe auf eine spezifische Funktion zu optimieren, bedarf es ausreichend Kenntnis über das Nutzer- und Einsatzspektrum [90].

Traktor-Geräte-Systeme besitzen als universelles kombinierbares Maschinensystem ein umfangreiches Einsatzspektrum in landwirtschaftlichen Betrieben. Zu den Arbeitsaufgaben gehören Bodenbearbeitung, Düngen, Säen/Pflanzen, Pflege, Ernte, Leer- und Transportfahrten. Die variablen Schnittstellen und die Anbau Räume ermöglichen die Kombination mit unterschiedlichen Anbaugeräten und steigern insbesondere den Auslastungsgrad der Traktoren. Mannigfaltige und leistungsfähige Triebwerkssysteme sind erforderlich, um die Anforderungen der Geräte abzudecken. Die Versorgung der Triebwerke von Anbaugeräten mit Antriebsleistung erfolgt vom Traktor mittels mechanischer Zapfwelle, hydraulischen und elektrischen Leitungen.

2.2 Meilensteine elektrischer Antriebssysteme

Forschungsarbeiten und Entwicklungen zeigen, dass elektrische Antriebssysteme bei den Landmaschinen in Technologieträgern und ersten Serienmaschinen Einzug halten. Erste Entwicklungen aus dem Jahr 1954 zeigen, dass die Nutzung elektrischer Energie in Landmaschinen keine neuzeitliche Entwicklung ist. Die Firma International Harvester (IH) bot für verschiedene Traktormodelle, wie dem Farmall 450, einen Anbaugenerator IH Electrall an. Diese stellte 115 V und 208 V einphasige sowie 208 V dreiphasige elektrische Spannung bereit [89]. Das 12 kVA zapfwellengetriebene Generatormodul diente der autarken Bereitstellung von elektrischer Energie sowie dem Betreiben von Anbaugeräten, wie den McCormick 55 Ballenwickler. Mit dem 7430/7530 E-Premium präsentierte John Deere auf der Agritechnica 2007 den ersten Serientraktor mit einem 700 V Hochvoltbordnetz. Ausgerüstet war das Fahrzeug mit einem 20 kW Kurbelwellengenerator, einem 5 kW Klimakompressor, einem Lüfterrad-Antrieb, einem 300 A/12 V Gleichspannungswandler und einer 230 V sowie 400 V Steckdose [71]. Elektrische Leistung war von der Steckdose zunächst nur im Stillstand verfügbar. Das Nachfolgemodell John Deere 6210RE stellte 20 kW elektrische Leistung für Anbaugeräte auf der Straße und auf dem Feld bereit [133]. Die Elektrifizierung der Nebenantriebe wurde beim 6210RE nicht mehr verfolgt. Forschungsergebnisse zu Traktor-Geräte-Kombination mit elektrifizierten Anbaugeräten, wie Düngerstreuer, Pflanzenschutzspritze und Triebachsanhänger, stellt HAHN [53] vor. Hahn kommt zu Schluss, dass die untersuchten Geräte mit der elektrischen Antriebstechnik am Anfang ihrer Entwicklung stehen und ein Potenzial zur Steigerung der Funktionalität, Energieeffizienz und Maschinengestaltung bieten. Bei der Maschinenumrüstung ist eine ausschließliche Substitution der bestehenden Antriebstechnik durch elektrische Antriebe nicht zielführend. Vielmehr bietet die elektrische Antriebstechnik die Voraussetzungen den Arbeitsprozess durch die Steuer- und Regelbarkeit zu optimieren und die freien Bauräume zu nutzen. Funktionsspezifische elektrische Antriebe wurden an einem Vorsatz für Feldhäcksler als Alternative zur Hydraulik untersucht [37]. Elektrische Antriebe zeigten eine höhere Energieeffizienz, aber bei höheren Kosten. Gugel et.al. [48] stellt eine elektromechanisch leistungsverzweigte Zapfwelle vor, die das feste Übersetzungsverhältnis auflöst und eine variable Ausgangsdrehzahl bereitstellt. Vom Autor werden die folgenden Merkmale und Vorteile aufgezählt: Lasterkennung und -regelung (Sanftanlauf, Überlasterkennung, Boostbetrieb), vom Dieselmotor unabhängige Zapfwelldrehzahl, infinitesimale Drehzahlverstellung, Drehzahlreversierung für blockierte Anbaugeräte, Bereitstellung elektrischer Energie im Generatormodus, hohe Energieeffizienz bei Standardfunktionen sowie Funktionalität einer Wegezapfwelle. Seit dem Jahr 2001 arbeiten die Firmen AGCO GmbH und Sensortechnik Wiedemann (STW) an dem elektrischen Antriebskonzept MELA (Mobile elektrische Leistungs- und Antriebstechnik) mit Hochleistungsantrieben [141]. Es entstand ein Gesamtsystem mit einer elektromechanischen Leistungsverzweigung, einer Gleichspannungsgeräteschnittstelle und einem DC/DC-Wandler für das 12 V Bordnetz. Ein besonderes Augenmerk lag dabei auf dem Schutzkonzept mit doppelt isolierter Komponentengestaltung und der leistungsdichten Baugröße, die im Vergleich zur Standardgröße um 60 % verringert werden konnte. In einem weiteren Schritt wurde den Anwendern auf der Agritechnica 2013 des X-Concept präsentiert. Der elektrifizierte Traktor wurde mit einem 130 kW Generator, einem elektrischen Kühler, einem 22 kW Bremschopper und einer elektrischen Steckdose ausgestattet [20].

2.3 Fahrtriebe für mobile Landmaschinen

Der Fahrtrieb ist ein Bestandteil des Triebwerks und besteht aus mechanischer Leistungsbereitstellung (Antriebsquelle), Leistungsübertragung und -wandler sowie Endantrieben. Die zentrale Aufgabe eines Fahrtriebes liegt in der variablen Drehzahlwandlung sowie effizienten Leistungswandlung und Leistungsübertragung zwischen Dieselmotor und Rädern.

2.3.1 Anforderungen an Fahrtriebe

Die Anforderungen an Fahrtriebe von Landmaschinen unterscheiden sich von denen der Automobile und Nutzfahrzeuge:

- Abdecken aller erforderlichen Fahrbereiche bis hin zum stufenlosen Fahren im gesamten Geschwindigkeitsbereich
- Hoher Antriebsstrangwirkungsgrad im Hauptarbeitsbereich
- Allradantrieb
- Bauraumoptimierte Antriebe zur Steigerung der Leistungsdichte
- Variable Drehmoment- und Leistungsverteilung zwischen den Rädern
- Dynamische Rad-Boden-Schlupfregelung
- Reversierbetrieb

Spezifische Details zu den Anwendungen Traktor und selbstfahrende Arbeitsmaschine sind in Tabelle 2.2 zusammengefasst.

Tabelle 2.2: Anforderungen an Fahrtriebe in mobilen Arbeitsmaschinen

| Kriterium | Traktor | Selbstfahrende Arbeitsmaschine |
|---|-----------|--------------------------------|
| Anteil der Fahrtriebsleistung an der Gesamtleistung | bis 100 % | bis 40 % |
| Getriebespreizung k_{Getriebe} | 10 ... 16 | 6 ... 10 (6 ... 13) |
| Einsatzzeit | 10 000 h | 2 500 h |

Nach Schätzungen befindet sich der Hauptarbeitsbereich von Traktoren ($> 40 \text{ kW}$ Motorleistung) mit einer Benutzungsdauer von 68 % bei einer Nennfahrgeschwindigkeit von 4 km/h bis 12 km/h [117]. Die passive Bodenbearbeitung stellt ein energieaufwendiges Arbeitsverfahren dar, das die gesamte Dieselmotorleistung über den Fahrtrieb abfordert. Transportarbeiten haben in Mitteleuropa am Gesamtlastkollektiv einen Anteil kleiner 20 % [115]. Die Maximalgeschwindigkeiten liegen oberhalb von 40 km/h . Diese erfordern eine Geschwindigkeitsspreizung von 10 ... 16. Frontladen repräsentiert hohe Spitzenlasten zum Beschleunigen und große Leerlaufanteile. Leerfahrten und Zapfwellenarbeiten hingegen stellen geringe Belastungen im Fahrtrieb dar und sind repräsentativ für Niedriglastanteile. Die Einsatzzeit bei Traktoren wird mit 10 000 h angesetzt, wobei der Leerfahrtanteil mit 15 % geschätzt wird [136, 144]. Die Wirkungsgradanforderung beschreibt RENIUS mit einem Grenzpolygon [115], wobei im Hauptarbeitsbereich ein Wirkungsgrad mit $> 84 \%$ gefordert ist, siehe Abbildung 2.2. Der Wirkungsgrad gilt als Gütekriterium für einen modernen Traktorantrieb [118].

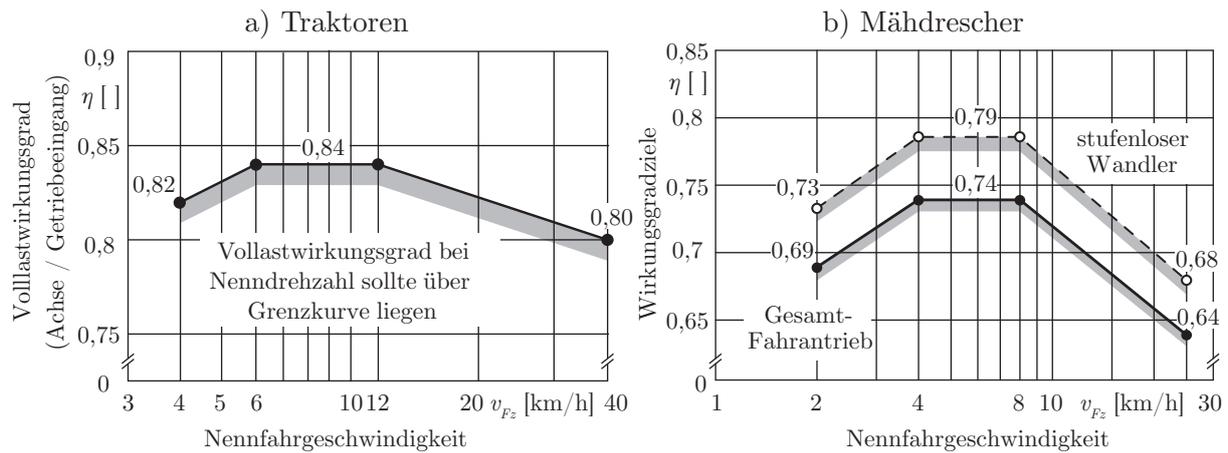


Abbildung 2.2: Anforderungen an den Fahrtriebswirkungsgrad für a) Traktoren nach RENIUS [115] und für b) Mähdrescher nach BERNHARD [11]

Das Anforderungsprofil einer mobilen Arbeitsmaschine, wie Mähdrescher oder Feldhäcksler, unterscheidet sich von Traktoren. Der Fahrtrieb eines Mähdreschers wurde von BERNHARD untersucht [11]. 40% der Dieselmotorleistung wird für den Fahrtrieb benötigt. Das Grenzpolygon für den Fahrtriebswirkungsgrad nach besitzt im Hauptarbeitsbereich von 4 km/h bis 8 km/h einen maximalen Wert von 0,74. Die Maximalgeschwindigkeit liegt bei 30 km/h, woraus sich eine Getriebespreizung von 6...10 ableitet. Die Maximalgeschwindigkeit der leistungsfähigsten Mähdrescher liegt mittlerweile bei 40 km/h, wodurch sich die Spreizung auf 6...13 erhöht. Die Einsatzzeit wird mit 2500 h angesetzt. Durch die deutlich geringere Transportgeschwindigkeit ist die Getriebespreizung ebenfalls kleiner. Der Fahrtrieb von selbstfahrenden Erntemaschinen wird aufgrund der räumlichen Trennung von Antriebsachse und Verbrennungsmotor als hydrostatischer Antrieb mit Schaltgetriebe realisiert.

Anwendungsfelder für getriebene Anhänger sind die Kartoffelernte, Traubenernte, Gülleausbringung und Futterernte. Die erforderliche Triebkraftunterstützung ist im Wesentlichen auf die Feldarbeit begrenzt und wird vom Prozess bestimmt. Mögliche Leistungen werden von 20 kW bis 150 kW angegeben [16]. Die Einsatzzeit ist vom Einsatzspektrum abhängig und wird mit 4000 h geschätzt.

2.3.2 Antriebskonzepte

Das Antriebskonzept dient der Übertragung und Verteilung von Antriebsleistung zwischen Antrieb und Rädern zur Erzeugung von Traktion, siehe Abbildung 2.3. Doppelachsen, wie sie bei Rübenrodern vorkommen, sind in einer Achse zusammengefasst.

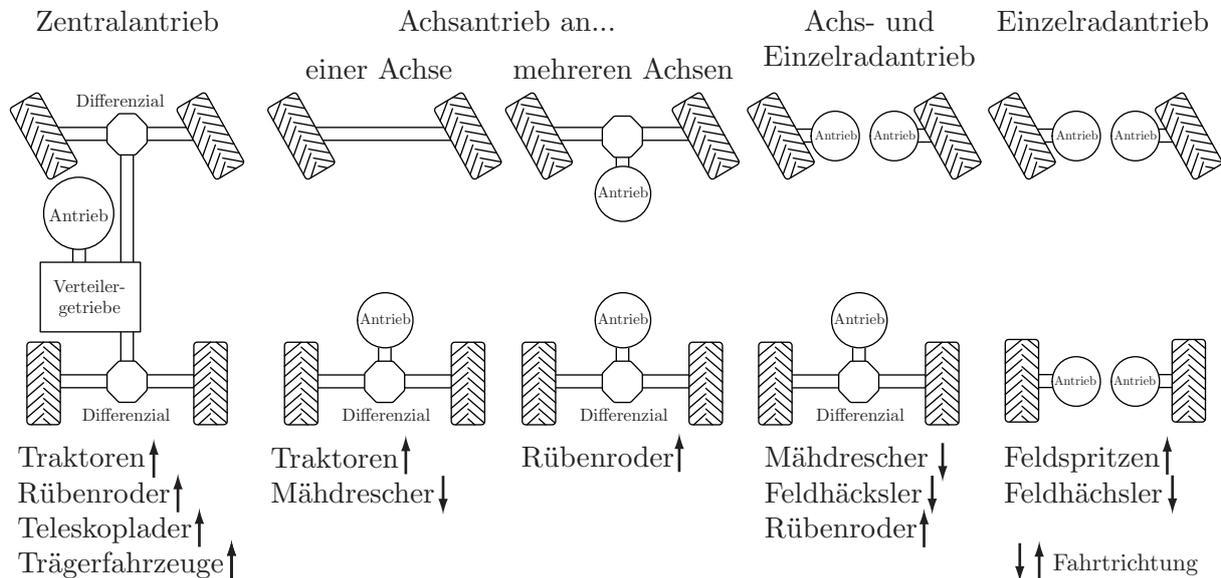


Abbildung 2.3: Antriebskonzepte in mobilen Landmaschinen

Die Darstellung des Antriebs vereint die Eigenschaften der mechanischen Leistungsbereitstellung und der Drehzahl-Drehmoment-Wandlung. Die Architekturen ergeben sich durch die Maschinenfunktion, die Prozessgestaltung, die Verteilung und Übertragungswege sowie den Bauraumbedarf und die zulässigen Achslasten. Die Antriebskonzepte in mobilen Landmaschinen können als Zentral-, Achs- und Einzelradantriebe ausgeführt werden. Mischformen der Einzelsysteme vereinen die jeweiligen Vorzüge und reduzieren die Nachteile.

Der Zentralantrieb ist eine weitverbreitete Antriebsform. Von einer zentralen Energiequelle übertragen mechanische Elemente und Getriebe die erzeugte Leistung zu den Rädern. Bei einer Allradanwendung stehen die Räder in einem festen Drehzahlverhältnis zwischen Vorder- und Hinterachse zueinander. Vergleichende Untersuchungen von Traktoren mit Allrad- und Hinterradantrieb wurden durch SÖHNE [134] durchgeführt. Als großen Vorteil des Allradantriebes wird die höhere Zugkraft gewertet, wobei diesem zusätzliche Systemkosten und ein komplexer Systemaufbau entgegenstehen. Entsprechend den Anforderungen und den Umgebungsbedingungen wird sich bei größeren Motorleistungen der Allradantrieb durchsetzen. SÖHNE formuliert eine Grenze bei 55 kW Motorleistung, wobei der Übergang der Konzepte gleitend erfolgt. Für Traktoren mit großer Motorleistung sieht SÖHNE den Allradantrieb mit vier gleichgroßen Rädern dominieren. Der Achsantrieb erweitert die Funktionalität des Fahrtriebes. Die Drehzahlen der Achsen stehen in keinem festen Verhältnis. Das Verteilergetriebe im Antriebsstrang entfällt. Mit einer geeigneten Steuerstrategie kann das Fahrverhalten maßgeblich beeinflusst werden [19]. Bei selbstfahrenden Arbeitsmaschinen findet der Achsantrieb Anwendung aufgrund der Bauraumzwänge und der örtlichen Trennung von Dieselmotor und Antriebsrädern.

In Hinblick auf das Maschinenkonzept sowie die Anordnung der Räder und Motoren am Fahrzeug stellt

der Einzelradantrieb die variabelste Antriebslösung dar und besitzt die größten Freiheitsgrade für das Antriebsmanagement.

In 2.4 sind die Antriebskonzepte vergleichend mit den relevanten Kategorien gegenübergestellt.

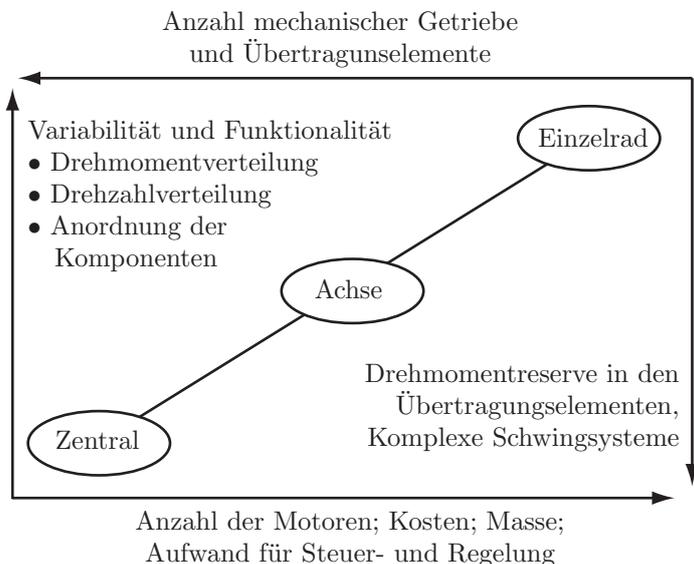


Abbildung 2.4: Konzepte für Fahrtrieb im Vergleich

Im Wesentlichen zeichnen sich Systeme mit mehreren Motoren durch eine verbesserte Variabilität und Funktionalität sowie einer geringeren mechanischen Komplexität aus. Bei ausgedehnten, langen Antriebssträngen, die viele Getriebe und Übertragungselemente erfordern, kann sich ein System mit mehreren Motoren ebenso hervorheben. Für die Findung der optimalen Antriebslösung sind entsprechende Gewichtungsfaktoren zur Bewertung der einzelnen Kategorien einzuführen.

2.3.3 Getriebe für stufenlose Fahrtriebe

Getriebe mit änderbarer Übersetzung sind in mobilen Maschinen erforderlich, um die Drehzahl des Dieselmotors an die prozessoptimale Fahrgeschwindigkeit anzupassen. Die Drehzahlspitzung des Dieselmotors ist nicht ausreichend, um die gestellten Anforderungen des Prozesses an Zugkraft und Geschwindigkeit zu erfüllen. Abbildung 2.5 stellt die Abdeckung des Traktionskennfeldes eines Dieselmotorkennfeldes ohne und mit abgestuftem Getriebe dar.

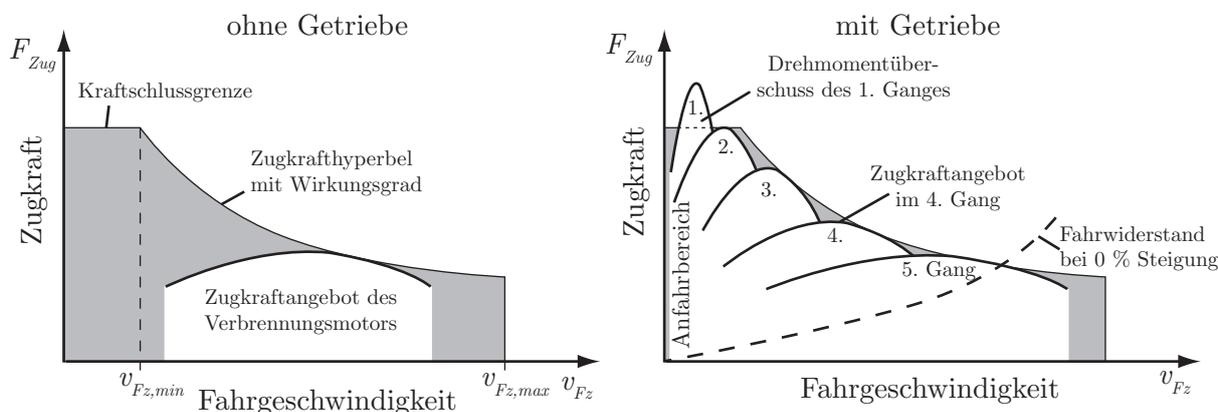


Abbildung 2.5: Zugkraftdiagramm mit Schaltgetriebe [98]

Die Hüllkurve des theoretischen Kennfeldes eines Fahrtriebtes leitet sich aus drei Faktoren ab.

- Die Kraftschlussgrenze des Rad-Boden-Kontaktes begrenzt die maximale Zugkraft.
- Die theoretische Zugkrafthyperbel ergibt sich aus der maximal verfügbaren Dieselmotorleistung. Den Schnittpunkt der beiden Kennlinien beschreibt die minimale Fahrzeuggeschwindigkeit $v_{Fz,min}$ bei maximal verfügbarer Leistung.
- Die maximale Fahrgeschwindigkeit $v_{Fz,max}$ begrenzt das Traktionskennfeld.

Die Getriebebespreizung ist bei Fahrtriebten ein Parameter, der als Quotient von $v_{Fz,max}$ und $v_{Fz,min}$ berechnet wird.

$$k_{Getriebe} = \frac{v_{Fz,max}}{v_{Fz,min}} \quad (2.1)$$

Zur Übertragung und Wandlung der Dieselmotorleistung dienen mechanische, hydrostatische oder elektrische Getriebe. Die grauen Flächen in Abbildung 2.5 kennzeichnen eine unzureichende Abdeckung und damit unzulässige Fahrzustände. Eine feinere Gangabstufung im Schaltgetriebe führt im theoretischen Kennfeld zu einer höheren Abdeckung und erzeugt mehr Stützstellen für die theoretische Zugkrafthyperbel. Sehr große Übersetzungen führen zu einem Drehmomentüberschuss bei kleinen Geschwindigkeiten, die "harte" Anfahrvorgänge ermöglichen, aber auch einen Leistungsüberschuss zur Folge haben. Für die optimale Wahl der Getriebeart spielen weitere Faktoren wie Reversiergeschwindigkeit, Lastschaltbarkeit, Anfahr Drehmomente, Wirkungsgradanforderungen oder Bedienart eine bedeutende Rolle.

Ein Stufenlosgetriebe mit einer stufenlos verstellbaren Getriebeübersetzung gestattet eine ideale Anpassung der Dieselmotordrehzahl an die jeweilige Geschwindigkeit der Anwendung. Jeder Betriebspunkt lässt sich innerhalb des Kennfeldes darstellen. Stufenlosgetriebe eignen sich auch für häufige Reversiervorgänge, wie Hofladerarbeiten. Abbildung 2.6 verdeutlicht das Zusammenwirken von Verbrennungsmotor mit Stufenlosgetriebe, die ein ideales Kennfeld abdecken.

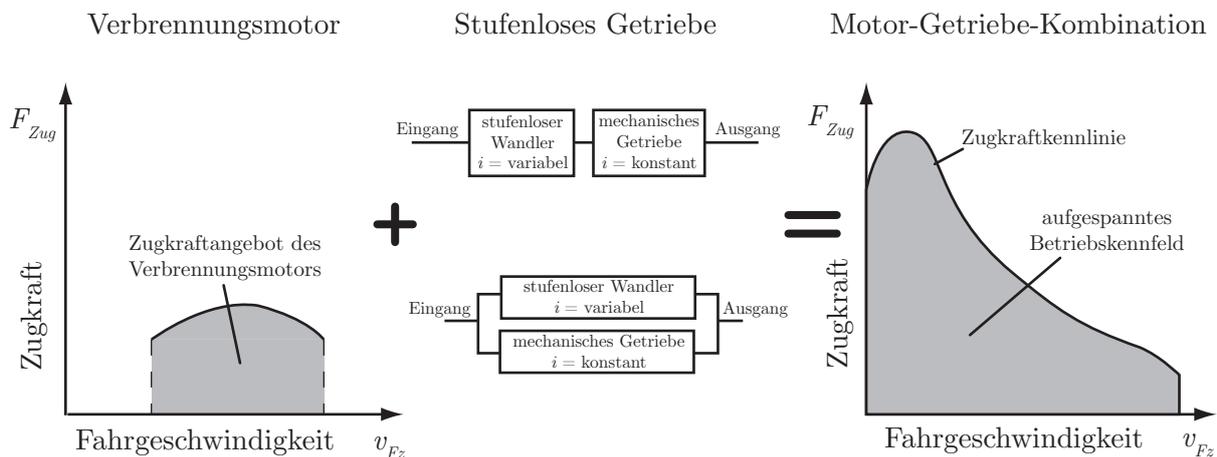


Abbildung 2.6: Zugkraftdiagramm mit stufenloser Getriebeübersetzung [98]

Der Getriebeaufbau eines leistungsverzweigten Getriebes besteht aus einer Komponente mit variabler und fester Übersetzung. Abbildung 2.7 zeigt eine Gliederung der Stufenlosgetriebe nach der Art der Leistungsübertragung und Realisierungen des stufenlosen Wandlers.

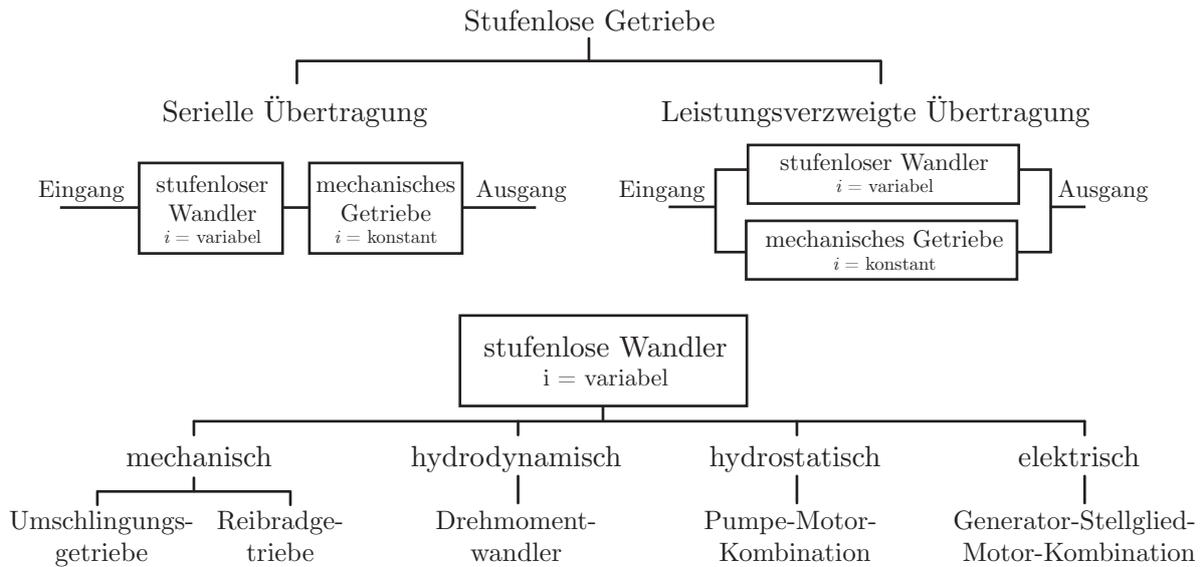


Abbildung 2.7: Gliederung von Getrieben mit variabler Übersetzung [98]

Die serielle Leistungsübertragung ermöglicht eine Entkopplung von Dieselmotor und Endantrieb, sowie eine weitestgehend flexible Anordnung der Komponenten. Nachteilig wirken sich der Bauraumbedarf und die Wirkungsgradverluste aufgrund einer vollständigen Leistungswandlung aus.

In leistungsverzweigten Getrieben erfolgt die Anpassung von Drehzahl und Drehmoment über einen mechanischen ($i = \textit{konstant}$) und einen variablen Getriebeteil ($i = \textit{variabel}$). Der variable Zweig mit einem stufenlosen Wandler übernimmt einen Teil der Leistungsübertragung, wodurch sich akzeptable Wirkungsgrade und Bauräume ergeben. Die Bezeichnung der Getriebe erfolgt nach dem Ort der Leistungsaufteilung und Summierungsstelle [130]. Die Zusammenstellung der Komponenten, zu antriebs- oder abtriebsseitigen Leistungsverzweigung bzw. den Compoundgetrieben als Mischform, resultiert wesentlich aus den geforderten Anwendungsspezifikationen. Der stufenlose Wandler lässt sich durch mechanische, hydrodynamische, hydrostatische oder elektrische Leistungswandlung realisieren, wobei eine kontinuierliche Drehzahl-Drehmomentwandlung gefordert wird.

2.3.4 Kraftübertragung am Rad

Die Eigenschaften der Kraftübertragung zwischen Rad und Boden besitzt eine wesentliche Wirkung auf die Raddrehmomente. Die Kraftübertragung zwischen Fahrzeug und Boden erfolgt über die Aufstandsfläche des Rad-Boden-Kontaktes, siehe Abbildung 2.8.

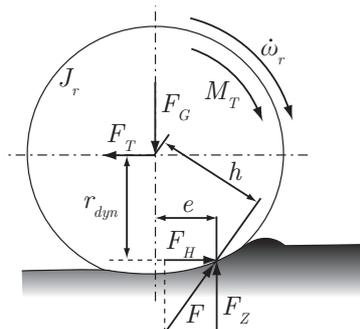


Abbildung 2.8: Kräftebilanz am angetriebenen und ziehenden Rad [126]

Vereinfacht wird eine Punkt-Kraftübertragung eingetragen, wobei F die resultierende Bodenkraft darstellt. r_{dyn} beschreibt den dynamischen Rollradius infolge der Reifenverformung und repräsentiert den tatsächlichen Reifenradius oder Momenten-Halbmesser [4]. Die Bewegungsgleichung für ein angetriebenes und ziehendes Rad lautet:

$$J_r \cdot \dot{\omega}_r = M_T - r_{dyn} \cdot F_H - e \cdot F_Z \quad (2.2)$$

mit F_Z als Radlast, F_H als Horizontalkraft, M_T als Antriebsdrehmoment, e als Hebelarm der Radlast, $\dot{\omega}$ als Radwinkelbeschleunigung und J_r als Massenträgheitsmoment des Rades
Die Rollwiderstände werden mit der Rollreibung F_R beschrieben.

$$F_R = \frac{e}{r_{dyn}} \cdot F_Z = \rho \cdot F_Z \quad (2.3)$$

ρ fasst die geometrischen Parameter e und r_{dyn} zu einem Rollwiderstandsbeiwert zusammen.

Durch das Ersetzen von F_H mit der Triebkraft F_T , entsprechend dem Kräftegleichgewicht $F_H = F_T$, ergibt sich das Antriebsdrehmoment M_T zur Erzeugung der Triebkraft sowie der Überwindung des Beschleunigungsdrehmomentes und des Rollwiderstandes zu:

$$M_T = J_r \cdot \dot{\omega}_r + r_{dyn} \cdot F_T + r_{dyn} \cdot F_R \quad (2.4)$$

Dieser Wert charakterisiert das Rollwiderstandsverhalten in Abhängigkeit des Reifeninnendruckes und der Radlast. Die Rollreibung wird als Summe der Rollwiderstände von Reifenverformung (innerer Rollwiderstand) F_{RR} und Bodenverformung (äußerer Rollwiderstand) F_{RB} verstanden [15]:

$$F_R = F_{RR} + F_{RB} \quad (2.5)$$

Die Charakterisierung der Kraftübertragung zwischen Rad und Boden erfolgt durch den schlupfabhängigen Triebkraftbeiwert κ . Die Triebkraft eines Rades lässt sich mit der Radlast F_Z bestimmen:

$$F_T = \kappa \cdot F_Z \text{ mit } \kappa = f(s) \quad (2.6)$$

Die Bestimmung des erforderlichen Antriebsdrehmomentes M_T reduziert sich auf das Beschleunigungsmoment, den dynamischen Reifenradius, die Stützkraft und den Beiwerten für Triebkraft und Rollwiderstand:

$$M_T = J_r \cdot \dot{\omega}_r + (\kappa + \rho) \cdot r_{dyn} \cdot F_Z \quad (2.7)$$

κ und ρ lassen sich zu einem Kraftschlussbeiwert μ zusammenfassen.

$$\mu = \kappa + \rho \quad (2.8)$$

Ohne die Berücksichtigung des Beschleunigungsdrehmomentes vereinfacht sich das Antriebsdrehmoment weiter zu:

$$M_{T,stat} = \mu \cdot r_{dyn} \cdot F_Z \quad (2.9)$$

Für die Bestimmung des Kraftschlussbeiwertes ist der Schlupf zwischen Rad und Boden elementar. Die Berechnung erfolgt mit der Fahrzeuggeschwindigkeit v_{Fz} und der Radumfangsgeschwindigkeit $v_r = r_{dyn} \cdot \omega_r$. Bei der Definition des Schlupfes wird zwischen Brems- und Verzögerungsschlupf unterschieden.

$$\text{Antriebsschlupf, falls } v_r > v_{Fz} : \quad s = \frac{v_r - v_{Fz}}{v_r} \quad (2.10)$$

$$\text{Bremschlupf, falls } v_r < v_{Fz} : \quad s = \frac{v_{Fz} - v_r}{v_{Fz}} \quad (2.11)$$

Abbildung 2.9 zeigt eine Übersicht zu Triebkraft- und Rollwiderstandsbeiwerten für verschiedene Bodenverhältnisse in Abhängigkeit des Schlupfes nach [135].

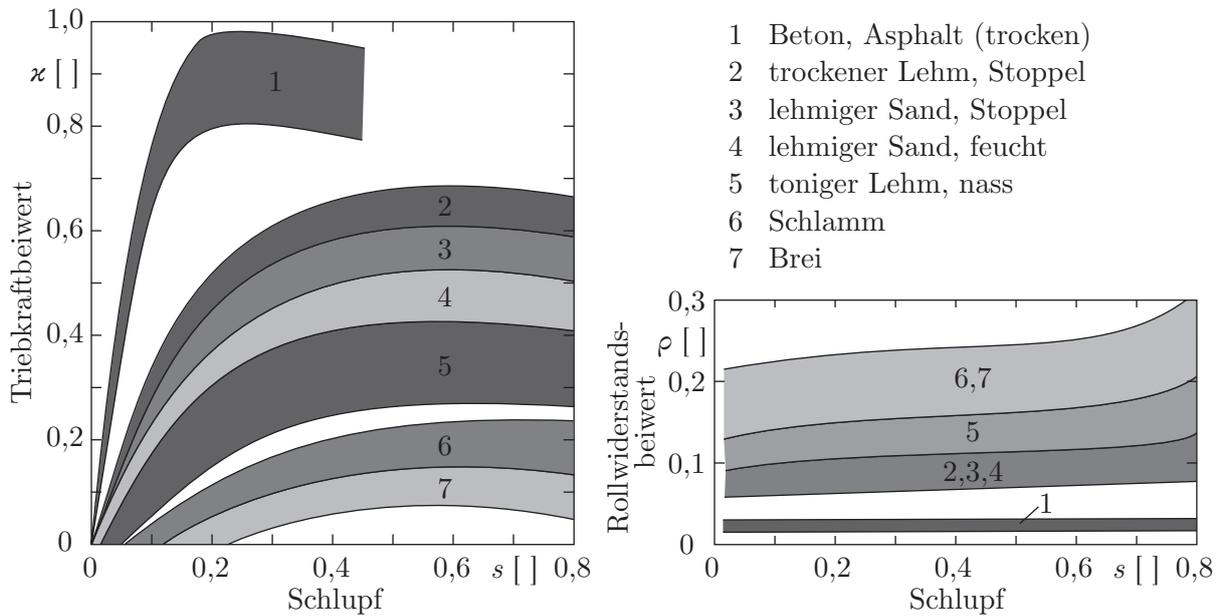


Abbildung 2.9: Triebkraftbeiwert und Rollwiderstandsbeiwert als Funktion des Schlupfes für verschiedene Bodenverhältnisse von Beton bis breiigen Boden [135]

Die Kontakteigenschaften sind in festen und nachgiebigen Untergrund zu unterteilen, wobei sich der nachgiebige Boden mit einem geringeren Kraftschluss aber höherem Rollwiderstand vom festen Untergrund unterscheidet. Ebenso treten bei einem festen Untergrund keine Kräfte durch Bodenverformung auf.

Der Rad-Boden-Wirkungsgrad (Traktionswirkungsgrad) η_T wird aus der Zugleistung P_{Zug} und der Radantriebsleistung P_r ermittelt. Nach Vereinfachung ergibt sich eine Abhängigkeit des Wirkungsgrades vom Triebkraftbeiwert, Kraftschlussbeiwert und Schlupf.

$$\eta_T = \frac{P_{Zug}}{P_r} = \frac{F_T \cdot v_{Fz}}{F_U \cdot v_r} = \frac{\kappa(s)}{\mu(s)} (1 - s) \quad (2.12)$$

Für die Auslegung der Antriebsdrehmomente sind die Eigenschaften der Kraftübertragung zwischen Rad und Boden elementar. Neben dem Kraftschluss spielt das Wirkungsgradverhalten eine wesentliche Rolle, das eine Abgrenzung von Arbeitspunkten, die schlechte Wirkungsgrade besitzen, ermöglicht.

2.3.5 Lastkollektive, Lastzyklen, Drehmomentabschätzungen und Geschwindigkeitskollektive zur Antriebsdimensionierung

Zur wirtschaftlichen, sicheren und zuverlässigen Auslegung von Antriebs-elementen ist die Kenntnis über die vorherrschenden Belastungen essentiell. Um die Information der Belastungen für die Auslegungsmethoden aufzuarbeiten, sind die Belastungen mittels Lastkollektive und Lastzyklen zu charakterisieren. Sind keine belastbaren Auslegungsdaten vorhanden oder keine Analogiebeziehungen möglich, werden Worst Case Abschätzungen auf Basis physikalischer Randparameter durchgeführt.

Lastkollektive sind eine Voraussetzung, um Aussagen über die Lebensdauer von Baugruppen und Komponenten zu gewinnen. Lastkollektive bilden die Grundlage für Berechnungs- und Prüfverfahren. Für die Bestimmung der Belastungskollektive sind in erster Linie die Beanspruchungsamplituden und Häufigkeiten von Interesse [68]. Frequenz, Schwingform und Reihenfolge der auftretenden Belastungen spielen meist eine untergeordnete Rolle und können vernachlässigt werden. RENIUS erarbeitete [116] ein treibradseitiges Gesamtlastkollektiv für Traktoren in einem Leistungsbereich von 30 kW bis 110 kW , siehe Abbildung 2.10. Er wählte für die Lastkollektive eine allgemeingültige Darstellungsform und Wertennormierung.

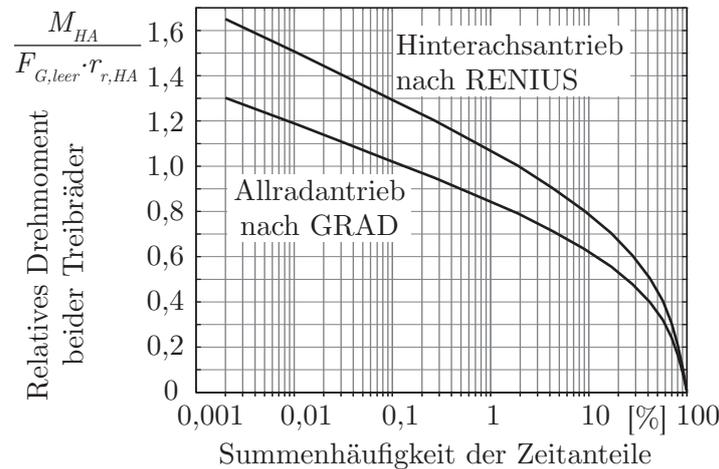


Abbildung 2.10: Gegenüberstellung der Lastkollektive für Traktoren mit Hinterradantrieb nach RENIUS und allradgetriebenen Standardtraktor nach GRAD [44]

Zur allgemeinen Anwendung und Übertragbarkeit ist das Drehmoment der beiden Treibräder M_{HA} auf die unballastete Gewichtskraft $F_{G,leer}$ sowie den Radius $r_{r,HA}$ des größten Zugreifens normiert [12]. Das dargestellte Lastkollektiv ist für überdurchschnittlich harte mitteleuropäische Einsatzbedingungen und Gewohnheiten erstellt worden. GRAD [44] stellt Untersuchungen zu Traktoren mit Allradantrieben vor. Eine angetriebene Vorderachse bewirkt eine Abschwächung des treibradseitigen Lastkollektivs von RENIUS. GRAD setzt eine geschätzte Entlastung von 20 % an, die bei starrer Achskopplung entsteht. Die Höhe der Entlastung ist vom Allradkonzept abhängig und vergrößert sich tendenziell bei leistungsstärkeren Traktoren. Ein Gesamtlastkollektiv für die Vorderachse stellt GRAD [44] ebenso vor. Als Bezugsgröße des Vorder-raddrehmomentes M_{VA} dient die Gewichtskraft der unballastierten Vorderachse $F_{G,VAleer}$ multipliziert mit dem größten Reifenradius $r_{r,VA}$. Die Zusammensetzung des Gesamtkollektivs für eine Einschalt-dauer von 60 % in Abbildung 2.11 beinhaltet Feldarbeiten mit einem hohen Zeitanteil und Frontladen mit einer geschätzten Einschalt-dauer von 10 %.

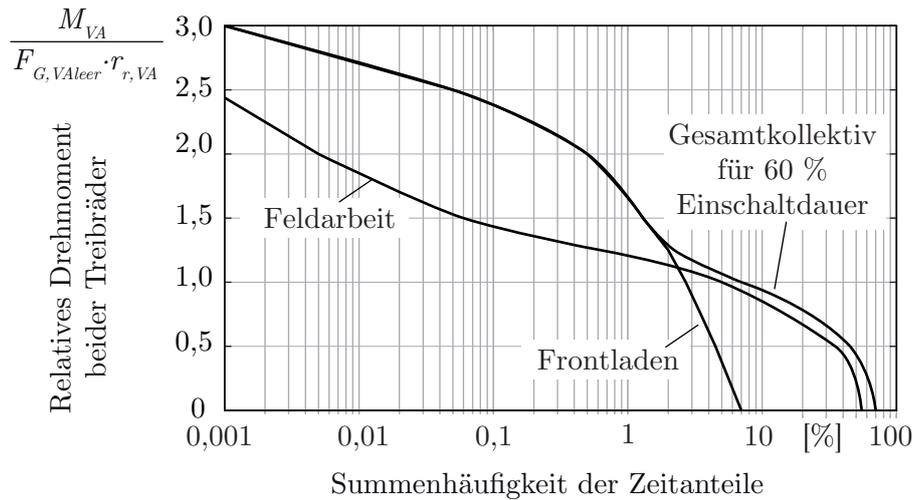


Abbildung 2.11: Normiertes, treibradseitiges Gesamtkollektiv der Vorderachse für einen Standardtraktor nach MEINERS [44, 84]

Die Verteilung der Raddrehmomente an einer Achse mit einem ungesperrten Differenzial erfolgt durch Eigenreibung im Verhältnis von 57 % zu 43 % [117]. Wird der Allradantrieb aktiviert, sind alle Räder starr gekoppelt. Die Verteilung der Raddrehmomente verändert sich entsprechend den Rad-Bodenbedingungen und den Radlasten. Arbeitet ein Hinterrad beim Pflügen in der Furche, wird ein Drehmomentverhältnis an der Hinterachse von 67 : 33 geschätzt. Eine Drehmomentverschiebung an der Vorderachse kann 60 : 40 betragen.

Alle verfügbaren Lastkollektive bieten eine umfangreiche Datenbasis, die eine solide Grundlage für Getriebe-dimensionierungen und für Betriebsfestigkeitsuntersuchungen darstellt. Rückwirkend liefern die Ergebnisse aber keine Information zu den Radleistungen und den zeitlichen Verläufen von Drehmoment und Drehzahl [41].

Für die thermische Auslegung von elektrischen und hydraulischen Komponenten stellen *Lastzyklen* eine Auslegungsgrundlage dar. Diese beschreiben Belastungszeitverläufe zyklischer und wiederkehrender Arbeitsabläufe. Verallgemeinerte Zeitverläufe unterliegen einer hohen Trefferwahrscheinlichkeit der real auftretenden Zeitverläufe. Zur Bewertung von Triebwerken schlägt GALLMEIER einen methodischen Ansatz mit der Generierung typischer Lastzyklen vor [37]. Die Grundlage zur Ermittlung von Lastzyklen bilden Feldversuche mit einem Referenzantriebssystem. Die methodisch entwickelten Prüfzyklen können ebenso zur Dimensionierung von Antrieben genutzt werden.

Eine *theoretische Bestimmung* der erforderlichen Drehmomente und Leistungen für Einzelradantriebsmotoren zeigt WÜNSCHE [150]. Der Ansatz ergibt sich aus der Annahme einer statischen Achslastverteilung von 50 : 50 für einen Systemtraktor mit identischen Reifen. Aus Radlast (Stützkraft am Rad) $F_{r,Z}$, Reifenradius r_r , Kraftschlussbeiwert μ und Getriebeübersetzung i lässt sich das Drehmoment bestimmen.

$$M_r = \frac{\mu \cdot r_r \cdot F_{r,Z}}{i} \quad (2.13)$$

Für die Radlast ist die maximale Stützlast anzusetzen, die sich aus Achslast nach Gleichung 3.6, Radlastverschiebung und Wankmoment errechnet. $\mu = 1,1$ für Asphalt steht für ein kurzzeitiges Maximaldrehmoment und $\mu = 0,65$ für ein Dauerdrehmoment. Für die Nennleistung der Motoren setzt WÜNSCHE 25 % der

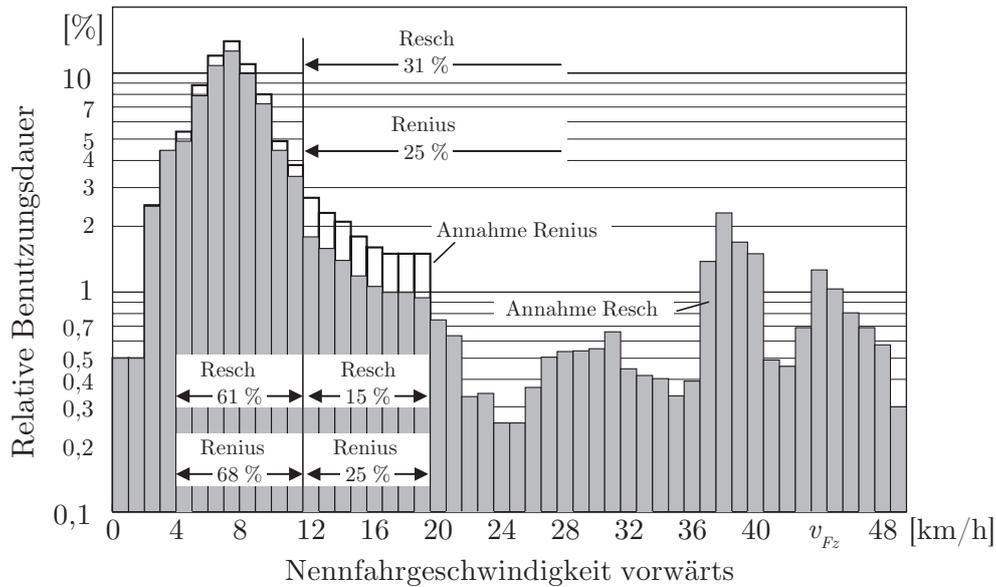


Abbildung 2.12: Geschwindigkeitskollektiv für einen Traktor nach Abschätzungen von Renius und Resch [116, 117, 118]

Dieselmotorleistung unter der Annahme an, dass die Zugkräfte an den Rädern gleichmäßig verteilt werden. Einen Beitrag zur Validierung der formalen Antriebsauslegung leistet GÜNTHER [41] mit der Messung von Drehmomenten. Da die Belastungen stochastisch auftreten, wurde für eine theoretische Vorbetrachtung nach WÜNSCHE eine Radlast von 35 % der zulässigen Gesamtmasse angesetzt, was einer Achslastverteilung von 30 : 70 entspricht. Die Messergebnisse zeigen, dass die angenommenen Radlast- und Kraftschlussbeiwerte zu einer Überdimensionierung der Radantriebe führen. Es wurde eine geringere Leistungen gemessen als angenommen, was auf die begrenzte Dieselmotorleistung zurückgeführt wurde. Weiterhin stellte sich eine geringere Überleistung im Geschwindigkeitsbereich größer 7 km/h ein.

Fahrgeschwindigkeitskollektive werden von RENIUS [116, 117] und RESCH [118] begründet und vorgeschlagen, siehe Abbildung 2.12.

Diese basieren auf den typischen Arbeitsaufgaben eines Traktors und deren zeitliches Kollektiv. Typische Arbeitsgeschwindigkeiten liegen bei Traktoren bei 40 km/h für die Vorwärtsfahrt und -30 km/h im Reversierbetrieb. Entsprechend RESCH sind Geschwindigkeiten oberhalb von 50 km/h bis 60 km/h aufgrund begrenzter Motorleistung für leichte Transportarbeiten sinnvoll und werden von Premiumherstellern angeboten. Die Gesamtmotorleistung stellt ein Traktor auf Beton ab 4 km/h und auf dem Acker von 5 bis 7 km/h bereit. Der Hauptarbeitsbereich eines Traktors wird zwischen 4 und 12 km/h angegeben, da 60 – 70 % aller Arbeiten in diesem Bereich stattfinden [117]. Die Korrektur des von RENIUS vorgeschlagenen Geschwindigkeitskollektivs wurde von RESCH aufgrund höherer Transport- und Arbeitsgeschwindigkeiten durchgeführt.

2.3.6 Historie und Überblick zu veröffentlichten Einzelradantrieben

Tabelle 2.3 zeigt die Historie der veröffentlichten Arbeitsmaschinen mit elektrischen Einzelradantrieben.

Tabelle 2.3: Historie veröffentlichter Einzelradantriebe

| Jahr / Bezeichnung | |
|--|---|
| 1918 / C-Zug [8] | Zugfahrzeug für schwere Geschütze der Artillerie für Straße und Schiene; Systemspannung: 250 VDC; Nutzlasten über 27 t; dieselmechanischen Antriebsstrang im Zugfahrzeug; mehrachsige elektrische Radantriebe an den Anhängern |
| 1967 / DOK-M [102] | Universalpioniermaschine aus tschechoslowakischer Produktion; vier Radantriebe mit 32 kW; Hauptgenerator mit 160 kW, maximal 350 V und 1750 A; Radantrieb umfasst die elektrische Maschine mit einem zweistufigen Planetensatz und eine mechanische Bremse. |
| 1999 / T282 von Liebherr [35] | Tagebau-Muldenkipper; zwei Einzelradantriebe an der Hinterachse mit einer Antriebsleistung von 2000 kW bei einer Spannung von 1310 V; Systemspannung: 900 bis 2000 VDC mittels Diodengleichrichter; Bremswiderstand mit 4000 kW |
| 2004 / L-1350 von LeTourneau [28, 103] | Tagebauradlader mit 38 t Zuladung; vier Einzelradantrieben mit einer Dauerleistung von 300 kW; geschaltete Reluktanzmotoren; Dieselmotorleistung: 1193 kW; Maximalgeschwindigkeit: 16,1 km/h |
| 2005 / F15 von Elforest [138] | Holzrückebug mit drei Achsen; Dieselmotor mit 60 kW; Systemspannung: 84 V; weitere Fahrzeuge mit Einzelradantrieb: B12 - Holzrückebug mit vier Achsen; GT4 und GT8 - Anhänger |
| 2009 / T3E von Kremer Viticole | Batterieelektrischer Traktor zur Weinbergpflege und Weinernte; drei Radantriebe mit 7,5 kW; Asynchronmotoren; T4E (vier Radantriebe) bei der SITEVI 2013 prämiert |
| 2011 / 944K von John Deere [104] | Tagebauradlader; Einzelradantriebe zur Vereinfachung des Antriebsstranges; Dieselmotorleistung: 400 kW; verbessertes Beschleunigungsverhalten, längere Standzeiten und eine Einsparung an Kraftstoff von 40 %; Maximalgeschwindigkeit: 39 km/h |
| 2011 / ElectRoGator von AGCO [99] | Selbstfahrende Feldspritze; Dieselmotorleistung: 230 kW; vier Radantriebe mit 84 kW; Geschaltete Reluktanzmaschine als Generator und Radmotor; Systemspannung: 650 VDC; Kraftstoffersparnis: 20 %; durch den besseren Wirkungsgrad bis zu 35 % mehr Antriebsleistung am Rad; deutlich bessere Steuer- und Regelbarkeit zur konventionellen Maschine; Höchstgeschwindigkeit: 56 km/h |
| 2012 / Voltis von Tecnomia [85] | Traktor zur Weinbergpflege; LiFePo ₄ -Batterie und Rangeextender; vier Radantriebe mit 14,7 kW; Motoren haben einen Drehzahlbereich bis 4200 1/min; bei der SITEVI 2013 prämiert |
| 2013 / PTH hymod E331 von Holzer [70] | Ferngesteuerter Geräteträger; mit einer Masse von 950 kg und einem Verbrennungsmotor mit 23 kW; zwei parallel arbeitende Generatoren aufgrund von Verfügbarkeit; vier Radantriebe mit 1,2 kW; Systemspannung: 28 VDC; Höchstgeschwindigkeit von 7 km/h; Vierradlenkung mit den Lenkmodi: Vorderachs-, Hinterachs-, Allrad- sowie Hundeganglenkung |
| 2013 / BiG X von Krone [56] | Selbstfahrender Feldhäcksler; zwei Einzelradantrieben an der Hinterachse mit einer Dauerleistung von 13,4 kW und einer Maximalleistung von 22,1 kW; Maximaldrehzahl der permanentmagneterregten Synchronmotoren liegt bei 1250 1/min; Generator erzeugt eine maximale Spannung von 480 V; Wirkungsgradverbesserung von 15 % im Vergleich zum hydrostatischen Antriebssystem |
| 2013 / Grimme [100] | Gezogener Kartoffelroder; zwei Einzelradantrieben mit 27,5 kW; Arbeitsgeschwindigkeit bis 10 km/h; Bei höheren Geschwindigkeiten werden die Antriebe durch abschaltbare Planetengetriebe von den Rädern getrennt. |

Abbildung 2.13 zeigt eine Gegenüberstellung der Radantriebsleistung, der Fahrzeugmasse und der Zwischenkreisspannung in Abhängigkeit der elektrischen Systemleistung von Fahrzeugen mit Einzelradantrieben.

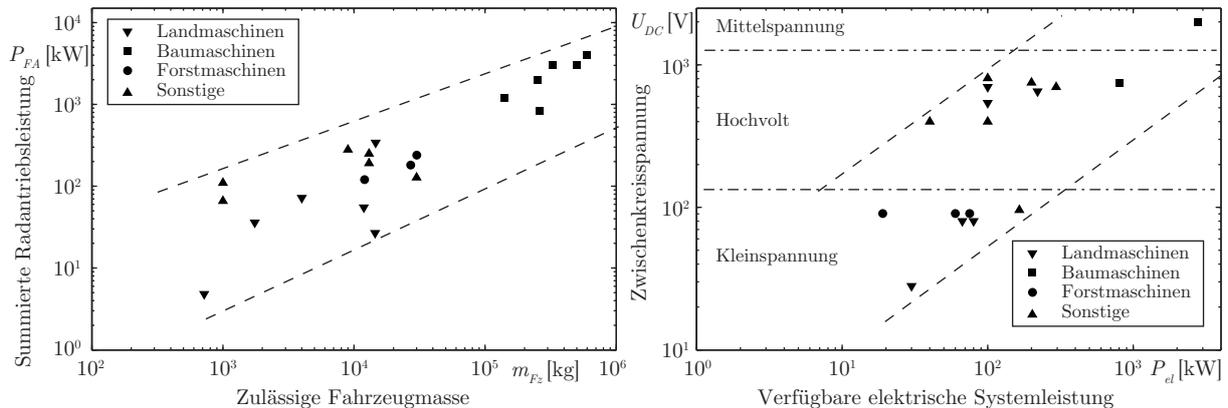


Abbildung 2.13: Summierte Radantriebsleistung als Funktion der Fahrzeugmasse und Zwischenkreisspannung als Funktion der verfügbaren elektrischen Systemleistung

Unter der Gruppe “Sonstige” sind Fahrzeuge aus dem Bereich Militär, PKW und kommunaler Anwendung zusammengefasst. Die summierte Radantriebsleistung bezogen auf die zulässige Fahrzeugmasse beträgt je nach Anwendung $1,8 \text{ W/kg}$ bis 110 W/kg . Ohne Berücksichtigung der Gruppe “sonstigen Fahrzeuge” wird die obere leistungsspezifische Grenze bei 23 W/kg gezogen. Die rechte Darstellung verdeutlicht die Anhebung der Zwischenkreisspannung bei höheren elektrischen Systemleistungen. Dies resultiert vor allem aus dem geringeren Kupfereinsatz der stromführenden Leiter und den damit reduzierten Systemkosten. Mit steigender Zwischenkreisspannung verringern sich ebenso die Wechselrichterverluste, das Umrichtervolumen und die Stromrichter Kosten. Die Spannungsgrenzen der gesetzlichen Richtlinien spielen bei der Systemgestaltung eine wesentliche Rolle. Dabei werden die drei Spannungsklassen Kleinspannung, Hochvolt und Mittelspannung unterschieden. Das Mittelspannungsniveau kommt in Tagebauanwendungen aufgrund der Systemleistungen bis 4000 kW zum Einsatz.

Ein wesentlicher Wegbereiter der Elektrifizierung von mobilen Maschinen ist die Technologieentwicklung für Hybrid- und batterieelektrische Antriebssysteme in der Automobilbranche. Deren wesentliche Treiber, die sich auf mobile Maschinen übertragen lassen, sind Kosten, Effizienz, Skalierbarkeit und Modularität, Leistungs- und Drehmomentdichte, Materialverfügbarkeit, Elektromagnetische Verträglichkeit (EMV), funktionale Sicherheit, Diagnose und Fehlersicherheit [124]. Ebenso bilden verfügbare Standards, wie ISO6469 [64], gesetzliche Rahmenbedingungen bei der Systemarchitektur und Grundlage zur Formulierung spezifischer Arbeitsmaschinennormen (ISO/DIS16230-1) [66].

2.4 Übersicht zu elektrischen Antrieben in mobilen Maschinen

2.4.1 Generalisierte Systemarchitektur, Funktionalitäten und Betriebsstrategien

Ein elektrischer Antrieb besteht aus einem Stromrichter, einer Steuerungs- und Regelungseinheit, einem mehrphasigen Drehstrommotor sowie Mess- und Sensortechnik, siehe Abbildung 2.14 (a).

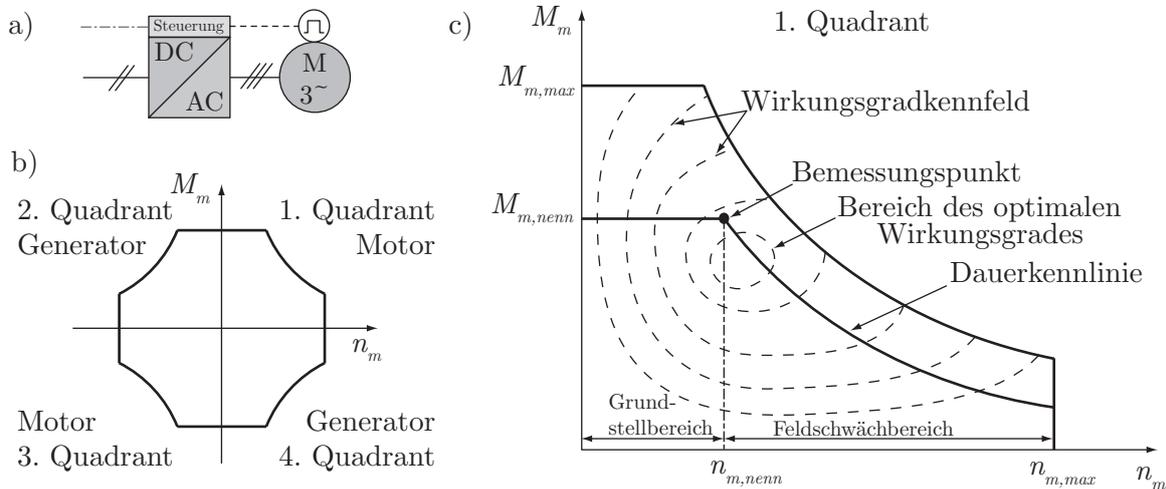


Abbildung 2.14: Elektrischer Antrieb a) Aufbau b) Quadrantenbetrieb c) Kennfeldcharakteristik

Elektrische Antriebsenergie in Form einer Gleichspannung versorgt den Gleichspannungszwischenkreis des Stromrichters. Mit Hilfe von leistungselektronischen Halbleiterschaltern erfolgt die Generierung einer Wechsellspannung, die den Drehstrommotor speist. In beiden Drehrichtungen kann ein stromrichtergespeister Antrieb als Motor oder Generator arbeiten, sodass ein 4-Quadrantenbetrieb des Motors möglich ist, Abbildung 2.14 (b).

Das Kennfeld des elektrischen Antriebes wird durch das maximale Drehmoment $M_{m,max}$ und die maximale Drehzahl $n_{m,max}$ begrenzt, siehe Abbildung 2.14 (c). Der Bemessungspunkt des elektrischen Antriebes wird durch das Nenndrehmoment $M_{m,nenn}$ und die Nenndrehzahl $n_{m,nenn}$ angegeben. Für diesen Arbeitspunkt erfolgt die thermische Dimensionierung des Antriebes. Die Reduzierung des Dauerdrehmomentes oberhalb der Nenndrehzahl ergibt sich aus einer konstanten Dauerleistung $P_{m,nenn}$.

$$M_m = \frac{P_{m,nenn}}{n_m} \text{ für } n_m > n_{m,nenn} \quad (2.14)$$

Die verschmolzene Kennlinie des konstanten und des reduzierten Dauerdrehmomentes stellt die Dauer kennlinie dar. Alle Betriebspunkte unterhalb der Dauer kennlinie erlauben einen Dauerbetrieb, bei dem der elektrische Antrieb innerhalb der thermischen Spezifikation arbeitet. Für Betriebspunkte außerhalb der Dauer kennlinie ist die Berücksichtigung der Zeitanteile erforderlich, um einen thermisch sicheren Betrieb zu gewährleisten.

Das Drehzahlband bis zur Nenndrehzahl wird als Grundstellbereich bezeichnet. Oberhalb der Nenndrehzahl erfolgt eine gezielte Beeinflussung des Erregerfeldes mit einem Feldstrom. Das Kennfeld zwischen Nenndrehzahl und Maximaldrehzahl wird Feldschwäcbbereich oder Konstantleistungsbereich genannt und das

Verhältnis mit dem Feldschwächfaktor k_F angegeben:

$$k_F = \frac{n_{m,max}}{n_{m,nenn}} \quad (2.15)$$

Ein elektrischer Antrieb besitzt ein Wirkungsgradkennfeld, das sich aus dem Motorkonzept und der Motorauslegung ableitet. Der Verlauf des Wirkungsgradkennfeldes entspricht einem Muscheldiagramm mit Linien gleichen Wirkungsgrades. Der optimale Bereich des Wirkungsgrades liegt nicht zwingend mit dem Nennarbeitspunkt zusammen.

Zur Minimalausrüstung einer Antriebsarchitektur für dieselektrische Antriebe gehört ein Verbrennungsmotor mit Generator und Gleichrichter sowie Arbeitsantriebe (Fahrtrieb, Nebenantriebe oder Funktionsantriebe) mit Stromrichtern und ein Antriebsstrangmanagement, siehe Abbildung 2.15.

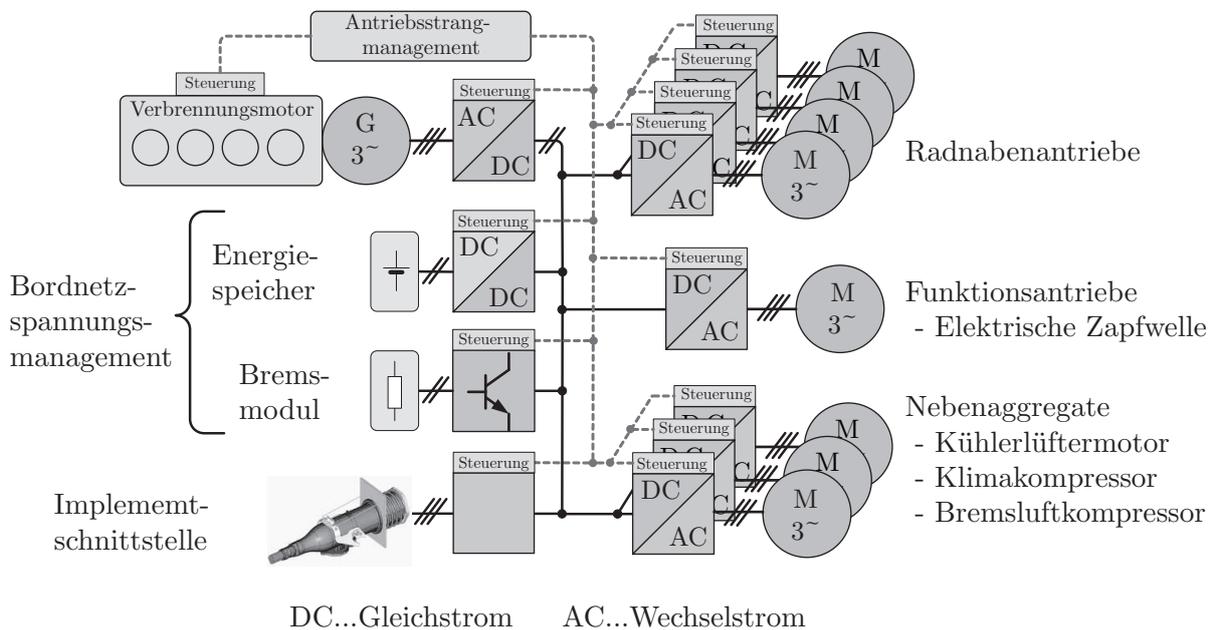


Abbildung 2.15: Generalisierter Systemaufbau für einen dieselektrischen Antrieb

Die Gleichspannungszwischenkreise der Stromrichter werden miteinander verbunden und bilden ein Hochvoltbordnetz. Ein Generator, der an einen Verbrennungsmotor gekoppelt ist, speist das Hochvoltbordnetz über einen Gleichrichter mit elektrischer Leistung. Verbraucher entnehmen sich Antriebsleistung entsprechend den Vorgaben des Antriebsmanagements. Die Fahrmotoren zählen zu den größten Leistungsenken in einem elektrischen Fahrtrieb. Nebenantriebe besitzen generell einen geringen Leistungsbedarf. Als Beispiel für einen elektrischen Funktionsantrieb ist ein Zapfwellenantrieb dargestellt. Als Schnittstelle zu einem Anbaugerät ist eine Steckdose mit variabler Spannungsfrequenz und -amplitude gezeigt. Zum Bordspannungsmanagement gehört ein Bremswiderstand (siehe Kapitel 2.8.1), der die maximal zulässige Spannung infolge unausgeglichener Leistungsflüsse im Hochvoltbordnetz begrenzt.

Der Verbrennungsmotor ist von den Drehzahlen der Verbraucher entkoppelt, wobei die Bereitstellung der Leistung bedarfsgerecht erfolgt. Daraus ergeben sich Funktionalitäten für ein Antriebsstrangmanagement. In der Minimalausrüstung sind drei Betriebsarten des Dieselmotors möglich:

- Betriebspunktverschiebung: Variable Dieselmotordrehzahl, bei gleicher Abgabeleistung; Arbeitspunkte entlang der Leistungshyperbeln
- Kennlinienbetrieb: Dieselmotordrehzahl wird entsprechend der erforderlichen Leistung eingestellt; $n = f(P)$
- Konstantdrehzahlbetrieb: Konstante Dieselmotordrehzahl; Leistung und Drehmoment sind variabel

Ein Energiespeicher (siehe Kapitel 2.8.2) erweitert die Systemfunktionalität zum Hybridsystem. Zwischen Energiespeicher und Hochvoltbordnetz erfolgt eine gesteuerte Entnahme oder Einspeisung von Antriebsenergie. Die Bezeichnung des Antriebssystems ändert sich in Hybridantrieb [119]. Folgende Funktionen lassen sich mit entsprechenden Energiespeichern realisieren:

- die Rekuperation von Bremsenergie
- das rein elektrische Fahren ohne Betrieb des Verbrennungsmotors
- eine Betriebspunktverschiebung des Verbrennungsmotors für optimale Wirkungsgrade
- Antriebsunterstützung durch das Bereitstellen zusätzlicher und dynamischer Antriebsleistung

Um den Leistungsbedarf der Arbeitsantriebe zu decken, muss ein Antriebsstrangmanagement die verfügbaren Leistungen im Antriebsstrang bestimmen und zuteilen. Damit wird ein ausgeglichener Leistungsfluss zwischen Quellen und Senken sichergestellt, wobei die Senke den Leistungsbedarf bestimmt. Die Anzahl an Freiheitsgraden und Komponenteneigenschaften ermöglichen zahlreiche Optimierungsstrategien. Bekannte Untersuchungen zu optimalen Betriebsstrategien sind [2, 5, 14, 42, 114, 146].

2.4.2 Leistungsfluss und Wirkungsgrad

Optimale Wirkungsgrade ergeben sich aus der Komponentenauslegung, dem Einsatzspektrum und der Betriebsstrategie. Tabelle 2.4 zeigt die Antriebskomponente eines elektrischen Antriebskonzeptes mit den auftretenden Wirkungsgradbereichen. Spezifische Auslegungsoptimierungen erlauben eine Verschiebung der Verlustparameter zur Optimierung gewünschter Betriebspunkte [17, 137].

Der Wirkungsgrad η der betrachteten Komponente berechnet sich aus dem Quotient von abgegebener Leistung P_{ab} und zugeführter Leistung P_{zu} .

$$\eta = \frac{P_{ab}}{P_{zu}} \quad (2.16)$$

Die angegebenen Wirkungsgrade beziehen sich auf den Bestpunkt der Komponentenauslegung, der immer dem Nennbetriebspunkt entspricht. Die Angabe des Wirkungsgrades für Hilfskomponenten, die nicht direkt am Leistungsumsatz beteiligt sind, bezieht sich auf die installierte Generatorleistung. Zu den Hilfskomponenten zählen das Kühlsystem und die Steuerungstechnik.

Tabelle 2.4: Übersicht der Komponentenwirkungsgrade und Verlustquellen

| Antriebskomponente | Wirkungsgrad | Wirkungsgradreduzierung durch... |
|---|---------------|--|
| Leistungselektronik [87] | 0,97 ... 0,99 | <ul style="list-style-type: none"> • Schaltverluste • Durchlassverluste • Sperrverluste • Konstantverluste durch Steuerungselektronik • Versorgung der Steuerung • Versorgung und Auswertung von Sensoren |
| Elektromotoren und Generatoren [93, 75] | 0,85 ... 0,96 | <ul style="list-style-type: none"> • Lagerverluste • Stromverluste/Stromwärmeverluste durch ohmschen Widerstand • Ummagnetisierungsverluste: Hystereseverluste und Wirbelstromverluste durch das magnetische Wechselfeld • Gasreibungsverluste • Weitere Verluste: Erscheinungen durch Stromverdrängung in den Wicklungen, Wirbelströme in motornahen Teilen, dielektrische Verluste in der Wicklungsisolierung |
| Getriebe [98] | 0,95 ... 0,98 | <ul style="list-style-type: none"> • Lastabhängige und lastunabhängige Verzahnungsverluste • Lastabhängige und lastunabhängige Lagerverluste • Dichtungsverluste • Planschverluste bei Öltauchschmierung |
| Bremse [21] | 0,98 ... 0,99 | <ul style="list-style-type: none"> • Reibungsverluste durch Öl im Luftspalt von nasslaufenden Lamellenbremsen |
| Kühlsystem | > 0,99* | <ul style="list-style-type: none"> • Pumpenleistung zur Flüssigkeitsumwälzung • Lüfterleistung |
| Fahrzeugsteuerungstechnik | > 0,999* | <ul style="list-style-type: none"> • Fahrzeugsteuerung mit Peripherie • Überwachungs- und Kontrollelemente • Versorgung und Auswertung von Sensoren • Anzeige und Visualisierungshilfe |

* bezogen auf die installierte Generatorleistung

2.5 Elektrische Antriebe für Fahrtriebe

2.5.1 Elektromotoren für Fahrtriebe

Die Ausprägung und Eigenschaften von Elektromotoren sind verschiedenartig aufgrund deren Wirkprinzipien. Abbildung 2.16 zeigt eine systematische Einordnung der Motorentypen nach Gleich- und Wechselstrom. Bei Wechselstromantrieben erfolgen weitere Unterteilungen nach dem Einsatz und der Anordnung des Magnetwerkstoffes sowie der magnetischen Flussführung.

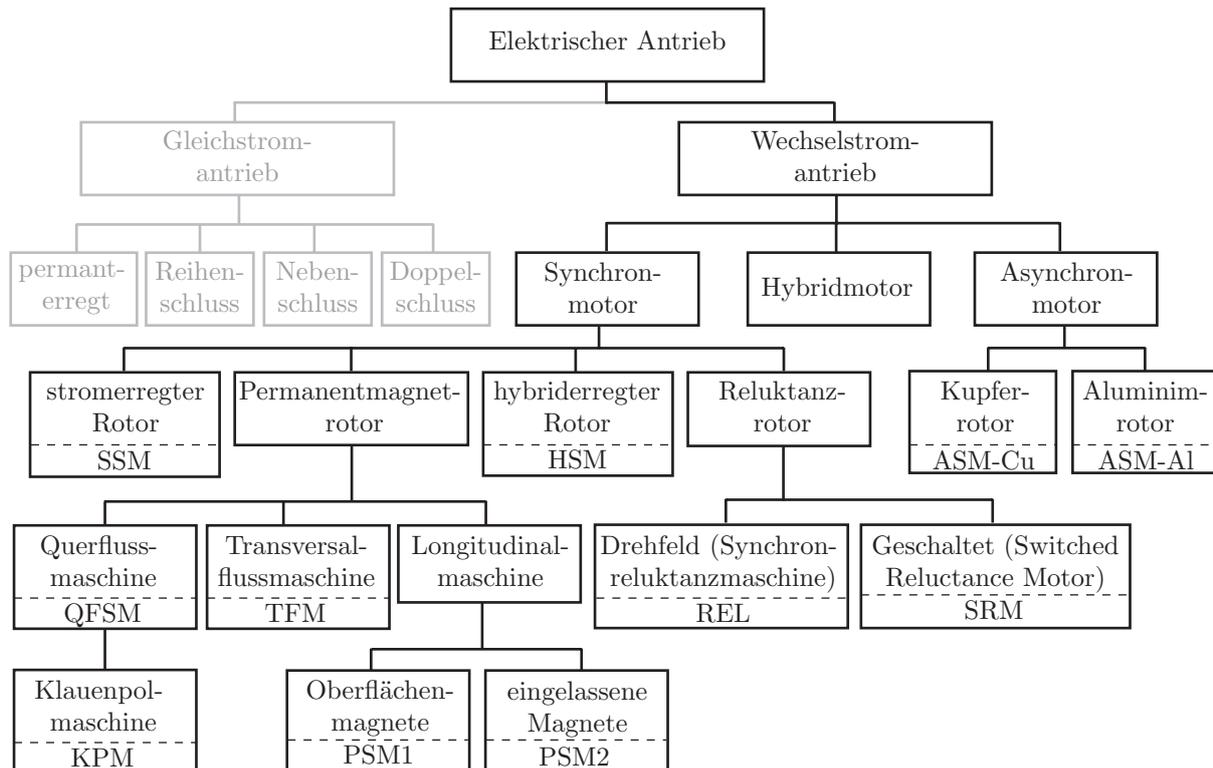


Abbildung 2.16: Tafel zur Einordnung der unterschiedlichen Motorentypen

ZERAOLIA et.al. [152] untersuchen vier Motorentypen, die sich für einen Fahrtrieb eignen, mit den Eigenschaften: Leistungsdichte, Effizienz, Steuerbarkeit, Zuverlässigkeit, technologische Reife und Kosten. Dabei besitzt die ASM Vorteile vor der PSM, SRM und DC-Antrieben. XUE et.al. [151] machen denselben Vergleich mit den Anforderungen: Effizienz, Gewicht, Kosten, Kühlung, maximale Drehzahl, Fehlertoleranz, Sicherheit und Zuverlässigkeit. Bei der Analyse schließt der REL vor PSM, ASM und DC-Antriebe ab. MATHOY [82] untersucht im Rahmen eines Coaster-Projektes nur Motoren mit sinusförmiger Luftfeldverteilung (ASM, PSM und HSM). Motoren mit anderen Feldverteilungen (SRM, DC-Antriebe) wurden bei einer Vorauswahl ausgeschlossen. Ebenso wurden Motoren mit Schleifringen (SSM, DC-Antriebe) nicht betrachtet, da Schleifring- und Bürstentechnologie für zuverlässige Produkte nicht vermarktungsfähig seien. Als Ergebnis einer Topologieuntersuchung für Personentransportfahrzeuge bzw. Lasten- und Servicefahrzeuge (Drehmomentdichte und Feldschwächung) setzte sich die HSM durch. Die HSM setzte sich ebenso bei den Sicherheitsaspekten (Verhalten bei Ausfall, Verfügbarkeit, Überlastbarkeit) durch. Bei der Betrachtung des Entwicklungsrisikos und den -kosten konnte hingegen die ASM punkten. Somit fiel die Wahl bei der abschließenden Auswahlentscheidung auf die ASM. Da sich die HSM nur mit einem geringen Punkteabstand hinter der ASM aufgrund des erhöhten Entwicklungsrisikos einordnete, wurde diese während der Entwicklung

dennoch weiter verfolgt. HACKMANN [51] untersuchte eine ASM, TFM und PSM als Direktantrieb für einen Radnabenantrieb in Schienenfahrzeugen. Die Motoren mit Permanentmagnettechnologie (TFM und PSM) zeigen bezüglich erreichbarer Kraftdichte Vorteile. Eine TFM ist aufgrund der ermittelten Kennwerte nur für ausgewählte Anwendungen mit hohen spezifischen Drehmomenten sinnvoll. Eine kostenmäßig günstige Herstellung erscheint HACKMANN realisierbar. Weiterhin wird zur verlustoptimalen Ansteuerung eine angepasste Motorsteuerung benötigt. Für Rotoren mit geklebten Oberflächenmagneten besteht ein genereller Zweifel der Bahntauglichkeit aufgrund der thermischen und mechanischen Lastspiele im Fahrbetrieb. Um den vorgegebenen Wechselrichter zu nutzen, realisierte HACKMANN eine dreiphasige Anordnung. Typischerweise wird eine TFM in zweiphasiger Konfiguration ausgeführt, um den Rotor mechanisch einfach zu halten [13]. Bauartbedingt besteht dieser aus einer doppelreihigen Anordnung der Magnete je Strang. Damit ein Vier-Quadrantenbetrieb der zweisträngigen Maschine möglich ist, besteht der Stromrichter aus zwei H-Brücken mit acht Leistungsschaltern. Dabei ist jede H-Brücke mit einer Ringspule verbunden. Umfangreiche Untersuchungen zu Bauarten und Parametervariation von TFM für Radnabenantriebe werden von BASERRAH [6] dargelegt. In einer weiteren Veröffentlichung beschreibt BASERRAH [7] ein modulares Statorkonzept für TFM, das eine axiale Verkürzung der Maschine bei gleicher Kraftdichte ermöglicht. Es werden zwei mehrphasige Konzepte vorgestellt, bei denen die Wicklungsmodule am Umfang verteilt werden. VERDE [145] präsentiert eine QFSM (Querfluss-Synchronmaschine) als ein alternatives Konzept zur TFM mit einer hohen Drehmomentdichte. Die Wirkungsweise ist der TFM identisch, wird aber mit einem Pulververbundwerkstoff (SMC - Soft Magnetic Compounds) ausgeführt. Diese Maschine ist somit eine synchrone Drehfeldmaschine mit transversaler Flussführung. Da die Maschine aus drei magnetisch gekoppelten Teilen besteht, kann sie mit einem 3-Phasen-Wechselrichter betrieben werden. Durch Nutzung der SMC weist die QFSM gegenüber der TFM einen einfacheren Aufbau auf. GUO et.al. [49] präsentieren ebenfalls eine QFSM auf Basis von SMC-Material. Die Performance ist vergleichbar zu Motoren mit laminierten (geblechten) Statoren bei nachweisbar geringeren Kosten. Eine Weiterentwicklung der QFSM ist die KPM. Diese weist ausgeprägte Pole auf, die den Luftspalt ausfüllen. In einer weiteren Veröffentlichung vergleichen Guo et.al. [50] eine einphasige KPM mit einer einphasigen QFSM auf Basis von SMC. Die KPM ist mit halb so vielen Permanentmagneten und Kupfermaterial ausgestattet und produziert die halbe elektromagnetische Leistung bei einer gegebenen Rotordrehzahl. Die Firma COMPACT DYNAMICS GmbH besitzt ein Patent [47] für eine KPM mit beeindruckenden Leistungsdaten [92], deren Rotor auf voller Breite mit Permanentmagneten ausgeprägt ist. Die Grundfrequenz des Stromes beträgt 4 kHz bei 40 Polen und einer Drehzahl von 6000 1/min . Mit einer Taktfrequenz der Leistungselektronik von 25 kHz werden besondere Anforderungen an die Peripherie gestellt [91]. Weiterhin besitzt der Motor eine hohe Streuinduktivität, wodurch der Feldschwächbereich mit $k_F = 5$ ausgeprägt ist und der Kurzschlussstrom kleiner als der Nennstrom ist. Vor allem während Fehlersituationen kann mit dem Wechselrichter ein Kurzschluss erzeugt werden, der nicht zur Zerstörung des Antriebs führt. STAUNTON et.al. [137] stellen eine Parameteranalyse für Motoren mit vergrabenen Permanentmagneten (HSM) vor, die für Traktionsanwendungen im Rahmen einer FreedomCAR-Studie ausgelegt wurden. Die elektrischen Maschinen wurden für 30 kW bei einer Nenndrehzahl von 1500 1/min , einer Maximaldrehzahl von 6000 1/min und einer kurzzeitigen Überlast von 55 kW ausgelegt. Neben der ausführlich betrachteten HSM wurden auch Permanentmagnetmotoren in Außenläuferbauform, höherpolige Motoren mit Oberflächenmagneten, Scheibenläufer und Rotoren mit

Oberflächenmagneten in T-Form untersucht. Auf Motoren mit integrierten Magneten im Stator, wie von ZANG et.al. untersucht worden [153], werden bei der Gegenüberstellung in Tabelle 3.3 nicht betrachtet. HACKMANN untersucht eine SSM mit 35 kW für Achshybridantriebe und gibt Antriebswirkungsgrade bis zu 0,93 inklusive Leistungselektronik an [52]. Als besonderer Vorteil wird die Abschaltbarkeit der elektrischen Felderregung im Fehlerfall gesehen, wodurch der Motor höchste Sicherheitsanforderungen erfüllt. Nachteilig zeigt sich die Abführung der Verlustleistung bei Dauerleistung infolge der Erregerströme aus dem Rotor in einem gekapselten System. Messergebnisse zeigen einen deutlichen Temperaturanstieg bis 138°C bei einem drehenden Rotor. Für den stehenden Rotor stellt sich keine Verharrungstemperatur ein. Eine Aufwertung der Erkenntnis folgt aus den hohen Zeitanteilen mit geringer Motorauslastung, wodurch der Rotor eine geringere Erwärmung erfährt. Der zusätzlich benötigte Bauraum für den Schleifringübertrager spielt bei Achsantrieben keine Rolle, muss hingegen bei Radantrieben mit begrenztem axialem Bauraum bedacht werden. Zur Speisung der Erregerwicklungen mit einem Erregerstrom ist neben dem Schleifringssystem ein Tiefsetzsteller vorzusehen. Der zusätzliche technische und kostenmäßige Aufwand erscheint dem HACKMANN vertretbar.

Alle Motorentypen verfügen über vorteilhafte Eigenschaften. Um den optimalen Motor für eine Anwendung zu wählen, ist eine Gegenüberstellung der relevanten Motoren mit konkreten Anwendungskriterien erforderlich.

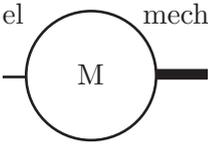
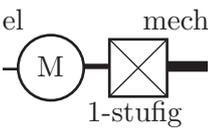
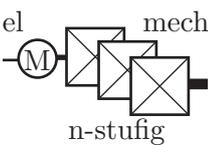
2.5.2 Langsam- oder schnelldrehender Motor?

Unabhängig von den Maßnahmen der Drehzahl-Drehmoment-Wandlung zur Kennfeldanpassung lassen sich Elektromotoren als langsam- oder schnelldrehenden Antriebe ausführen. Eine Vergrößerung der Motordrehzahl führt zu kleineren Drehmomenten, wodurch das Motorvolumen sinkt und die Leistungsdichte steigt. Hingegen steigt der Aufwand für das Getriebe. Bei der Antriebsgestaltung entstehen Wechselwirkungen, die bei der Wahl des optimalen Systems zu berücksichtigen sind. Tabelle 2.5 listet die Vor- und Nachteile der jeweiligen Konzepte auf.

DOPPELBAUER stellt Untersuchungen zum Vergleich von Direkt- und Getriebeantrieben mit Wirkungsgrad, Gewicht, Bauvolumen, Leistungsdichte und Kosten vor [32]. Der Wirkungsgrad ist bei allen Topologien vergleichbar. Was der Direktantrieb an Getriebeverlusten einspart, muss bei niederen Statorfrequenzen im unteren Drehzahlbereich in Form von Stromwärmeverlusten aufgeschlagen werden. Bei den Eigenschaften Bauraum und Gewicht punktet ein ringförmiger Getriebemotor mit dem besten Volumenverhältnis. Die Kraft einer elektrischen Maschine bezogen auf die Luftspaltfläche, auch Drehschub τ_{Schub} genannt, beträgt 10 kN/m² bis 60 kN/m². Planetengetriebe besitzen hingegen eine Kraftdichte von 5000 kN/m² bezogen auf die Mantelfläche des Endrades. Die spezifischen Kosten betragen für Asynchronmaschinen 3 – 4 €/Nm und für Synchronmaschinen 3 – 20 €/Nm. Dagegen werden die spezifischen Kosten für Servo-Planetengetriebe mit 1 – 3 €/Nm angegeben. Für Großantriebe werden sogar 0,1 €/Nm genannt.

Als Fazit bleibt festzuhalten, dass die Gegenüberstellung der Wirkungsgrade kein optimales Antriebskonzept hervorhebt. Aufgrund der hohen Drehmomente sind Anpassungsgetriebe zur Steigerung der Leistungsdichte und Reduzierung der Kosten unbedingt erforderlich. Die weiteren Vor- und Nachteile sind anwendungsspezifisch zu bewerten und mit einem methodischen Variantenvergleich abzuwägen.

Tabelle 2.5: Gegenüberstellung von Direktantrieben und Getriebeantrieben

| | Vorteil | Nachteil |
|---|--|---|
| <p>Langsamläufer/ Direktantrieb/ Hochdrehmo- ment</p>  | <ul style="list-style-type: none"> • Direktes Antreiben des Rades ohne zusätzliche Getriebeverluste und Getriebschmierstoffe • Einfacher Aufbau der Antriebseinheit • Geringe Anzahl an Lagerstellen • Hohe Lebensdauer und Verschleißfreiheit | <ul style="list-style-type: none"> • Hoher Materialeinsatz (Kupfer, Elektroblech und Magnetmaterial) • Bremsanlage mit hohem Drehmomentbedarf • Lager mit großen Durchmessern meist notwendig • Angepasste Felgenkonstruktion erforderlich • Spezielle Auslegung des Motors auf eine Anwendung erschwert die Übertragbarkeit und Realisierung eines modularen Baukastens |
| <p>Torquemotor mit Getriebe</p>  | <ul style="list-style-type: none"> • Geringe Motormasse und optimale Ausnutzung der möglichen Leistungsdichte • Kleine Bremse auf der Getriebeeingangsseite möglich • Änderung der Raddrehzahl durch Anpassung der Getriebeübersetzung • Verwendung einer Standardfelge möglich | <ul style="list-style-type: none"> • Zusätzliche Masse und höhere Komplexität durch das Getriebe • Zusätzlicher Lageraufwand |
| <p>Schnellläufer mit mehrstufiger Getriebeüber- setzung</p>  | <ul style="list-style-type: none"> • Geringste Motormasse und höchste Leistungsdichte • Bremse lässt sich an einer Getriebestufe mit optimalem Drehzahl-Drehmoment-Verhältnis anordnen • Änderung der Raddrehzahl durch Anpassung der Getriebeübersetzung • Verwendung einer Standardfelge möglich | <ul style="list-style-type: none"> • Sehr hohe Komplexität durch ein mehrstufiges Getriebe • Hohe kinetische Energien der rotierenden Komponenten • Antrieb kann verschiedene Schwingungen anregen • Antriebe benötigen eine große axiale Länge • Aufwendige Lagerung durch hohe Drehzahlen • Aufwendige Kühlung des Getriebes durch aktive Ölnebeleingabe |

2.6 Leistungselektronik für den mobilen Einsatz

2.6.1 Stromrichter

Der Stromrichter ist ein zentrales Element in einem elektrischen Antriebssystem. Zum einen ist ein effizientes Übertragungsverhalten gefordert und zum anderen bestimmt die Software das Dynamikverhalten des Antriebssystems. In Abbildung 2.17 ist die Topologie eines Zwei-Punkt-Wechselrichters dargestellt, wie er in Traktionsantrieben zur Anwendung kommt.

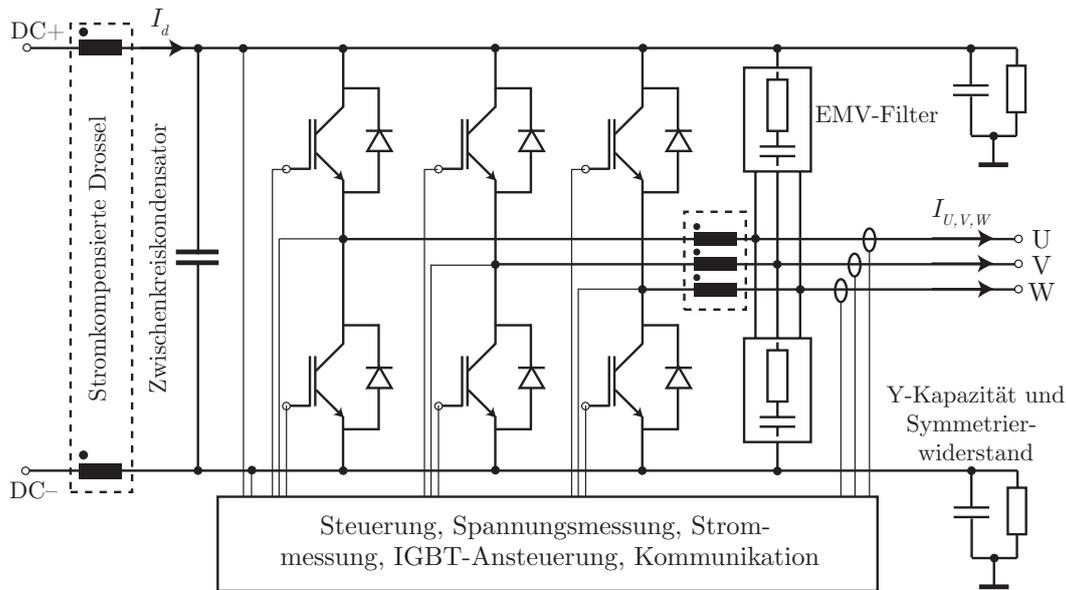


Abbildung 2.17: Topologie eines Zwei-Punkt-Wechselrichters für Traktionsantriebe

Dieser besteht aus einem Leistungsteil mit Steuerplatine, einem Zwischenkreiskondensator, Strom- sowie Spannungssensoren und Endstörkomponenten. Temperatursensoren und Kühlmethodik sind zur Übersichtlichkeit in der Abbildung nicht dargestellt. Der Leistungsteil, bestehend aus den Leistungshalbleitern (IGBTs), schaltet die Zwischenkreisspannung pulsartig auf die Phasen U, V und W, um einen Stromfluss zu generieren. Die gegensinnigen Dioden dienen als Freilaufdioden und ermöglichen einen Stromfluss für induktive Lasten. Der Zwischenkreiskondensator dient der Pufferung und der Stabilisierung der Zwischenkreisspannung. Am Kondensator erfasst ein Spannungswandler die Zwischenkreisspannung. Am Ausgang des Wechselrichters wird der fließende Strom jeder Phase vorzugsweise mit Closed Loop Hall Effect Stromwandlern gemessen, die ein großes Frequenzspektrum, kurze Ansprechzeiten und eine geringe Temperaturdrift besitzen. EMV-Filter dämpfen die elektromagnetischen Emissionen während der Schaltvorgänge infolge der steilen Spannungsanstiege. Die Y-Kondensatoren zwischen Zwischenkreis und Gehäuse dienen der Entstörung der elektromagnetischen Emissionen, die zwischen Wechselrichter und Motor sowie am Motor entstehen. Die beiden Symmetrierwiderstände dienen zur Symmetrierung des Gleichspannungszwischenkreises zum Gehäuse. Bei der Auslegung der Widerstände ist darauf zu achten, dass die Entladung des Zwischenkreiskondensators schneller erfolgt als die Y-Kondensatoren. Am Eingang und Ausgang des Wechselrichters sind stromkompensierte Drosseln zur Unterdrückung hochfrequenter Störemission dargestellt. Die Steuerplatine umfasst einen Mikrocontroller, Treiberbausteine zur Ansteuerung der IGBTs, eine Auswerteeinheit für die Messgrößen und eine Kommunikationsschnittstelle.

2.6.2 Spezifische Anforderungen der Stromrichtertechnik in mobilen Anwendungen

Die Leistungsdichte von Stromrichtern hat sich seit 1970 alle 10 Jahre verdoppelt [73]. 85 % des Volumens eines modernen Stromrichters setzt sich zusammen aus: 50 % Luft, 17 % Kühlung und 18 % Zwischenkreiskomponenten (ZK-Kondensator, Verschienung und EMV-Filter) [81]. Lediglich 15 % des Volumens nehmen Leistungshalbleiter, Aufbautechnik, Sensorik, und Steuerungstechnik ein. Mittels einer konsequenten Komponentenintegration lässt sich die Leistungsdichte eines Wechselrichters in Kombination mit einer Anwendungsintegration auf 75 kW/dm^3 steigern [78]. Eine Fortführung des Trends wird durch die Kühlkonzepte und die passiven Komponenten, wie Zwischenkreiskondensatoren und Filterelemente, begrenzt [73]. Im Allgemeinen ist die Kostenreduzierung des Stromrichters das dominierende Entwicklungsziel. Werden die Parameter - Kosten, Größe, Gewicht und Effizienz der Stromrichter - im Detail betrachtet, wird deutlich, dass neben den Leistungshalbleitern auch die notwendigen Kühlmaßnahmen, die Steck- und Verbindungstechnik, sowie die passiven Komponenten von besonderer Bedeutung sind [81]. Die Materialkosten eines wassergekühlten, integrierten Stromrichters ohne Gehäuse und ohne Hochvoltstecker teilen sich auf in: 25 % für Sensoren und Steuerungstechnik, 30 % für Leistungshalbleiter, 20 % Aufbautechnik und Kühlung sowie 25 % für Zwischenkreiskomponenten. In diesem Fall ist eine motornahe Platzierung vorausgesetzt.

Eine geforderte Lebensdauer für mobile Leistungselektronik im Automobilbau wird mit $10\,000 \text{ h}$ ($300\,000 \text{ km}$) geschätzt [78]. Dies entspricht auch der Lebensdauer von Traktoren.

Der Wirkungsgrad für Stromrichter wird mit $0,97 \dots 0,99$ angesetzt. Eine hohe Integration der Bauteile und Verkleinerung der Halbleiterflächen erfordern dennoch besondere Maßnahmen bei der Gestaltung des thermischen Widerstandes zwischen der Sperrschicht des Halbleiters und dem Wärmeübergang zum Kühlmedium. Ein effizienterer Wärmeübergang führt zu einer deutlichen Leistungssteigerung, die auch den Kostenanteil von 50 % für Leistungselektronik mit Kühlung und Aufbautechnik reduziert [80]. BUTTAY et.al. [22] präsentiert eine Sandwich-Struktur zur doppelseitigen Kühlung eines Leistungshalbleiters. Es wird eine Reduktion des thermischen Widerstandes zwischen Sperrschicht und Gehäuse von 60 % gegenüber konventionellen Modulen nachgewiesen.

Eine weitere Möglichkeit zur effizienteren Nutzung des Halbleitermaterials (höhere Leistung oder geringere Chipfläche) liegt in der Anhebung des Temperaturniveaus. Das Ziel bei der Kühlung der Stromrichter ist die Nutzung des Kühlwasserkreislaufes des Verbrennungsmotors mit einer Nenntemperatur von 90°C . Das soll die Zahl der zusätzlichen Bauteile minimieren, die Leistungsdichte durch kleine Kühlerflächen steigern und einen höheren Temperaturgradienten zur Umgebungsluft schaffen. Aus Sicht der Lebensdauer ist jedoch ein Temperaturzyklus von 40 K bis 50 K erlaubt, woraus eine maximale Kühlmitteltemperatur von 70°C und eine Sperrschichttemperatur von 120°C resultiert [81]. Bei Temperaturen über 70°C sind Leistungsbeschränkungen wirksam [3]. Die Lebensdauereinschränkung entsteht wesentlich aus dem Chip-Bonding und der Verbindungstechnik. Die geringe thermische Zeitkonstante der Leistungshalbleiter überführt jede Leistungsbeanspruchung in eine deutliche Temperaturänderung. Die erforderliche Zyklenzahl entspricht der Brems- und Beschleunigungsmanöver. MÄRZ gibt $3\,000\,000$ Temperaturwechselzyklen an, die eine Temperaturänderung von 30 K bis 40 K erfordern [78]. Eine Reduzierung des Temperaturniveaus ergibt sich ebenso aus der Temperaturstabilität der wirtschaftlich darstellbaren Verpackungsmaterialien. Die zulässige Sperrschichttemperatur für Silizium-Leistungshalbleiter beträgt 150°C bis 175°C [22] und bietet ausreichend Temperaturreserve. Forschungsarbeiten zur Verbesserung der Temperaturwechselfestigkeit

konzentrieren sich dabei auf das Ersetzen von Lötverbindungen, dem Einsatz von drahtlosen Verbindungen und einer verbesserten Aufbautechnik [81].

Der Stand der Technik für Leistungselektronik zeigt, dass für die Anwendung der Technologie in mobilen Anwendungen vielversprechende Forschungsergebnisse vorhanden sind. Diese Entwicklung wird ebenso durch leistungsfähige, kommerzielle Produkte bestätigt.

2.7 Anpassen der Motorenkennlinie an das Kennfeld des Fahrtriebs

Neben einer stufenlosen Verstellung der Abtriebsdrehzahl, einer hohen Effizienz und Leistungsdichte ist für Fahrtriebe in Traktoren ein Konstantleistungsbereich (Getriebespreizung) mit einem Wert von 10 bis 16 (siehe Kapitel 2.3.1) gefordert. Um die gestellten Anforderungen zu erfüllen, sind ein Zusammenspiel und die Abstimmung aller Elemente eines elektrischen Antriebssystems erforderlich. Im Nachfolgenden sind unterschiedliche Maßnahmen für *Getriebe*, *Motor* und *Stromrichter* zusammengefasst.

2.7.1 Umschaltbare Getriebe

Zur Anpassung von Drehzahl und Drehmoment zwischen An- und Abtrieb erfolgt eine Umschaltung der Getriebeübersetzung. Ein wesentlicher Vorteil von Schaltgetrieben ist, dass sich der optimale Wirkungsgradpunkt des Antriebsmotors auf alle Übersetzungsstufen abbildet. Die Kombination eines Elektromotors mit einer Getriebeübersetzung führt zwangsläufig zu leistungsdichten und kostengünstigen Antrieben [32]. SINKKO stellt einen schaltbaren Planetensatz für einen elektrischen Radnabenantrieb mit einem Übersetzungsverhältnis von 1 : 1 und 3,64 : 1 vor [132]. In der Realisierung sind zwei Klauenkupplungen vorgesehen, die entsprechend der Betätigung den Planetensatz einbinden oder überbrücken, siehe Abbildung 2.18 (1).

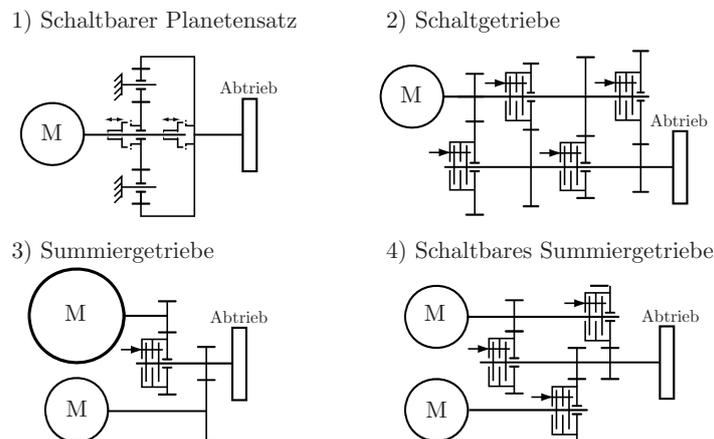


Abbildung 2.18: Endantriebsarchitekturen mit einem schaltbaren Planetensatz (1) nach SINKKO [132] und mit Schaltgetrieben (2, 3, 4) nach RINCK [122]

Während der Umschaltung sind eine Ablaufsteuerung zum diskreten Öffnen und Schließen der Kupplungen sowie eine exakte Synchronisation der Drehzahlen erforderlich, wodurch sich eine Drehmomentunterbrechung ergibt. RINCK [122] gibt eine Anwendungsübersicht zu Getriebestrukturen für hydraulische Antriebssysteme, die sich ebenso auf elektrische Antriebssysteme übertragen lässt. Die einfachste Anpassung (2) der Drehzahl-Drehmoment-Charakteristik erfolgt mit Schaltgetrieben, siehe Abbildung 2.18. Die Anzahl der schaltbaren Übersetzungen erlaubt eine feinere Abstufung und eine Anhebung der Maximaldrehzahl.

Für eine ruckfreie Umschaltung ist eine exakte Synchronisation erforderlich. Ein entsprechendes Konzept wird von THOMPSON vorgestellt [142]. Entsprechend der Komplexität und des verfügbaren Bauraumes erlauben Summiergetriebe in Mehrmotorenbauweise eine erweiterte Abdeckung des Fahrtriebskennfeldes bei erhöhter Funktionalität. Bei der Verwendung von Motoren unterschiedlicher Baugröße (3) wird der drehmomentstärkere Motor mit der kleineren Maximaldrehzahl oberhalb seiner Maximaldrehzahl vom Getriebe getrennt. Der zweite Antrieb dient zur Abdeckung des Kennfeldes im Antriebskennfeld höherer Drehzahlen. Bei einem schaltbaren Summiergetriebe (4) werden die Kennfelder der parallel arbeitenden Motoren dynamisch an den Abtrieb angepasst. Diese Topologie besitzt die größte Variabilität, benötigt jedoch ein automatisiertes Umschaltmanagement zur Betätigung der Kupplungen und Aktivierung der Motoren.

2.7.2 Motor

Die Methoden zur aktiven Beeinflussung der Motorcharakteristik sind die *Anpassung von Induktion und Induktivität* sowie der *Wicklungsverschaltung*.

KRAßER[74] stellt ein Verfahren vor, bei dem der Rotor mit Permanentmagneten in Scheiben unterteilt ist, siehe 1) in Abbildung 2.19. Die Scheiben sind zueinander verdrehbar und ermöglichen die Änderung des kumulierten Rotorflusses. WOHL-BRUHN [149] stellt eine PSM mit drehbaren Magneten vor, die eine Stärkung und Schwächung des magnetischen Feldes ermöglicht, siehe 2) in Abbildung 2.19. Für kleine Drehzahlen wird das Magnetfeld durch eine gleiche Ausrichtung der Magnetisierungsrichtung gestärkt. Bei größeren Drehzahlen wird die Ausrichtung entsprechend eingestellt, sodass die Magnetisierung reduziert wird. Die beiden Methoden setzen einen zusätzlichen Aktuator voraus, wodurch zusätzlicher Bauraum gefordert wird und die mechanische Komplexität steigt.

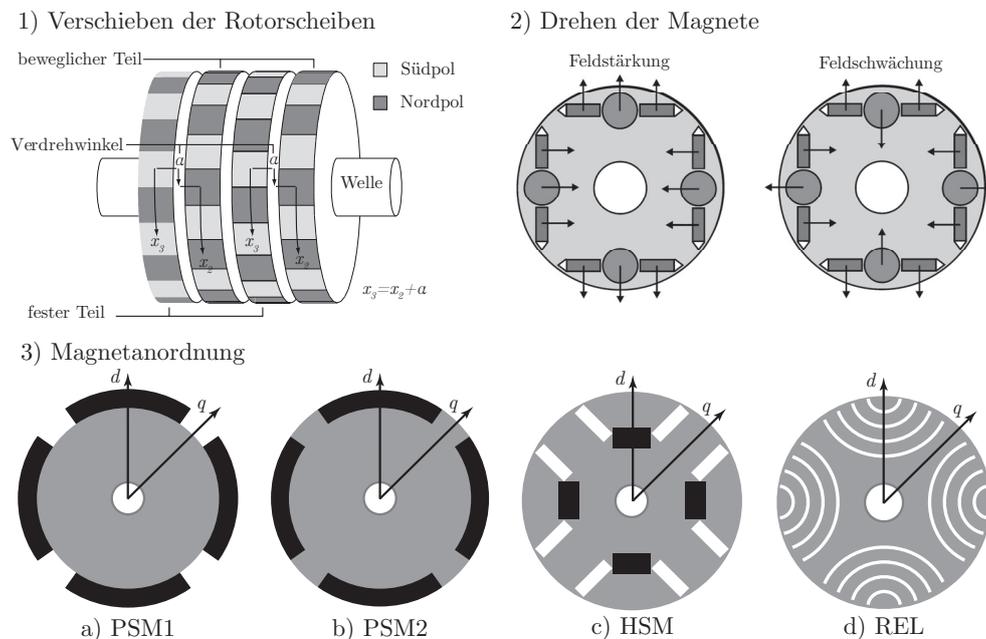


Abbildung 2.19: Motorische Maßnahmen zur Beeinflussung der Motorcharakteristik: 1) Verschieben der Rotorscheiben [74]; 2) Drehen der Magnete [149]; 3) Magnetanordnung [25]

Die Ziele bei der Einbettung der Permanentmagneten in den Rotorquerschnitt sind die gezielte Auslegung von Längs- und Querinduktivität für ein besseres Feldschwächverhalten und der Ausnutzung der Reluktanzkraft

für höhere Leistungsdichten, siehe 3) in Abbildung 2.19. Das Rotordesign besitzt einen maßgeblichen Einfluss auf das Drehmomentverhalten und die Abgabeleistung. Ermöglicht die Rotorgeometrie eine Vergrößerung der Magnetoberfläche, wird das Drehmoment aufgrund der höheren Luftspaltinduktion angehoben [13]. Bei der Wahl der Rotorgeometrie ist neben der Kennfeldcharakteristik auch die Drehzahl-Wirkungsgrad-Wechselwirkung zu berücksichtigen. So besitzt jede Rotorkonfiguration einen anderen Wirkungsgradcharakter. COLOTTI [25] vergleicht die Kennfelder der vier Synchronmotoren PSM1, PSM2, HSM und REL. Bei PSM2 und HSM, die ein hohes Feldschwächvermögen besitzen, kommt es bei einem Ausfall der elektrischen Felderregung und hohen Drehzahlen zu einem Überschreiten der zulässigen Systemspannung. Die Folgen sind Komponenten- und Systemdefekte aufgrund von Überspannung. Als Systemschutzmaßnahmen werden in stationären Anlagen entsprechende Mechanismen vorgesehen, die beispielsweise bei Netzausfall die Motorleitungen kurzschließen, um die Überspannung zu vermeiden. In Fahrtrieben sind Maßnahmen des Kurzschlusses nicht realisierbar aufgrund der Beeinflussung der Fahrdynamik.

Die Wicklungsverschaltung legt die Anzahl und die Verschaltung der wirksamen Statorwindungen an der energetischen Umsetzung zwischen elektrischem Kreis (Strom, Spannung) und magnetischem Kreis (Durchflutung, magnetischer Fluss) fest.

Im Bereich der Asynchronmotoren hat sich die Stern-/Dreieckumschaltung zur Erweiterung des Drehzahlbereiches durchgesetzt. KUME [76] zeigt eine Erweiterung des Feldschwächbereiches auf einen Wert von $k_F = 12$ mittels Stern-Dreieck-Umschaltung, ohne Anpassungen am Stromrichter zu tätigen, vgl. Abbildung 2.20. Die Umschaltung erfolgt während der Beschleunigungsphase mit einem Aussetzen der Drehmomenterzeugung für 100 ms bis 150 ms . Während der Umschaltung verbleibt ein magnetischer Fluss im Rotor trotz abgestelltem Strom, der Stromspitzen am Wechselrichter bei ungenauer Rotorlagebestimmung hervorruft und zu Zerstörung führt. NAKAMURA [97] zeigt für eine ASM eine ungleiche Aufteilung der Wicklungszahlen für einen geteilten Wicklungsstrang im Teilungsverhältnis von $3/5$, um das Motorkennfeld optimal an den Prozess anzupassen.

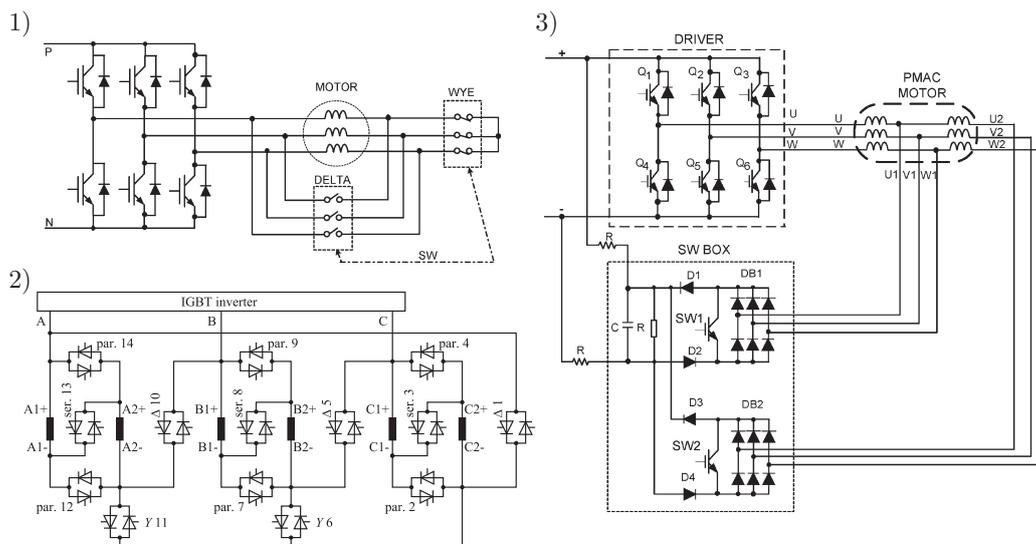


Abbildung 2.20: Methoden zur Wicklungsumschaltung: 1) Stern-Dreieck-Umschaltung nach [76]; 2) Wicklungsumschaltung mit Thyristoren nach [101]; 3) Sternpunktumschaltung nach [140]

WÄLTERMANN [146] hat für einen hybriden Antriebsstrang für PKW eine Stern-Dreieck-Umschaltung simuliert, die eine Schaltpause von 300 ms benötigt. Die Ergebnisse zeigen eine deutliche Schaltunterbre-

chung, die einen Abfall der Fahrzeuggeschwindigkeit bewirkt und aufgrund des Lastabwurfverhaltens die Zwischenkreisspannung auf Leerlaufniveau ansteigen lässt.

NIPP [101] untersuchte eine elektronische Schaltung mit Thyristoren zur Umschaltung der Motorwicklungen in Reihen-, Parallelschaltung für Stern- und Dreieckkonfiguration. Die synchronisierten Schaltübergänge werden sequenziell bei Stromnulldurchgang ohne Drehmomentabschaltung realisiert. Für die Umschaltung werden 14 bidirektionale Thyristoren mit Ansteuerungselektronik benötigt. Da Thyristoren bei Unterschreitung eines Haltestromes abschalten, muss ein permanentes Pulsen an der Gate-Elektrode ein Einschalten ermöglichen. SWAMY et.al. [140] vergleichen mögliche Schaltungskonfigurationen zur Windungsumschaltung. Als Arbeitsergebnis wird eine Schaltung präsentiert, die unterschiedliche Sternpunkte für segmentierte Statorwicklungen verschaltet. Als Schalter werden IGBTs als Leistungshalbleiter genutzt, die eine schnelle Umschaltung ermöglichen. Messergebnisse zeigen, dass die Pause der Drehmomentabschaltung unter 1 ms keinen Einfluss auf die Maschinendynamik besitzt. Die Integration von Freilaufdioden mit einer Dämpferschaltung verhindert Spannungsspitzen am Wechselrichter während Schaltvorgängen. OTADUY et.al. [107] stellen Forschungsergebnisse für eine Antriebsstrangsimulation für PKW vor, welche die Vorteile einer Windungsumschaltung bei Fahrsituationen mit einer hohen Drehmomentanforderung der PSM hervorheben. Weiterhin wird eine Schaltung simuliert, die eine Reihen-Parallel-Umschaltung der Motorwicklungen ermöglicht. Zur Vermeidung von Spannungsspitzen am Wechselrichter wird eine aktivierbare Freilaufschaltung integriert, die während des Umschaltvorganges betätigt wird. Die vorgeschlagene Schaltung basiert auf dem Prinzip nach SWAMY, wobei die drei Wicklungsstränge in der Mitte aufgetrennt sind und aus dem Motor herausgeführt werden. Die Parallelschaltung der Wicklungen erfordert einen Umfang von neun Schaltern. Pro Phase wird eine hybride, elektronisch kommutierte, mechanisch betätigte Scheibe vorgeschlagen, die die Verschaltung der Motorwicklungen realisiert und eine Triggerung des Freilaufkreises auslöst.

2.7.3 Stromrichter

Die Maßnahmen zur Kennfeldanpassung mittels Stromrichter umfassen die Maßnahmen: *Anhebung der Versorgungsspannung* und *feldorientierte Regelung*.

Die Anhebung der Versorgungsspannung dient der Aufrechterhaltung der Spannungsreserve zur induzierten Motorspannung, wodurch eine Erhöhung der maximalen Motordrehzahl erreicht wird [140].

Mit Hilfe einer feldorientierten Regelung werden der drehmoment- und feldbildende Strom (i_d , i_q) unabhängig voneinander geregelt [110]. Entsprechend der Motorspannungsgleichung nach Gleichung A.14 reduziert sich die Klemmenspannung des Motors durch die Einprägung eines negativen i_d -Stromes. Im Luftspalt baut sich ein stromerregtes Magnetfeld auf, das dem Magnetfeld der Permanentmagneten entgegenwirkt (Feldschwächung). Die Charakteristik des realisierbaren Motorkennfeldes ist abhängig von den Induktivitäten. Die Hauptinduktivität des Luftspalts und die Streuinduktivitäten ergeben sich aus der Motorkonstruktion [94].

Für die Realisierung einer variablen Leistungswandlung zwischen der elektrischen Versorgung und der Abtriebswelle stehen umfangreiche Technologien zur Verfügung, die Vor- und Nachteile besitzen. Der Einsatz und die Realisierbarkeit der Lösungen sind von der Anwendung abhängig und muss durch eine Gegenüberstellung und Kombination der Technologien bewertet werden.

2.8 Elektrische Zusatzkomponenten

Die elektrischen Zusatzkomponenten sind Elemente des Bordspannungsmanagement und dienen dem Antriebsmanagement, der Zwischenkreisregelung sowie der Spannungsbegrenzung im Zwischenkreis.

2.8.1 Bremsmodul

Bremsmodule begrenzen die Zwischenkreisspannung bei einem unausgeglichene Leistungsfluss zwischen den Antriebskomponenten. Dieser tritt auf, wenn Antriebe im Antriebssystem mehr generatorische Leistung erzeugen als von anderen aufgenommen werden kann. Ein Bremsmodul ist direkt mit dem Gleichspannungszwischenkreis verbunden, siehe Abbildung 2.21, und besteht aus einem Bremswiderstand, einem Leistungsschalter (Bremschopper), einer Freilaufdiode und Steuerungselektronik. Eine zusätzliche Zwischenkreiskapazität C_{BC} dient der Spannungsstabilisierung bei aktiviertem Bremschopper. Steigt die Spannung im Gleichspannungszwischenkreis über ein definiertes Niveau, beginnt der Leistungsschalter mit dem pulsartigen Zuschalten des Bremswiderstandes an den Gleichspannungszwischenkreisen. Die Pulsweite bestimmt die Dauer des fließenden Stromes. Die Freilaufdiode schützt den Leistungsschalter vor Spannungsspitzen.

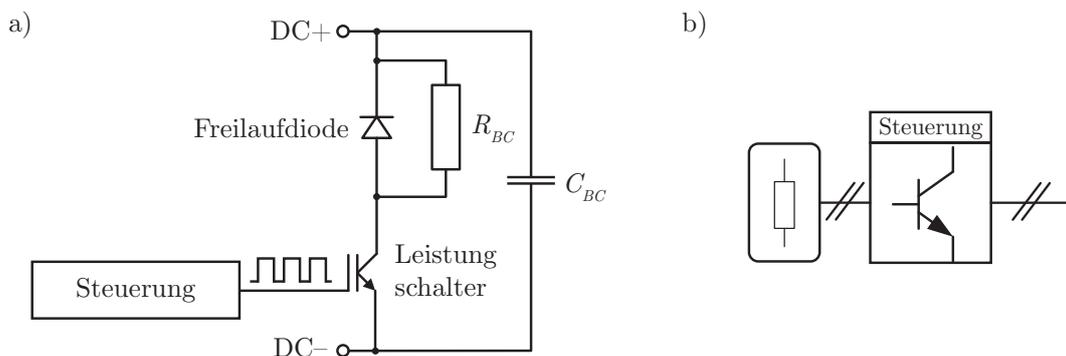


Abbildung 2.21: Aufbau eines Bremsmoduls a) Verschaltung der Komponenten b) Prinzipmodell

Der maximale Wert des Bremswiderstandes $R_{BC,max}$ wird durch die maximale Bremsleistung $P_{B,max}$ und die Zwischenkreisspannung U_{ZK} definiert, bei der der Bremschopper arbeitet.

$$R_{BC,max} = \frac{U_{ZK}^2}{P_{B,max}} \quad (2.17)$$

Zur Abführung der anfallenden Wärmeenergie ist zwischen einer Luft- und Flüssigkeitskühlung nach den Kriterien aus Kapitel 3.2.5 zu wählen. Die Einbindung des Bremswiderstandes in ein Flüssigkeitskühlsystem erfordert die Berücksichtigung der anfallenden Wärmemenge bei der Auslegung des Kühlers. Wenn es sich bei einem Bremswiderstand um eine Systemkomponente handelt, die sicherheitskritische Funktionen, wie Fahrzeugbremsen, übernimmt, muss eine Zustandsüberwachung erfolgen.

2.8.2 Energiespeicher

Energiespeicher lassen sich entsprechend ihrer Energie- und Leistungsdichte in ein Ragone-Diagramm einordnen [23]. Diese Darstellung zeigt die Energieabgabe eines Speichers bei konstanter Leistung. Zwischen hoher Leistungsabgabe und hoher Energiedichte tritt bei allen Speichern eine Diskrepanz auf. Eine ausführliche Bewertung und Gegenüberstellung von Energiespeichern wird von Mathoy [82] erarbeitet. Superkondensatoren als Speicher mit einer geringen Energiedichte (100 J/kg) besitzen eine hohe Leistungsdichte (10^6 W/kg), die einen dynamischen Leistungsfluss erlaubt. Hingegen verfügen Batterien über hohe Energiedichten (10^6 J/kg) mit geringer Leistungsdichte (100 W/kg), wodurch diese als Langzeitspeicher dienen.

Für Landmaschinen mit längeren Betriebszyklen besitzen alle elektrischen Speichermedien zu geringe Energiedichten. Als Kurzzeitspeicher für Boost-Phasen oder Unterstützung des Dieselmotors zur Beschleunigung eignen sich Energiespeicher mit hohen Leistungsdichten, wie Lithium-Ionen Batterien, Supercaps oder Schwungradspeicher. Einsatzerfahrungen mit einer $11,5 \text{ kWh}$ Lithium-Ionen Batterien schildert TRÖSTER [143]. Demnach eignet sich dieses Speicherkonzept in Traktoren zur Steigerung der Performance, des Komforts und der Funktionalität sowie Senkung des Kraftstoffverbrauchs und der Emissionen.

3 Konzeption und Entwicklung eines Einzelradantriebes

3.1 Spezifische Anforderungen an den dieselektrischen Fahrtrieb

Zur Konzeption eines technischen Systems gehört die Beschreibung der technischen und funktionellen Anforderungen an System- und Komponentenparameter in Form eines Lastenheftes. Da es sich bei der Fahrtriebsentwicklung um die Modifikation eines vorhandenen Fahrzeuges handelt, wurde der größte Teil der Anforderungen von der Basismaschine Rigitrac SKH 120 übernommen. Die Erweiterungen bezüglich des Einzelradantriebes wurden im Rahmen eines Vorentwicklungsprojektes erstellt und im Projektverlauf konkretisiert. Der Hauptfokus lag bei der stufenlose Drehzahlstellung am Rad einhergehend mit der Integration des Radnabenantriebes in den verfügbaren Felgenbauraum.

Die Hauptanforderungen für den Fahrtrieb lassen sich folgendermaßen zusammenfassen:

- Dieselmotornennleistung: 96 kW nach [63]
- Verwenden des Felgentypes: R28 W18L mit dem Reifen: Michelin XeoBib VF 520/60 R28 ($r_r = 0,579\text{ m}$)
- Achsschenkelenkung und Einzelradaufhängung für alle Räder
- Leermasse 4300 kg / Zulässige Gesamtmasse 7000 kg
- Unterbringung des Radantriebes innerhalb der Felge
- Stufenloses Fahren ohne Zugkraftunterbrechung
- Geschwindigkeitsbereich des Fahrtriebs: -30 km/h bis 50 km/h
- Bereitstellung der gesamten Dieselmotorleistung an einer Achse ab 6 km/h

Die Grundanforderungen an das Antriebssystem sind in Kapitel A.1 zusammengefasst. Die Kategorisierung erfolgt in Bauumgebung, Funktion, Struktur, Qualität und Herstellung sowie Inbetriebnahme. Die Art der Ausbildung wird in Forderung F und Wunsch W unterschieden.

3.2 Systementwurf

Das Zugkraftvermögen einer Arbeitsmaschine ist neben der verfügbaren Antriebsleistung vor allem von der Fahrzeugmasse und der Ballastierung abhängig. Standardtraktoren geben als eine Folge der zugkraftbedingten Achslastverschiebung eine Antriebsleistung von $70 - 80\%$ über die Hinterachse ab. Die vorhandenen Antriebssysteme besitzen ebenso sehr gute Eigenschaften bezüglich Kosten, Funktion, Leistungsdichte und Effizienz. Von daher ist die Kombination eines Einzelradantriebes mit einem Standardtraktor wirtschaftlich und technisch nicht sinnvoll.

Aus Sicht der Bodenschonung und Energieeffizienz spielt die optimale Maschinengestaltung, die Ballastierung der Maschine und die Prozessgestaltung eine wesentliche Rolle [18]. Die Fahrwerksgestaltung wirkt sich

direkt auf Bodenschonung, Kosten, Traktion und Manövrierfähigkeit aus [112].

Die Wahl des Antriebskonzeptes wurde zugunsten des Einzelradantriebes gefällt, da dieser einen individuellen Fahrzeugaufbau sowie zugkraft- und bodendruckoptimierte Fahrwerksgestaltung durch die freie Anordnung der Traktionsantriebe am Fahrzeug ermöglicht. Für den Einzelradantrieb wird ein Antriebskonzept mit identischen Reifen festgelegt, das einem Systemtraktor entspricht. Gegenüber anderen Fahrwerks- und Antriebskonzepten lauten die wesentlichen Vorzüge: Traktion, Manövrierfähigkeit, Standsicherheit [112]. Eine Fahrzeugarchitektur mit identischen Reifen und Achslasten bietet die Vorteile, dass eine gleichmäßige Rad-Boden-Interaktion der Räder vorherrscht, wodurch sich eine optimale Bodenschonung einstellt. Bezüglich des Lenkverhaltens sind keine Nachteile gegenüber Standardtraktoren zu erwarten, da das Fahrzeugkonzept mit einer Allradlenkung ausgestattet ist.

Da es sich bei dem gewählten Versuchsfahrzeug um einen Spezialtraktor für hochalpine Steilhanglagen handelt, wirken sich die Einzelradantriebe positiv auf einen niedrigen Schwerpunkt und damit auf eine hohe Kippstabilität aus.

Die Integration der Antriebe in den verfügbaren und freien Bauraum der Felge verfolgt das Prinzip des Modulgedankens. Der Radantrieb stellt entsprechend ein abgeschlossenes System mit definierten Schnittstellen dar, das sich konstruktiv frei und variabel am Fahrzeug anordnen lässt.

Die Wahl der Leistungsübertragung, -wandlung und -verteilung wurde zugunsten der elektrischen Antriebstechnik aufgrund der Effizienz, der Steuer- und Regelbarkeit, der Energieübertragung und den Freiheiten in der konstruktiven Gestaltung gefällt. Die nachteiligen Eigenschaften, hervorgerufen durch eine geringe Leistungsdichte, einer hohen Masse und Kosten, müssen sich durch eine Antriebsintegration und den Systemvorteilen kompensieren.

Die elektrischen Einzelradantriebe in den Rädern erfordern die Ausführung des Antriebssystems als serieller dieselektrischer Antriebsstrang, siehe Abbildung 3.1.

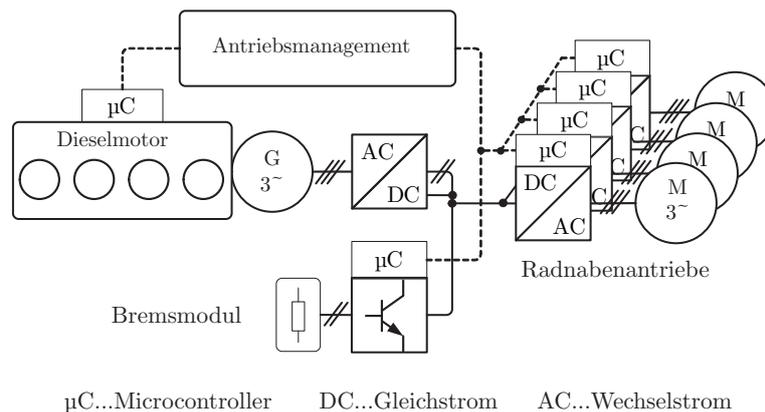


Abbildung 3.1: Antriebsarchitektur für einen dieselektrischen Fahrtrieb mit vier Einzelradantrieben

Zwischen Dieselmotor und den Radnabenantrieben erfolgen zwei vollständige Energiewandlungsstufen (mechanisch→elektrisch→mechanisch). Die Antriebsleistung wird mittels elektrischen Leitungen zu den Rädern übertragen, wodurch sich konstruktive Gestaltungsfreiräume ergeben. Ein Generator wandelt die erzeugte Leistung des Dieselmotors in elektrische Energie. Entsprechend den Anforderungen muss das Leistungsvermögen des Generators dem Dieselmotor entsprechen, damit die gesamte Leistung des Dieselmotors für den Fahrtrieb abrufbar ist. Die Leistungsreduzierung als Folge des Lüfter- und Pumpenbedarfs ist

zu berücksichtigen. Um die Dieselmotor-Generator-Einheit auf seiner optimalen Verbrauchskennlinie zu betreiben, sind die Kennfelder aufeinander abzustimmen. Für eine hohe Effizienz müssen die optimalen Wirkungsgradpunkte und der Hauptarbeitsbereich übereinander liegen.

Der Gleichspannungszwischenkreis wird vom Generator mit einem leistungselektronischen Stellglied gespeist. Dies kann mit einem passiven Sechspulsgleichrichter (B6U) oder einem geregelten IGBT-Stromrichter erfolgen. Tabelle 3.1 zeigt eine Gegenüberstellung der Systeme anhand relevanter Bewertungskriterien.

Tabelle 3.1: Vergleich eines passiven Sechspulsgleichrichters mit einem geregelten IGBT-Stromrichter

| | Sechspulsgleichrichter | IGBT-Stromrichter |
|--|------------------------|-------------------|
| Kosten | + + | -- |
| Bauraum | + + | -- |
| Komplexität | + + | 0 |
| Zuverlässigkeit | + + | 0 |
| Funktion - Entkopplung vom Dieselmotor und elektrischem Antrieb | 0 | + + |
| Funktion - Schubbetrieb des Dieselmotors | -- | + + |
| Effizienz - Ausschöpfen der Generatorleistungsfähigkeit | 0 | + + |

-- ... ungünstig 0 ... neutral + + sehr gut

Aufgrund der Vorteile, wie Kosten, Bauraum, Komplexität und Zuverlässigkeit, wurde die Wahl zugunsten des passiven Sechspulsgleichrichters getroffen. Durch die unregelmäßige Spannungsgleichrichtung stellt sich eine variable Zwischenkreisspannung ein, die im Wesentlichen von der Dieselmotordrehzahl und dem Generatorlaststrom beeinflusst wird. Ebenso erfordern Motoren mit Permanentmagneterregung eine Mindestspannung im Zwischenkreis aufgrund der induzierten Spannung. Entsprechend ergeben sich Einschränkungen bei der Drehzahlvorgabe für den Dieselmotor. Aufgrund des unidirektionalen Leistungsflusses ist ein Schubbetrieb des Dieselmotors als Motorbremse nicht möglich.

Werden erweiterte Anforderungen an die Funktionalitäten und die Effizienz gestellt, ist ein geregelter IGBT-Stromrichter mit Zwischenkreisspannungsregelung erforderlich.

Jedes Rad ist mit einem einzelnen elektrischen Antrieb ausgestattet. Dazu gehört Leistungselektronik, Elektromotor und Messtechnik. Insbesondere der Radantrieb besteht zusätzlich aus einer Bremse und einem Getriebe, welche nicht in Abbildung 3.1 dargestellt sind. Ein Bremschopper mit Bremswiderstand begrenzt die maximale Zwischenkreisspannung und absorbiert die Leistung der Radnabenantriebe im Bremsbetrieb. Ein übergeordnetes Antriebsmanagement kommuniziert mit den Antriebskomponenten über CAN-Bus und tauscht zyklisch Drehzahl- und Drehmomentwerte aus. In der Steuerlogik sind Algorithmen für ein Leistungsmanagement hinterlegt.

Die Dimensionierung der Raddrehmomente und der Radantriebsleistungen nimmt eine tragende Rolle bei der Spezifikation der Systemanforderungen, insbesondere des Radantriebes, ein. Zum einen wird eine allumfassende Leistungsfähigkeit gefordert, die alle denkbaren Anwendungsanforderungen abdeckt. Zum anderen führt ein Abdeckungsgrad von 100 % zu unbezahlbaren, überdimensionierten und suboptimalen Lösungen. Die Wechselwirkungen und Abhängigkeiten von Mechanik und Elektrik führen zu einem progressiven Komponenten- und Systemwachstum. In Kapitel 2.3.5 werden Dimensionierungsgrundlagen und Untersuchungen zur Abschätzung für Raddrehmomente aufgezeigt, die von spezifischen Anwendungen abgeleitet wurden. Die Grundlagen geben einen Eindruck über die Größenordnung der Raddrehmomente. Die Varianz der Raddrehmomente bestimmt sich wesentlich aus den Parametern:

- Statische Achslastverteilung und Radgrößen als Folge des Fahrzeug- und Fahrwerkkonzeptes
- Dynamische Achslastverteilung infolge der Kopplungsart und Krafteinleitung zwischen Traktor und Gerät
- Reifencharakteristik, Bodeneigenschaft, Rad-Boden-Interaktion und Rad-Boden-Schlupfverhältnis
- Geforderte Antriebsdynamik und Fahrzeugdynamik
- Lastfälle für Ausnahmesituationen

3.2.1 Kraftübertragungsverhalten zwischen Rad und Boden

Für die Dimensionierung der Raddrehmomente sind die Rad-Boden-Eigenschaften von besonderer Bedeutung. Von dem Übertragungsverhalten werden das maximale Drehmoment, das Dauerdrehmoment und das Drehmoment bei dem maximalen Wirkungsgrad der Kraftübertragung zwischen Rad und Boden abgeleitet. Der maximale Triebkraftbeiwert von $\kappa \approx 1$ wird auf festem und griffigem Untergrund bei einem geringen Schlupf erreicht, siehe Abbildung 2.9. Für diesen Fall folgt ein Abfall der Kennlinie nach dem Überschreiten des Maximalwertes. Auf nachgiebigen und feuchten Untergründen verringert sich die Kraftübertragungsfähigkeit, die auf sehr feuchten Untergründen vollständig verloren geht. Der Schlupf zum Erreichen der maximalen Kraftübertragung steigt deutlich im Vergleich zur festen Fahrbahn. Der Rollwiderstandsbeiwert weist hingegen ein gegenläufiges Verhältnis auf. Auf festen Übergründen kommt nur die elastische Verformung des Reifens zum Tragen. Auf nachgiebigen Untergründen ist zusätzlich die plastische und elastische Deformation des Bodens zu berücksichtigen. Der Verlauf des Rollwiderstandes ist von Schlupf nahezu unabhängig, wobei die Fräswirkung des Reifens bei einem größeren Schlupf den Rollwiderstand ansteigen lässt [135]. Erfahrungswerte für den Rollwiderstandsbeiwert ρ sind 0,20-0,30 für gepflügten und sandigen Boden, 0,06 für festen und trockenen Stoppelacker sowie 0,02 für Beton [117]. Zur Einordnung von typischen Kraftschlussbeiwerten gibt GÜNTHER $\mu = 0,65$ für nachgiebige Böden und $\mu = 1,1$ für Asphalt an [41]. Für die Festlegung des Maximaldrehmomentes ist folglich der maximale Kraftschluss ($\mu = 1,1$ nach GÜNTHER) zwischen Rad und Boden erforderlich.

Für eine Abschätzung des dauerhaften Drehmomentes und dem Drehmoment bei dem maximalen Traktionswirkungsgrad ist das Verhalten auf nachgiebigen Untergründen relevant. Dafür wird ein Kennfeld basierend auf den beiden Bodentypen (2) "Trockener Lehm, Stoppel" und (5) "toniger Lehm, nass" aus Abbildung 2.9 erstellt. Die Kennlinien der beiden Bodentypen grenzen das Kennfeld in beide Richtungen ein. Die beiden Grenzen sind gekennzeichnet durch einen festen Boden (geringer Rollwiderstand durch Bodenverformung) mit der höchsten Kraftübertragung und einem nachgiebigen Boden (hoher Rollwiderstand

durch Bodenverformung) mit der geringsten Kraftübertragung. Die Bodentypen (6) “Schlamm” und (7) “Brei” werden nicht betrachtet, die diese Anwendungsfälle eine geringe Bedeutung besitzt und somit für die spätere Abschätzung des Antriebsdrehmoments nicht relevant sind.

Abbildung 3.2 zeigt den Zusammenhang zwischen Traktionswirkungsgrad und Schlupf sowie Triebkraftbeiwert und Rollwiderstand für die beiden Bodentypen nach den Kennlinien aus Abbildung 2.9.

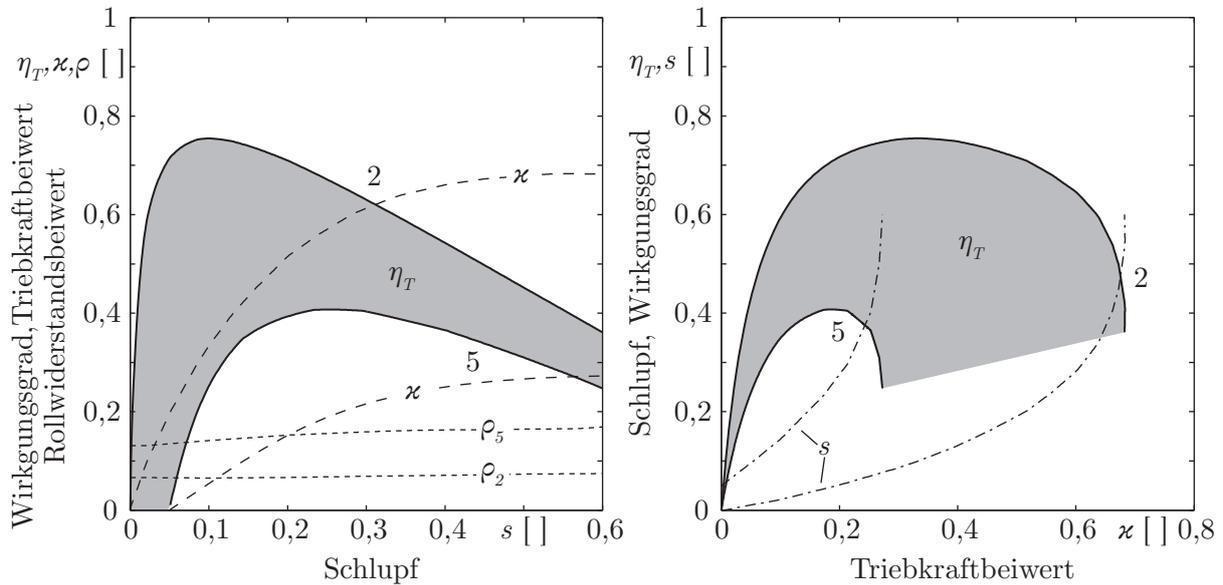


Abbildung 3.2: Rad-Boden-Wirkungsgrad in Abhängigkeit vom Schlupf (links) und Triebkraftbeiwert (rechts) für die Böden 2) Trockener Lehm, Stoppel und 5) toniger Lehm, nass

Die optimalen Traktionswirkungsgrade stellen sich in Abhängigkeit des Bodens für einen Schlupf zwischen $s = 0,1$ und $s = 0,25$ ein. Die Abhängigkeit der Traktionswirkungsgrade vom Triebkraftbeiwert zeigt ein optimales Übertragungsverhalten zwischen $\kappa = 0,2$ und $\kappa = 0,35$. Der optimale Übertragungswirkungsgrad liegt für die dargestellten Kurven bei $\eta_T = 0,4$ für den Boden “toniger Lehm, nass” und $\eta_T = 0,75$ für den Boden “Trockener Lehm, Stoppel”.

Die folgenden Einflüsse wirken sich auf das Kraftübertragungsverhalten zwischen Rad und Boden aus. Die untere Kennlinie wird positiv beeinflusst, wodurch die resultierende Kennlinie sich in das graue Kennfeld verschiebt. Für die obere Grenze des Arbeitskennfeldes besitzen die Punkte eine untergeordnete Rolle und werden nicht betrachtet:

- Mehrfachüberfahren einer Spur führt zum Multipass-Effekt: Dieser ist auf festen Böden nicht wirksam, wodurch sich die obere Grenze des Traktionswirkungsgrades nicht ändert. Durch den Multipass-Effekt auf nachgiebigen Böden erfolgt eine Vorverdichtung der Spur aufgrund des vorausrollendes Rades, wodurch an der Hinterachse der Triebkraftbeiwert steigt $\kappa_{VA} < \kappa_{HA}$ und der Rollwiderstand sinkt $\rho_{VA} > \rho_{HA}$.
- Reduzierter Reifeninnendruck: Auf einem festen Boden erhöht sich der Rollwiderstand durch Reifenverformung. Die positive Wirkung durch einen erhöhten Triebkraftbeiwert und besseren Wirkungsgrad ist von den Bedingungen abhängig und begrenzt.

3.2.2 Kräftebilanz am Fahrzeug

Da die Radlast einen direkten Einfluss auf das Raddrehmoment besitzt, ist eine Lastabschätzung erforderlich. Für die Ermittlung der Stützkkräfte für die Vorder- und Hinterachse und der Achslastverschiebung einer zweiachsigen mobilen Maschine werden Drehmomente und Kräfte der Seitenansicht bilanziert, siehe Abbildung 3.3.

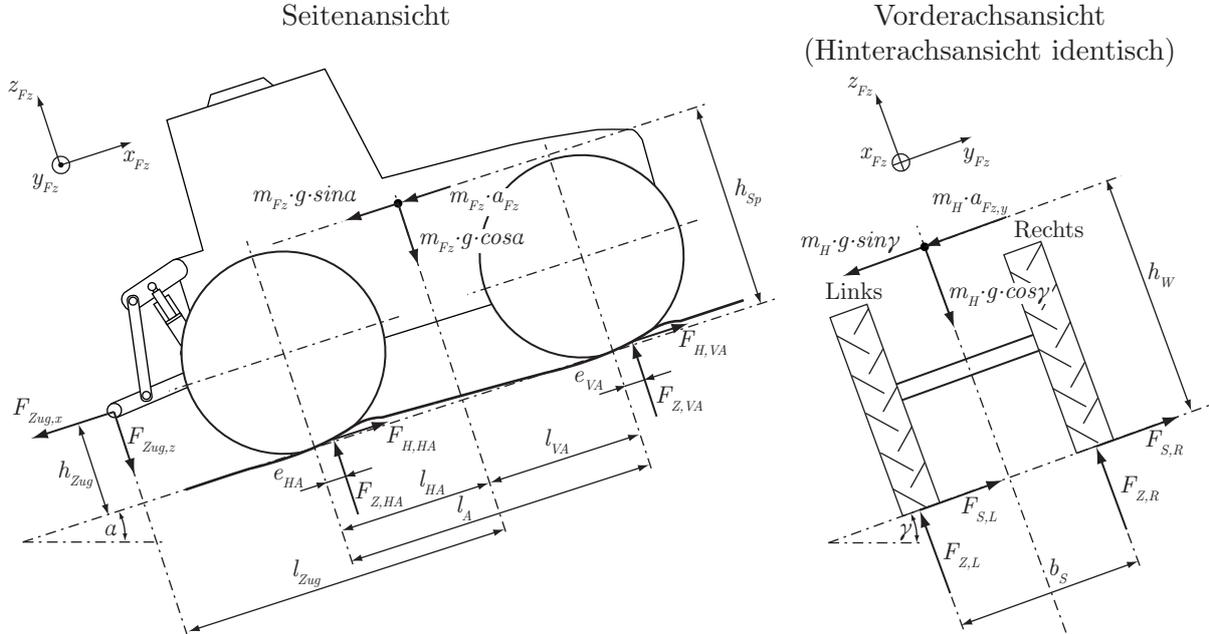


Abbildung 3.3: Vorderachs- und Seitenansicht des Fahrzeugmodells zur Bestimmung der Rad- und Achslasten [38]

Die statischen Achslasten der Vorderachse $F_{Z,VA,stat}$ und der Hinterachse $F_{Z,VA,stat}$ ohne Beschleunigung ($a = 0$) und auf der Ebene ($\alpha = 0^\circ$) bestimmen sich aus der geometrischen Aufteilung der Schwerpunktmasse auf die beiden Achsen.

$$F_{Z,VA,stat} = \frac{m_{Fz} \cdot g}{l_A} \cdot l_{HA} \quad (3.1)$$

$$F_{Z,VA,stat} = \frac{m_{Fz} \cdot g}{l_A} \cdot l_{VA}$$

Achslastverschiebungen treten als Folge von Zugkräften, Fahrzeugbeschleunigungen und dem Fahren auf der geneigten Ebene auf. In der Grafik und der Berechnung sind Zusatzmassen zur Ballastierung in den Rädern und an den Anbauräumen zur Übersichtlichkeit nicht angegeben. Alle Zusatzmassen sind durch einen Massenaufschlag zur Schwerpunktmasse und einer Verschiebung der Schwerpunktlage zu berücksichtigen. Zur Bestimmung der Achslasten erfolgt eine Formulierung der Kräftebilanzen im Koordinatensystem des Fahrzeugs.

$$z_{Fz}\text{-Richtung: } F_{Z,VA} + F_{Z,HA} - m_{Fz} \cdot g \cdot \cos \alpha - F_{Zug,z} = 0 \quad (3.2)$$

$$x_{Fz}\text{-Richtung: } F_{H,VA} + F_{H,HA} - m_{Fz} \cdot g \cdot \sin \alpha - m_{Fz} \cdot a_{Fz} - F_{Zug,x} = 0 \quad (3.3)$$

Die Drehmomentbilanz wird für den Schwerpunkt des Fahrzeuges erstellt. Das Massenträgheitsmoment des

Massenschwerpunktes zur Berücksichtigung von Nickbewegungen wird vernachlässigt.

$$F_{Z,VA} \cdot (l_{VA} + e_{VA}) - F_{Z,HA} \cdot (l_{HA} - e_{HA}) + F_{Zug,z} \cdot l_{Zug} + F_{Zug,x} \cdot (h_{Zug} - h_{Sp}) + (F_{H,VA} + F_{H,HA}) \cdot h_{Sp} = 0 \quad (3.4)$$

Die Horizontalkräfte F_H werden mit der Berechnung der Triebkraft nach Gleichung 2.6 ersetzt. Zur Vereinfachung der Zusammenhänge gilt die Annahme, dass kein Multipass-Effekt vorherrscht und der Triebkraftbeiwert aufgrund des identischen Schlupfes und der identischen Räder an beiden Achsen gleich ist.

$$\kappa \approx \kappa_{VA} \approx \kappa_{HA} \quad (3.5)$$

Zur Übersichtlichkeit der weiteren Betrachtungen ist nur die Zugkraft $F_{Zug,x}$ in x_{Fz} -Richtung von Interesse ($F_{Zug,z} = 0$). Ebenso wird der Hebelarm der Radlast wegen $e_{VA} \ll l_{VA}$ und $e_{HA} \ll l_{HA}$ vernachlässigt. Damit gelten die folgenden Berechnungsvorschriften für die Achslasten der Vorder- und Hinterachse sowie für die Zugkraft:

$$\begin{aligned} F_{Z,VA} &= \frac{m_{Fz} \cdot g}{l_A} \left((l_{HA} - \kappa \cdot h_{Zug}) \cdot \cos\alpha - (h_{Sp} - h_{Zug}) \cdot \left(\sin\alpha + \frac{a_{Fz}}{g} \right) \right) \\ F_{Z,HA} &= \frac{m_{Fz} \cdot g}{l_A} \left((l_{VA} + \kappa \cdot h_{Zug}) \cdot \cos\alpha + (h_{Sp} - h_{Zug}) \cdot \left(\sin\alpha + \frac{a_{Fz}}{g} \right) \right) \\ F_{Zug,x} &= m_{Fz} \cdot g \cdot \left(\kappa \cdot \cos\alpha - \left(\sin\alpha + \frac{a_{Fz}}{g} \right) \right) \end{aligned} \quad (3.6)$$

Die Achslastverteilung zwischen Vorder- und Hinterachse für die statische Betrachtung und der Achslastverschiebung wird in den folgenden Ausführungen mit $V_{VA} : V_{HA}$ angegeben und bestimmt sich zu:

$$V_{VA} = \frac{F_{Z,VA}}{F_{Z,VA} + F_{Z,HA}} \text{ und } V_{HA} = \frac{F_{Z,HA}}{F_{Z,VA} + F_{Z,HA}} \quad (3.7)$$

Ein wesentlicher Einflussparameter auf die Achslasten in Gleichung 3.6 ist der Steigungswinkel α . Der Steigungswinkel α , bei dem die maximalen Achslasten auftreten, lässt sich durch eine Optimierung bestimmen:

$$\begin{aligned} \alpha_{VA,max} &= \arctan \left(\frac{h_{Sp} - h_{Zug}}{\kappa \cdot h_{Zug} - l_{HA}} \right) \\ \alpha_{HA,max} &= \arctan \left(\frac{h_{Sp} - h_{Zug}}{\kappa \cdot h_{Zug} + l_{VA}} \right) \end{aligned} \quad (3.8)$$

Zwei unterschiedliche Maxima ergeben sich für die Achslasten, die aus den geometrischen Fahrzeugparametern h_{Sp} , h_{Zug} , l_{VA} sowie l_{HA} und dem Triebkraftbeiwert κ resultieren.

Die Bestimmung der Radlastverteilung infolge einer Fahrt quer zum Hang erfolgt durch eine Betrachtung der Kräfte- und Drehmomentbilanz für eine Starrachse ohne Pendelgelenk. Eine Verschiebung des Aufstandspunktes durch Reifenverformung wird zur Vereinfachung vernachlässigt. In der Schnittebene der Vorderachsansicht in Abbildung 3.3 ist eine Hilfsmasse m_H mit der Höhe h_W gekennzeichnet. γ gibt den Neigungswinkel des Hanges an. Die Hilfsmasse m_H stellt eine Modellgröße dar und lässt sich in Abhängigkeit

der Achslasten ausdrücken. Für Vorder- und Hinterachse gilt:

$$m_{H,V} = \frac{F_{Z,VA}}{g} \text{ und } m_{H,H} = \frac{F_{Z,HA}}{g} \quad (3.9)$$

Da die Beschleunigung des Gierwinkels sehr gering ist entspricht die Querbeschleunigung der Achsen näherungsweise der Fahrzeugquerbeschleunigung. Die Kräftebilanzen lauten entsprechend:

$$z_{Fz}\text{-Richtung: } F_{Z,L} + F_{Z,R} - m_H \cdot g \cdot \cos\gamma = 0 \quad (3.10)$$

$$y_{Fz}\text{-Richtung: } F_{S,L} + F_{S,R} - m_H \cdot g \cdot \sin\gamma - m_H \cdot a_{Fz,y} = 0 \quad (3.11)$$

Für die Drehmomentbilanz des Hilfsschwerpunktes gilt:

$$F_{Z,R} \cdot \frac{b_S}{2} - F_{Z,L} \cdot \frac{b_S}{2} + (F_{S,R} + F_{S,L}) \cdot h_W = 0 \quad (3.12)$$

Es ist bekannt, dass ein nichtlinearer Zusammenhang zwischen Seitenkraft F_S und Radlast, Schräglaufwinkel sowie Reifeninnendruck besteht [4]. Zur analytischen Abschätzung der Radlasten für den statischen Zustand wird zwischen Stützkraft und Radlast ein linearer Kraftschluss μ_y formuliert, ohne den Schräglaufwinkel und den Reifeninnendruck einzubeziehen. Der Kraftschlussbeiwert ist für die linke und rechte Seite identisch. Zur Vereinfachung gelten die Annahmen:

$$F_S = \mu_y \cdot F_Z \text{ und } \mu_y \approx \mu_{y,L} \approx \mu_{y,R}$$

Damit keine Bewegung des Fahrzeuges quer zum Hang (y_{Fz} - Richtung) erfolgt, muss der folgende Kraftschlussbeiwert vorherrschen.

$$\mu_y = \frac{g \cdot \sin\gamma + a_{Fz,y}}{g \cdot \cos\gamma} \quad (3.13)$$

Die maximalen Kraftschlussbeiwerte für die Seitenkraft sind abhängig vom Schräglaufwinkel und betragen $\mu_{y,max} = 0,8$ [126]. Damit ergeben sich die beiden Stützkkräfte für die linke und rechte Fahrzeugseite unter der Annahme der entsprechenden Hilfsmasse und Hilfsschwerpunkthöhe:

$$F_{Z,L} = m_H \cdot g \cdot \left(\frac{\cos\gamma}{2} + \frac{h_W \cdot \left(\sin\gamma + \frac{a_{Fz,y}}{g} \right)}{b_S} \right) \quad (3.14)$$

$$F_{Z,R} = m_H \cdot g \cdot \left(\frac{\cos\gamma}{2} - \frac{h_W \cdot \left(\sin\gamma + \frac{a_{Fz,y}}{g} \right)}{b_S} \right) \quad (3.15)$$

Die Betrachtungen der Radlastverschiebungen an einer Achse erfolgen in Bezug auf die horizontale Ausrichtung ($\gamma = 0^\circ$), weshalb auf das Einsetzen der Achslasten verzichtet wird. Der Neigungswinkel für eine maximale Radlast ergibt sich durch Optimierung:

$$\gamma_{L,max} = \arctan\left(\frac{2 \cdot h_W}{b_S}\right) \text{ und } \gamma_{R,max} = -\arctan\left(\frac{2 \cdot h_W}{b_S}\right) \quad (3.16)$$

Mit den gewonnenen Gleichungen für die Radlasten Gleichung 3.15 und den Einflüssen der Steigungs- und Neigungswinkel kann eine formale Abschätzung der Raddrehmomente nach Gleichung 2.9 erfolgen. Ebenso

erfolgt die Berücksichtigung der statischen Radlasten und den Zusatzbelastungen als Folge der Längs- und Querschleunigung. Da es sich um eine formale Abschätzung handelt, gilt es einer pragmatischen Einschätzung der auftretenden Anwendungsfälle.

Dynamische Rad- und Achslasten werden durch innere und äußere Schwingungsanregungen hervorgerufen. Zu den stochastischen Einflussgrößen zählen: Zug- und Stützkräfte von gezogenen, aufgesattelten und angebauten Geräten, Oberflächenstrukturen der Fahrbahn, Nick- und Wankbewegungen, Belastungen durch Front- und Heckkraftheber sowie Frontladerarbeiten. Messergebnisse zu Schwingungsuntersuchungen am Traktorfahrwerk zeigen Schwingungen mit Frequenzen kleiner 1 Hz [136]. Für die Auslegung der Antriebsdrehmomente besitzen die dynamischen Lasten keine Bedeutung, da die Zeitkonstante der elektrischen Antriebe deutlich überwiegt. Hingegen muss bei der Wahl eines Antriebskonzeptes mit Getriebeantrieb die Anregungsfrequenzen betrachtet werden.

3.2.3 Fahrwerksgestaltung für einen elektrischen Einzelradantrieb

Um eine optimale Achslastverteilung der Maschine zu ermitteln, ist das gesamte Einsatzspektrum zu betrachten. Das Ziel ist es eine optimale Bodenschonung im gesamten Arbeitsbereich zu schaffen, woraus die Forderung einer gleichen Achslastverteilung und Radlastverteilung unter allen Zugkraftbedingungen hervorgeht. Da es sich bei der Fahrzeuggestaltung um eine konstruktive Festlegung der Parameter für einen Arbeitspunkt handelt, wird es eine suboptimale Abdeckung in der gesamten Bandbreite geben. Den Ausgangspunkt der Betrachtung bilden gleichmäßige Achslasten im Stillstand. Da sich unter Zugkrafteinfluss eine Verschiebung der Achslasten zur Hinterachse ergibt, ist eine Verschiebung des Schwerpunktes zur Vorderachse sinnvoll. Abbildung 3.4 zeigt eine Gegenüberstellung der Achslastverschiebungen als Funktion des Triebkraftbeiwertes für die drei statischen Achslastverteilungen von 50 : 50, 55 : 45 sowie 60 : 40 nach den Berechnungen aus Kapitel 3.2.2. Die Darstellung des Triebkraftbeiwertes ist für $0 \leq \kappa \leq 1$ gewählt, um alle Rad-Boden-Bedingungen abzudecken. Die Höhe des Zugpunktes ist bei $h_{Zug} = 0,4\text{ m}$ festgelegt und wird später diskutiert. Der Achsabstand von $l_A = 2,6\text{ m}$ ergibt sich aus der Fahrzeuggeometrie.

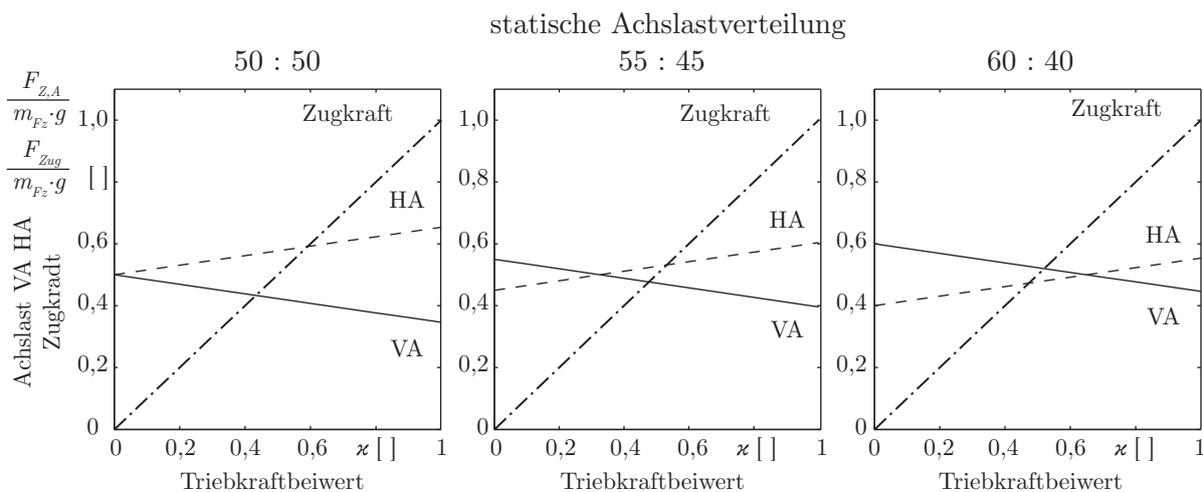


Abbildung 3.4: Achslastverteilung und Zugkraft für die statischen Achslasten von 50 : 50, 55 : 45, 60 : 40 bei einem Achsabstand von $l_A = 2,6\text{ m}$ und einer Zugpunkthöhe von $h_{Zug} = 0,4\text{ m}$ als Funktion des Triebkraftbeiwertes

Da die Gesamtzugkraft ($F_{Zug} = \kappa \cdot (F_{Z,VA} + F_{Z,HA})$) bei jedem Konzept identisch ist, spielen die Boden-

schonung unter Zugkraft und die benötigten Antriebsdrehmomente eine vordergründige Rolle. Die statische Achslastverteilung von 50 : 50 zeigt für höhere Triebkraftbeiwerte eine ansteigende Differenz der Achslasten und eignet sich für Fahrzeuge, die keine oder eine geringe Zugarbeit leisten. Durch eine Schwerpunktverschiebung zur Vorderachse (55 : 45 sowie 60 : 40) stellen sich ausgeglichene Achslasten unter Zugkraftbelastung ein, die einen Schnittpunkt der Geraden besitzen. Wie Abbildung 3.2 zeigt, existieren die höchsten Traktionswirkungsgrade in einem Wertebereich der Triebkraftbeiwerte zwischen $\kappa = 0,2$ und $\kappa = 0,35$. Insbesondere bei diesen Triebkraftbeiwerten erreicht ein Fahrzeug mit einer statischen Achslastverteilung von 55 : 45 ähnliche Achslasten. Hingegen resultiert eine statische Achslastverteilung von 60 : 40 in einer permanenten Überlastung der Vorderachse für $\kappa < 0,65$. Arbeitspunkte mit einem Triebkraftbeiwert $\kappa = 0,65$, bei dem sich ausgeglichene Achslasten ergeben, besitzen hingegen geringe Traktionswirkungsgrade.

Abbildung 3.5 und Abbildung 3.6 zeigen die erforderlichen Drehmomente auf dem Acker und auf dem Asphalt nach Gleichung 2.9:

$$M_A = \mu \cdot r_r \cdot F_{Z,A} \quad (3.17)$$

Die Drehmomente sind als Funktion des Kraftschlussbeiwertes dargestellt, da sich die Belastung aus Triebkraftbeiwert und Rollwiderstand zusammensetzt. Es ist zunächst hervorzuheben, dass die Summendrehmomente ($M_{Summe} = M_{VA} + M_{HA}$) der beiden Antriebsachsen bei allen Konzepten identisch sind. Zur Gegenüberstellung wird für den Acker ein hoher Rollwiderstand von $\rho = 0,2$ und für Asphalt eine geringer Rollwiderstandsbeiwert von $\rho = 0,03$ angenommen. Die erforderlichen Drehmomente auf dem Acker sind als Funktion des Kraftschlussbeiwertes für den Wertebereich von $0 \leq \mu \leq 0,8$ aufgetragen, siehe Gleichung 2.8.

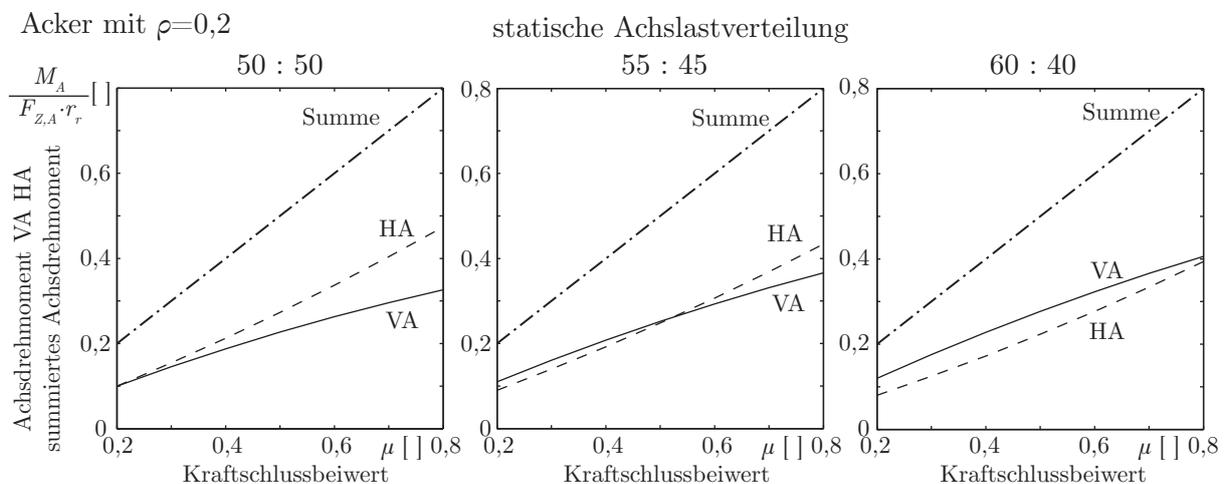


Abbildung 3.5: Achsdrehmomente und summierte Achsdrehmomente auf Acker ($\rho = 0,2$) für die statischen Achslasten von 50 : 50, 55 : 45, 60 : 40 bei einem Achsabstand von $l_A = 2,6 m$ und einer Zugpunkthöhe von $h_{Zug} = 0,4 m$ als Funktion des Kraftschlussbeiwertes

Die statische Achslastverteilung von 55 : 45 zeigt im gesamten Kraftschlussbereich die geringste Drehmomentdifferenz, wodurch diese Achslastverteilung favorisiert wird.

Für die erforderlichen Drehmomente auf Asphalt sind die Kraftschlussbeiwerte auf den Wertebereich $0 \leq \mu \leq 1,1$ ausgeweitet, siehe Abbildung 3.6. Der Wertebereich bis $\mu = 1,1$ für Asphalt entspricht den Forderungen von GÜNTHER [41].

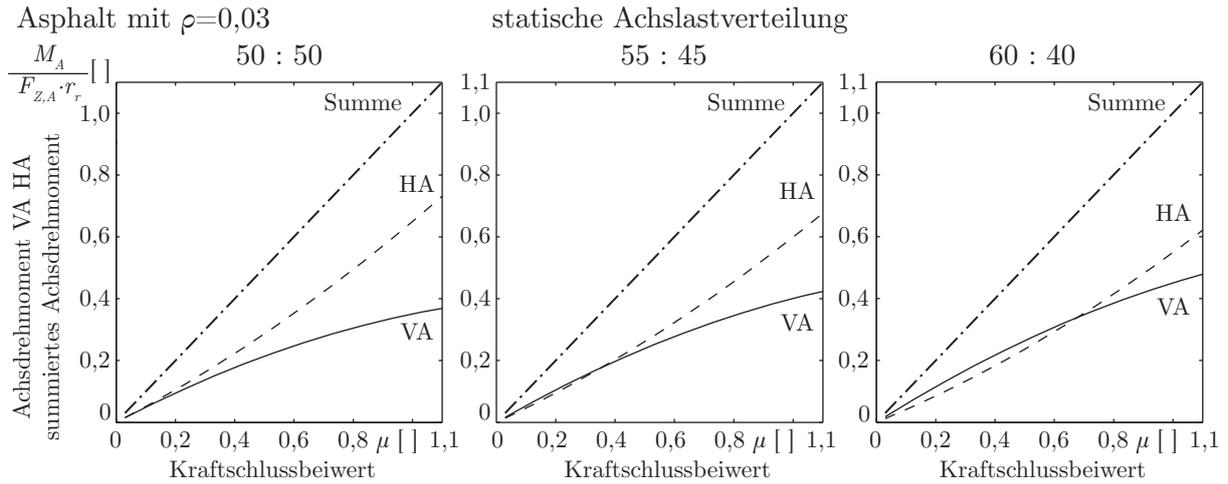


Abbildung 3.6: Achsdrehmomente und summierte Achsdrehmomente auf Asphalt ($\rho = 0,03$) für die statischen Achslasten von 50 : 50, 55 : 45, 60 : 40 bei einem Achsabstand von $l_A = 2,6 m$ und einer Zugpunkthöhe von $h_{Zug} = 0,4 m$ als Funktion des Kraftschlussbeiwertes

Die Achsdrehmomente der statischen Achslastverteilung von 60 : 40 besitzen die geringste Abweichung. Die Maximaldrehmomente der Hinterachse sind bei einer statischen Achslastverteilung von 55 : 45 um etwa 1,08 höher.

Für die Realisierung des Einzelradantriebes wird dennoch eine statische Achslastverteilung von 55 : 45 angestrebt, da die großen Drehmomentwerte zum Beschleunigen sind. Da das Hauptanwendungsgebiet auf dem Feld angestrebt wird, vereint diese Achslastverteilung den besten Kompromiss aus Bodenschonung und Drehmomentanforderung.

Einfluss der Steigung auf die Drehmomente

Bei Steigungsfahrt erfolgt eine Achslastverschiebung in Abhängigkeit des Steigungswinkels nach Gleichung 3.6, siehe Abbildung 3.7.

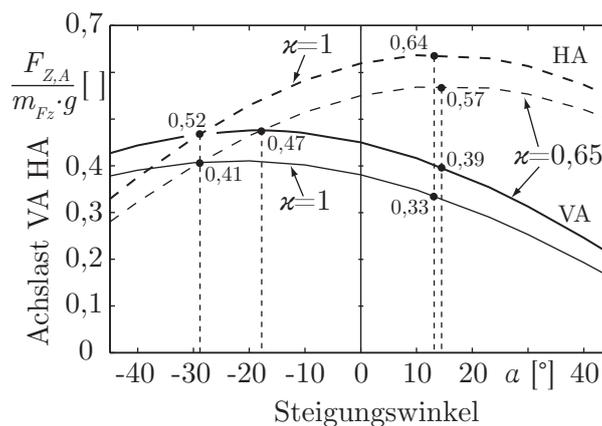


Abbildung 3.7: Achslastverteilung als Funktion des Steigungswinkels für die Triebkraftbeiwerte $\kappa = 0,65$ und $\kappa = 1$, einer statischen Achslastverteilung von 55 : 45 bei einem Achsabstand von $l_A = 2,6 m$, einer Zugpunkthöhe von $h_{Zug} = 0,4 m$ und einer Schwerpunkthöhe von $h_{Sp} = 0,8 m$

Es ergeben sich winkelabhängige Achslastüberhöhungen für Vorder- und Hinterachse, deren Maxima sich nach Gleichung 3.8 berechnen. Für ein gezeigtes Beispiel in Abbildung 3.7 mit einer statischen

Achslastverteilung von 55 : 45 zeigt sich bei Zugarbeit mit einem Kraftschlussbeiwert von $\kappa = 1$ eine maximale Achslastverschiebung von 33 : 64 bei Bergauffahrt und eine maximale Achslastverschiebung von 41 : 52 bei Bergabfahrt. Für den Kraftschlussbeiwert von $\kappa = 0,65$ betragen die Verhältnisse 39 : 57 bzw. 47 : 47. Die Korrekturfaktoren für die Achsdrehmomente betragen für die Vorderachse $k_{steig,VA} = 1,055 - 1,08$ und für die Hinterachse $k_{steig,HA} = 1,03 - 1,04$.

Einfluss der Neigung auf die Drehmomente

Die Verteilung der Achsdrehmomente auf die Räder erfolgt im Verhältnis von 50 : 50 aufgrund der identischen Gewichtsverteilung auf die Räder. Die Fahrten quer zum Hang resultieren in einer Überhöhung der Radlast des talseitigen Rades (links), siehe Abbildung 3.8, und ermöglichen eine höhere Triebkraft des Rades.

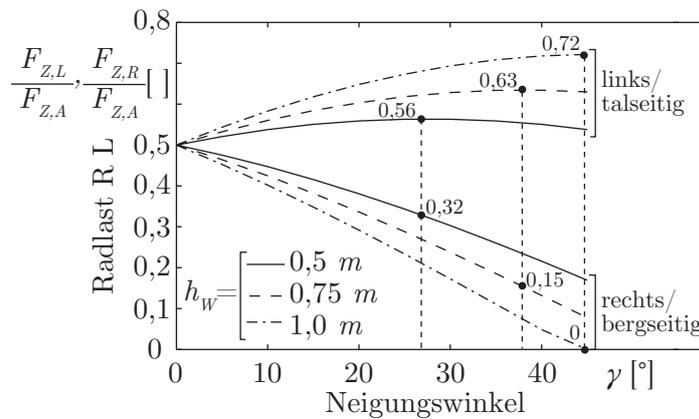


Abbildung 3.8: Radlastverteilung zwischen linken und rechten Rad als Funktion des Hangneigungswinkels für die Hilfsschwerpunkthöhen $h_W = 0,5\text{ m}$; $0,75\text{ m}$; $1,0\text{ m}$ und einem Spurbreite von $b_S = 1,92\text{ m}$

Nach Gleichung 3.16 stellt sich entsprechend der Hilfsschwerpunkthöhe ein winkelabhängiges Maximum der Radlast ein. Jedoch steigt mit zunehmendem Neigungswinkel γ die erforderliche Seitenkraft am Rad. Weiterhin ist die geometrische Summe von Seiten- und Triebkraft durch die übertragbare Kraft zwischen Rad und Boden begrenzt [126]. Entsprechend sinkt die mögliche Triebkraft mit zunehmendem Neigungswinkel und Seitenkraft gemäß einem nichtlinearen Modell. Die Auswirkung der beiden Ursachen auf die mögliche Triebkraft ist von unterschiedlichen Parametern, wie des Rad-Boden-Kontaktes, der Hilfsschwerpunkthöhe und dem Neigungswinkel abhängig. Der Korrekturfaktor für das Raddrehmoment zur Berücksichtigung des Neigungswinkels wird mit $k_{neig} = 1,08 - 1,10$ angenommen.

Einfluss der Zugpunkthöhe auf die Achslasten

Ein Einzelradantriebskonzept bietet alle Möglichkeiten eines flexiblen und modularen Fahrzeugaufbaus für eine prozessoptimierte Funktionalität. So kann mit einer konfigurierbaren Fahrwerks- und Anbauraumgestaltung eine optimale Bodenschonung geschaffen werden, indem die Aufteilung der Achslasten für Vorder- und Hinterachse bei allen Zugbedingungen identisch ist. Dies wirkt sich gleichermaßen auf die Größe der erforderlichen Raddrehmomente und eine reduzierte Überdimensionierung aus. Mit einer Anpassung der Zugpunkthöhe kann ein dynamischer Achslastausgleich erfolgen. Für die Bestimmung der einzelnen Parameter gilt die Randbedingung der identischen Radlast:

$$F_{Z,VA} = F_{Z,HA} \quad (3.18)$$

Eine Änderung der Zugpunkthöhe wirkt sich nur unter Zugbelastung auf die dynamischen Achslasten aus. Die statischen Achslasten bleiben unverändert. Die Bestimmung der optimalen Zugpunkthöhe $h_{Zug,opt}$ erfolgt nach Gleichung 3.6:

$$h_{Zug,opt} = \frac{(l_{HA} - l_{VA}) \cdot \cos\alpha - 2 \cdot h_{Sp} \cdot \left(\sin\alpha + \frac{a_{Fz}}{g}\right)}{2 \cdot \left(\kappa \cdot \cos\alpha - \sin\alpha - \frac{a_{Fz}}{g}\right)} \quad (3.19)$$

In Abbildung 3.9 ist der Verlauf des Zugpunktes als Funktion des Triebkraftbeiwertes für drei statische Achslastverhältnisse dargestellt. Die Begrenzung der Zugpunkthöhe erfolgt aus einer konstruktiven Zwangsbedingung mit $h_{Zug,min}$ und $h_{Zug,max}$, um die Auswirkung der Begrenzung auf die Achslast und die Achsdrehmomente darzustellen. Die Achslastverteilung von 50 : 50 wird zu 50,5 : 49,5 korrigiert, da sonst kein Einfluss der Zugpunkthöhe sichtbar wird.

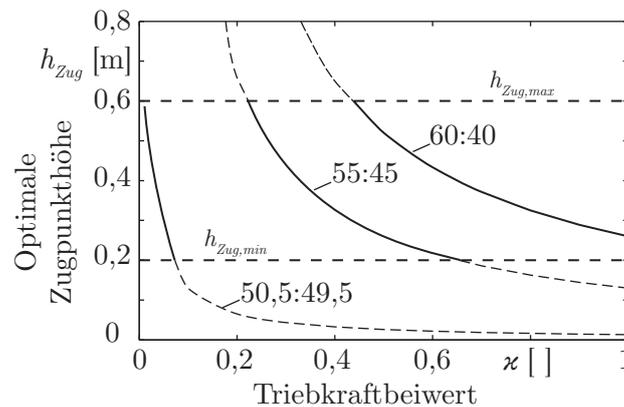


Abbildung 3.9: Optimale Zugpunkthöhe für identische Radlasten unter Zugkraft als Funktion des Triebkraftbeiwertes unter den Bedingungen ($\alpha = 0^\circ$, $l_A = 2,6$, $a_{Fz} = 0 \text{ m/s}^2$) für die statischen Achslasten 50,5 : 49,5, 55 : 45 und 60 : 40

Die Wirkung der optimalen Zugpunkthöhe auf die Achslastverteilung und die Achsdrehmomente sind in 3.10 und 3.11 dargestellt.

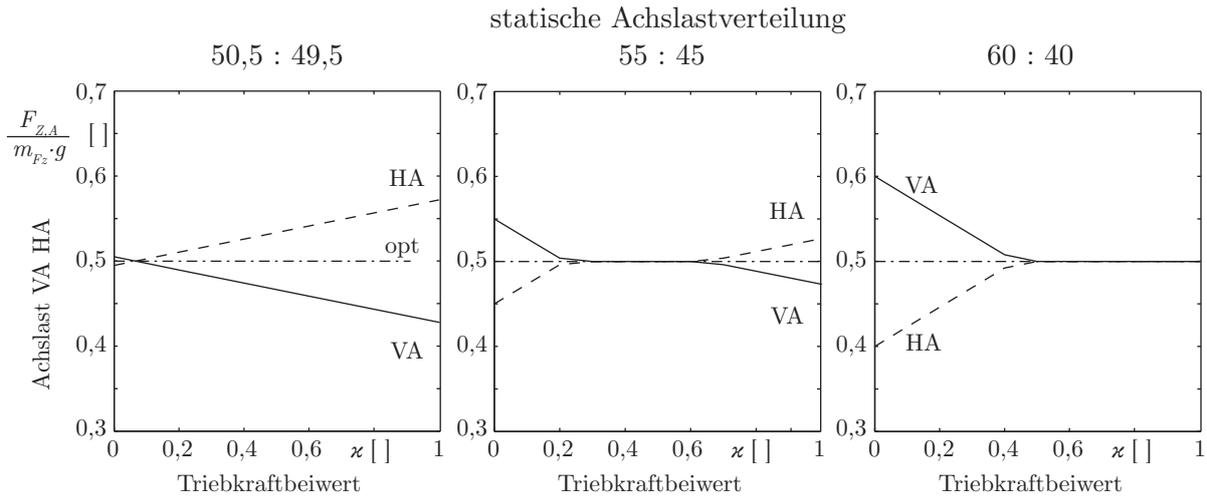


Abbildung 3.10: Achslasten für eine optimale Zugpunkthöhe als Funktion des Triebkraftbeiwertes sowie des Kraftschlussbeiwertes unter den Bedingungen ($\alpha = 0^\circ$, $l_A = 2,6$, $a_{Fz} = 0 \text{ m/s}^2$)

Wie die Diagramme zeigen, schafft eine Zugpunkthöhenänderung ausgeglichene Achslasten 50,5 : 49,5 in einem begrenzten Bereich des Triebkraftbeiwertes. Damit die Zugpunkthöhenverstellung zur Wirkung kommt, sind höhere statische Achslasten ($l_v < l_h$) an der Vorderachse konstruktiv vorzusehen, vgl. Gleichung 3.19. Nachteilig wirken hingegen die höheren Achslasten bei geringen Zugkräften auf die Bodenschonung.

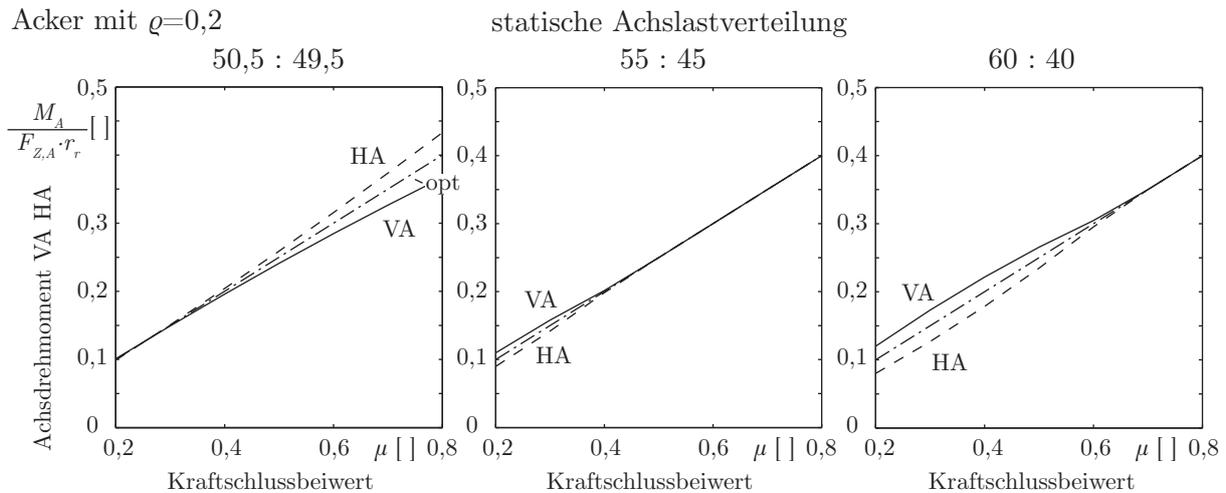


Abbildung 3.11: Achsdrehmomente für eine optimale Zugpunkthöhe als Funktion des Triebkraftbeiwertes sowie des Kraftschlussbeiwertes unter den Bedingungen ($\alpha = 0^\circ$, $l_A = 2,6$, $a_{Fz} = 0 \text{ m/s}^2$)

Die Spreizung der Achsdrehmomente ist bei allen Konfigurationen für die betrachteten Kraftschlussbeiwerte gering. Insbesondere führt die Achslastverteilung von 60 : 40 bei hohen Zugkräften zu gleichen Achsdrehmomenten. Demgegenüber steht die überhöhte Vorderachslast bei geringen Zugkräften. Die Achslastverteilung von 55 : 45 bietet hingegen den Vorteil, dass die Abweichungen der Achslasten im gesamten Arbeitsbereich am geringsten sind.

3.2.4 Radantriebsdimensionierung

Die Raddrehmomente bestimmen sich nach den Kennlinien aus Abbildung 3.5 und Abbildung 3.6. Zusätzlich sind die beiden Korrekturfaktoren k_{steig} und k_{neig} einzubeziehen, um eine Drehmomenterhöhung als Folge einer Radlastverschiebung bei Hang- sowie Steigungsfahrt zur berücksichtigen. Die Berechnungen der erforderlichen Raddrehmomente M_r lauten:

$$M_r = \underbrace{\frac{50}{50 + 50}}_{\text{Raddrehmomentverteilung}} \cdot k_{steig} \cdot k_{neig} \cdot M_A(\mu) \quad (3.20)$$

Die Aufteilung der Achsdrehmomente M_A auf die Räder einer Achse erfolgt im Verhältnis 50 : 50. Dabei gibt $M_{r,HA}$ das Drehmoment eines Rades an der Hinterachse an. Die Bodenkennwerte beziehen sich auf die Angaben aus Abbildung 2.9, wobei der Rollwiderstand zur Absicherung der Drehmomente von $\rho = 0,1 \dots 0,2$ auf nachgiebigen Böden angenommen wird. Auf Asphalt beträgt der Rollwiderstand $\rho = 0,03$. In Abbildung 3.12 sind die Raddrehmomente als Funktion der Fahrzeugmasse und einer Zugpunkthöhe von $h_{Zug} = 0,4 \text{ m}$ dargestellt.

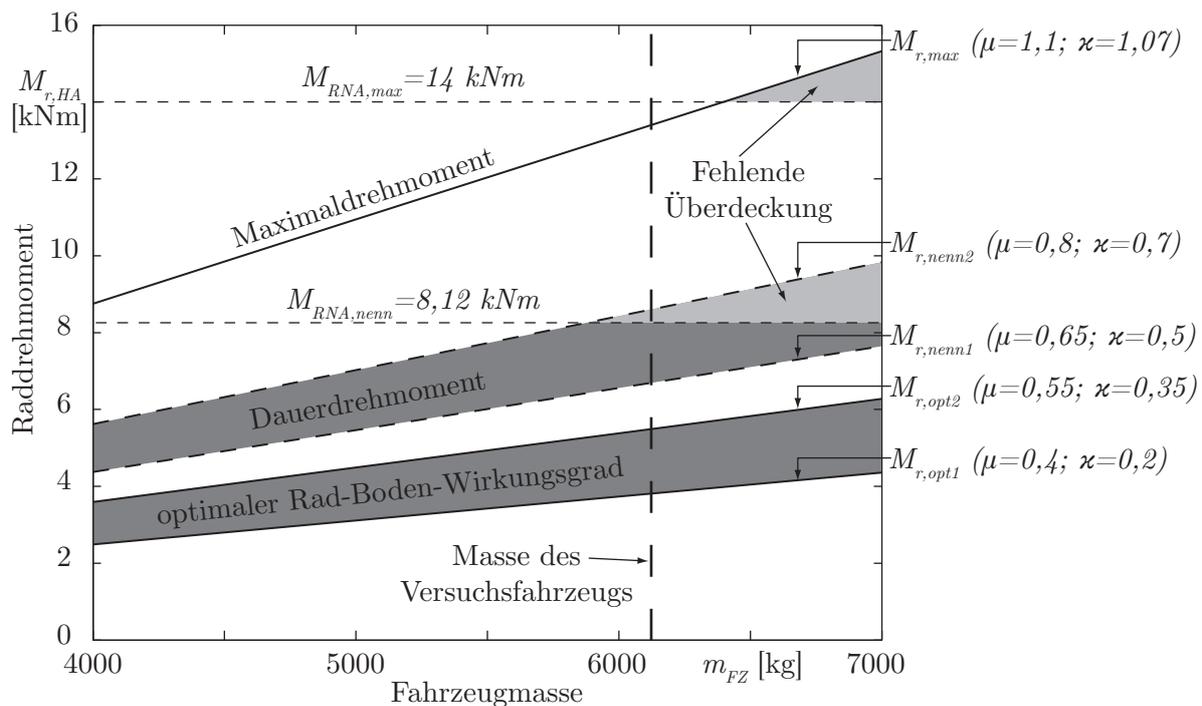


Abbildung 3.12: Raddrehmomente der Hinterachse als Funktion der Fahrzeugmasse für die statische Achslastverteilung von 55 : 45 und einer Zugpunkthöhe von $h_{Zug} = 0,4 \text{ m}$

Der Wertebereich der Fahrzeugmasse von 4000 kg bis 7000 kg deckt das typische Masseverhältnis der Maximalmasse zur Leermasse von $1,6 \dots 1,75$ bei Traktoren ab.

Die Raddrehmomente $M_{r,opt1}$ und $M_{r,opt2}$ leiten sich aus Abbildung 3.2 ab und grenzen den Bereich der optimalen Rad-Boden-Wirkungsgrade auf dem Acker ein. Das optimale Übertragungsverhalten liegt in einem Triebkraftbereich zwischen $\kappa = 0,2$ und $\kappa = 0,35$. Die optimalen Antriebswirkungsgrade müssen entsprechend in einem Drehmomentbereich von $2,5 \text{ kNm}$ bis $6,2 \text{ kNm}$ liegen. Die beiden Drehmomente $M_{r,nenn1}$ und $M_{r,nenn2}$ kennzeichnen den Bereich des Dauerdrehmomentes. Das Raddrehmoment $M_{r,nenn1}$ orientiert sich

an dem Kraftschlussbeiwert $\mu = 0,65$ nach WÜNSCHE [150] und GÜNTHER[41], die einen Kompromiss aus dem übertragbaren Drehmoment und der Drehmomentanforderung darstellt. Das Drehmoment $M_{r,nenn2}$ stellt die obere Grenze des maximalen Dauerdrehmomentes dar und basiert auf der Kraftschlussgrenze von $\mu = 0,8$ für nachgiebige Böden. Für den Radantrieb erfolgt die Festlegung des Dauerdrehmomentes auf $M_{RNA,nenn} = 8,12 \text{ kNm}$. Das maximale Drehmoment $M_{r,max}$ wird durch die Kraftschlussgrenze zwischen Reifen und Untergrund mit einem Kraftschlussbeiwert von $\mu = 1,1$ begrenzt [41, 117, 150]. Für den Radnabenantrieb erfolgt die Annahme mit $M_{RNA,max} = 14 \text{ kNm}$. Die fehlende Überdeckung (grau) der Antriebsdrehmomente und der geforderten Drehmomente in Abbildung 3.12 ist bei Feldversuchen zu verifizieren, da die geforderten Drehmomente sich aus der Verkettung der Korrekturfaktoren und der Annahme von Kraftschlussbeiwerten und Rollwiderständen ergeben.

Werden die dargestellten Drehmomentanforderungen mit den Annahmen von GÜNTHER [41] verglichen, zeigt sich eine gute Übereinstimmung. Da Messergebnisse die Annahmen von GÜNTHER bestätigen, werden die berechneten Raddrehmomente als zuverlässig eingeordnet.

Die Lastkollektive aus Kapitel 2.3.5 wurden im Wesentlichen für die Auslegung von mechanischen Getriebeelementen erarbeitet. Die verfügbaren Lastkollektive erlauben dennoch eine Bewertung der ermittelten Raddrehmomente. Zur Einordnung der Hinterachsdrehmomente dient das Lastkollektiv für Allradtraktoren nach GRAD, siehe Abbildung 2.10. Da das gewählte Lastkollektiv die Getriebebelastung für einen Standardtraktor aufzeigt, sind die geforderten Raddrehmomente der Hinterachse aufgrund der Achslastverteilung von 40 : 60 bis 30 : 70 größer als bei der Zielanwendung mit einer Achslastverschiebung von 55 : 45 [12]. Die Bezugsbasis des Lastkollektives bildet eine Fahrzeugleermasse von $m_{Fz,leer} = 4300 \text{ kg}$ und ein Reifenradius von $r_r = 0,579 \text{ m}$. Das Maximaldrehmoment des Radantriebes zeigt eine zeitliche Abdeckung von 99,98 %. Das Dauerdrehmoment deckt das Lastkollektiv zu 93 % ab, wobei die notwendige Überlastfähigkeit durch das Maximaldrehmoment gegeben ist. Für die Vorderachse, siehe Abbildung 2.11, besitzt das Maximaldrehmoment eine zeitliche Abdeckung von 99,6 %. Das Dauerdrehmoment deckt das Lastkollektiv zu 97 % ab. Als Bestätigung der gezeigten Berechnungsmethodik der Drehmomentermittlung weisen die Raddrehmomente der Hinterachse und der Vorderachse eine angemessene Abdeckung auf, wodurch auch keine grundsätzliche Überdimensionierung vorliegt. Für die Motoren ist entsprechend eine sichere Auslegung gegeben.

Die Bestimmung der notwendigen Antriebsleistung erfolgt aus dem Raddrehmoment und der Raddrehzahl. Die Raddrehzahl ω_r wird aus der Fahrzeuggeschwindigkeit und dem Reifenradius bestimmt und mit einer Schlupfbeaufschlagung korrigiert.

$$\omega_r = \frac{v_{Fz}}{r_r \cdot (1 - s)} \quad (3.21)$$

Der Schlupfkorrekturwert beträgt $s = 0,1 \dots 0,25$, bei dem sich ein optimaler Bereich des Traktionswirkungsgrades ergibt. Zur Abschätzung einer notwendigen Dauerleistung wird ein maximaler Schlupf von $s_{max} = 0,3$ bis zu einer Geschwindigkeit von 15 km/h angesetzt. Zwischen 15 km/h bis 30 km/h reduziert sich der Wert auf $s_{max} = 0,15$. Zur Bestimmung der Maximalleistung wird ein Schlupf von 0,1 für den gesamten Geschwindigkeitsbereich angenommen.

Die Antriebsleistung eines Rades P_r bestimmt sich zu:

$$P_r = \omega_r \cdot M_r \quad (3.22)$$

Abbildung 3.13 zeigt den Entwurf des Kennfeldes für das Raddrehmoment und die Motorleistung in Abhängigkeit der Fahrzeuggeschwindigkeit.

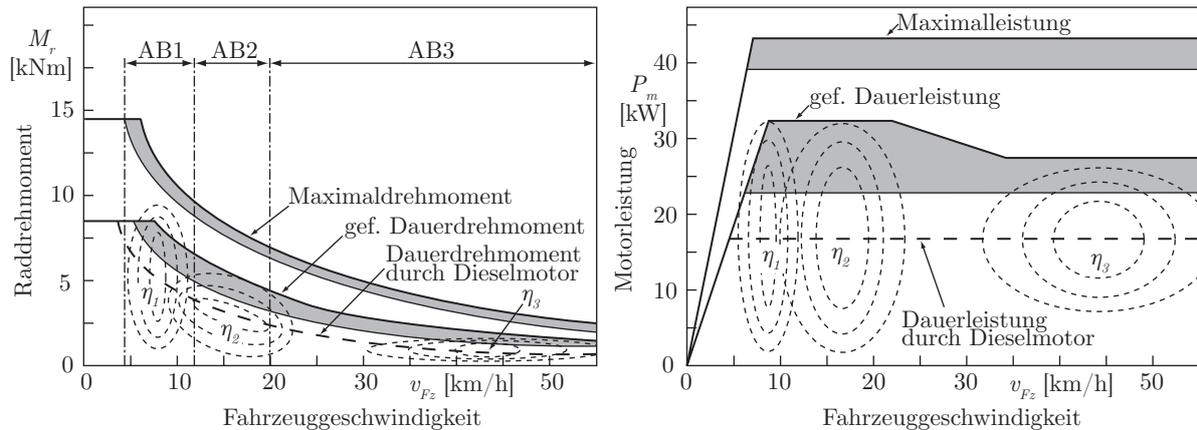


Abbildung 3.13: Drehmoment-Drehzahl-Kennfeld und Leistung-Drehzahl-Kennfeld mit Wirkungsgradkennlinie für den Radnabenantrieb (grau...Zusatzleistung für den Rad-Boden-Schlupf, AB...Arbeitsbereich)

Die Drehmoment- und Leistungsreserven für die Schlupfverluste sind grau gekennzeichnet. Ebenso sind die Dauerkennlinien für Drehmoment und Leistung eingezeichnet, die bei einer gleichmäßigen Aufteilung der Dieselmotorleistung auf die Radnabenantriebe bereitsteht. Der Wirkungsgrad zwischen Generatoreingangswelle und Antriebsmotor wird empirisch mit einem Wert von 0,8 angesetzt. Aus der Darstellung wird deutlich, dass zwischen der nutzbaren Leistung des Dieselmotors und der installierten Leistung der Radnabenantriebe eine Diskrepanz besteht. Diese wird durch Bodenbeschaffenheiten, Ballastierung und dynamische Achslastverschiebungen als Folge von Zugkraft sowie Zugpunkthöhe hervorgerufen. In der Antriebsauslegung muss die Vielzahl der Einsatzzustände Berücksichtigung finden.

Die Spreizung zwischen der geforderten Geschwindigkeit von 50 km/h und dem schlupfkompensierenden Eckpunkt bei 8,6 km/h beträgt $k_F = 5,8$. Die erforderliche Spreizung zur zulässigen Maximalgeschwindigkeit von 55 km/h lautet $k_F = 6,4$.

Die Festlegung der Wirkungsgrade erfolgt nach dem Geschwindigkeitskollektiv aus Abbildung 2.12 und den Drehmomenten für optimale Rad-Boden-Wirkungsgrade. Der Hauptarbeitsbereich (AB1) eines Traktors liegt zwischen 4 km/h und 12 km/h mit einem geschätzten Abdeckungsgrad von 61 % (RESCH) bis 68 % (RENIUS). Ein zweiter Bereich (AB2) umfasst die Arbeitsgeschwindigkeiten von 12 km/h bis 20 km/h, der einen Abdeckungsgrad von 15 % (RESCH) bis 25 % (RENIUS) besitzt. Ein dritter Arbeitsbereich (AB3) für Transportarbeit befindet sich oberhalb von 36 km/h mit einem Abdeckungsgrad von 14 %. Die drei Arbeitsbereiche decken über 90 % des Geschwindigkeitskollektives ab und bilden die Grundlage für Wirkungsgradanforderungen. Für die drei Arbeitsbereiche ist ein Wirkungsgrad größer als 80 % gefordert, wobei der Hauptarbeitsbereich mit einer Wirkungsgradanforderung von $> 84 \%$ aufgrund der hohen zeitlichen Auslastung die höchste Priorisierung besitzt, siehe Kapitel 2.3.5. In Abbildung 3.13 sind die drei Hauptwirkungsgradpunkte für die drei Arbeitsbereiche eingezeichnet.

Als begrenzender Faktor des Leistungsvermögens gilt der Dieselmotor. Unter Abzug der Nebenverbraucherleistung, die 10 % der Kurbelwellenleistung (nach ISO14396 [63]) entspricht [77], erfolgt eine gleichmäßige Aufteilung der Dieselmotorleistung auf die Radantriebe im Normalbetrieb.

3.2.5 Aufwand für Kühlsysteme und Nutzen

Eine Übersicht zur Unterteilung der Kühlmethode für elektrische Maschinen ist in [93] beschrieben. Dabei werden Anzahl und Aufbau der verschalteten Kreisläufe, Realisierung der Bewegung des Kühlmittels und die Kühlmittelart unterschieden. Bei luftgekühlten Systemen mit erzwungener Konvektion kühlt strömende Umgebungsluft die Oberfläche von wärmeerzeugenden Bauteilen. In Anwendungen mit einer hohen, geforderten Leistungsdichte haben sich Systeme mit Flüssigkeitskühlung durchgesetzt. Eine Gegenüberstellung von Flüssigkeitskühlung und Luftkühlung zeigt Tabelle 3.2.

Tabelle 3.2: Gegenüberstellung der Kühlmethode - Flüssigkeits- und Luftkühlung

| | Vorteil | Nachteil |
|---------------------|--|--|
| Flüssigkeitskühlung | <ul style="list-style-type: none"> • Effektive Verlustwärmeabfuhr durch große Wärmeübergangszahl • Kompakte, bauraumoptimierte Antriebe • Wärmeabgabe vom Kühlsystem zur Umgebung an definierbarer Position • Große Kühleroberflächen realisierbar | <ul style="list-style-type: none"> • Kühlkreislauf mit Kühlmittelpumpe, Kühler, Leitungen und Vorratsbehälter • Optimale Aufteilung des Kühlmittelstromes (hydraulischer Abgleich) • Knickschutz oder Volumenstromüberwachung für Kühlschläuche bei verteilten System |
| Luftkühlung | <ul style="list-style-type: none"> • Zu kühlende Komponenten benötigen kein zusätzliches Kühlsystem | <ul style="list-style-type: none"> • Kühlrippen benötigen viel Bauraum • Bei Abfuhr von hohen Verlustleistungen sind große Luftmassen und Kühlerflächen erforderlich • Kühlrippenverstopfung durch Staub und Verschmutzung |

Als Fazit bleibt festzuhalten, dass eine Flüssigkeitskühlung für die Komponenten eines Einzelradantriebes aufgrund der Anforderungen von Leistungsdichte, Bauraum und Verschmutzung erforderlich ist.

3.3 Methodik und Entwurf des Einzelradantriebes

3.3.1 Methodik der Entwicklung

Die Entwicklungsmethodik für den Radnabenantrieb ist in Abbildung 3.14 dargestellt.

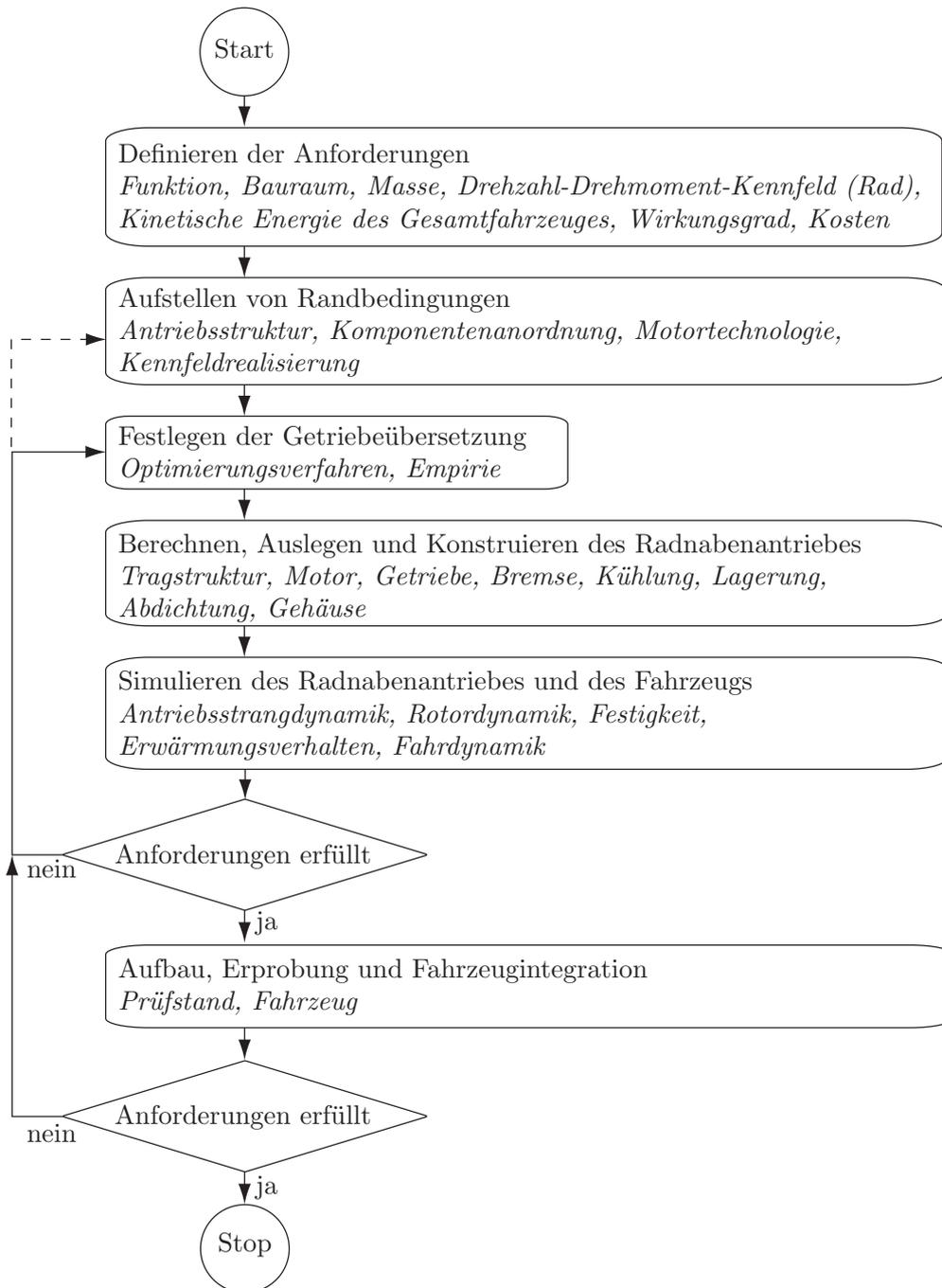


Abbildung 3.14: Entwicklungsmethodik für den Radnabenantrieb

Das Finden eines anforderungskonformen Radnabenantriebes unter den getroffenen Randbedingungen stellt einen iterativen Arbeitsprozess dar. Im Wesentlichen erfolgen eine Variation der Getriebeübersetzung und die Abstimmung der Komponenten. Können die definierten Anforderungen unter den aufgestellten Randbedingungen nicht erfüllt werden, müssen die Randbedingungen korrigiert werden. Die maßgeblichen Schritte sind im Nachfolgenden ausführlich erläutert.

3.3.2 Notwendige Komponenten und Wirkstruktur

Die Komponenten und Schnittstellen eines elektrischen Einzelradantriebes sind in Abbildung 3.15 dargestellt. Das Zusammenwirken der Komponenten und die Abstimmung führen zu leistungsdichten Antriebsaggregaten. Vor allem sind die Wechselwirkungen der Komponenten bei der Auslegung zu berücksichtigen. Wachstumsgesetze spielen bei der Anordnung der Komponenten eine besondere Rolle.

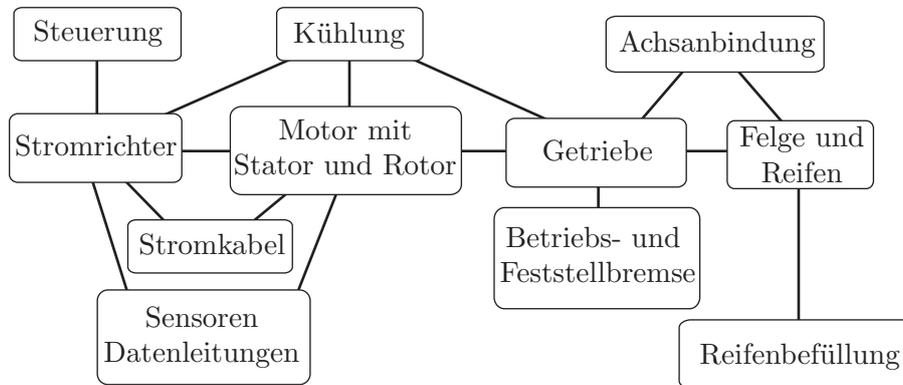


Abbildung 3.15: Komponenten und Schnittstellen bei der Entwicklung eines Einzelradantriebes

Die Ausführung des Radnabenantriebes für ein breites Einsatzspektrum erfordert die Einbeziehung des Fahrwerks- und Lenkungsart sowie des Bauraumes zwischen den Rädern. Eine dominierende konstruktive Einschränkung entsteht bei der Anbindung des Einzelradantriebes an eine Einzelradaufhängung mit Achsschenkellenkung. Für eine große Radverschränkung durch den Lenkwinkel, ist eine Übertragung der Antriebsenergie mit flexiblen Leitungen erforderlich. Eine optimale Lenkgeometrie für Achsschenkellenkungen erfordert ebenso eine möglichst radmittige Position des Achsschenkelbolzens. Das Felgeninnenvolumen bietet auch ausreichend Bauraum zur Integration der Antriebstechnik, wodurch der Radzwischenraum verfügbar wird und konstruktive Freiheiten für das Fahrwerk sowie den Fahrzeugaufbau entstehen. Damit das Fahrzeug den Anforderungen der StVZO gerecht wird, ist eine Betriebs- und Feststellbremse vorzusehen. Vorzugsweise wird diese in mobilen Maschinen als nasslaufende Lamellenbremse ausgeführt.

3.3.3 Architektur des Einzelradantriebes

Eine Auswahl an gezeigten Komponenten und Bestandteile eines Radnabenantriebes aus Abbildung 3.15 sind in Abbildung 3.16 als Wirkstruktur nachgebildet. Es zeigt die Wechselwirkung der jeweiligen Komponenten und stellt die Komplexität bei der Entwicklung des Radnabenantriebes dar. Die Hauptelemente in der Wirkstruktur sind der Elektromotor, das Planetengetriebe, das Gehäuse und die Radfelge zur Anbindung des Rades. Die Kriterien "Motorausführung und Rotoranordnung" haben einen wesentlichen Einfluss auf die Motorkonstruktion und -dimensionierung. Die Struktur des Planetengetriebes wird durch die Stufenzahl, die Festglieder, dem Antriebs- sowie dem Abtriebsglied festgelegt. Die Felgenkonstruktion zur Übertragung der Antriebsdrehmomente und zur Abstützung der Radlasten wird durch die Ankopplung des Planetengetriebes und der Lagerung am Gehäuse beschrieben. Die Gehäusekonstruktion spielt eine wesentliche Rolle bei der Anordnung sowie Abstützung der Komponenten und hat einen direkten Einfluss auf die Konstruktion aller Hauptbaugruppen.

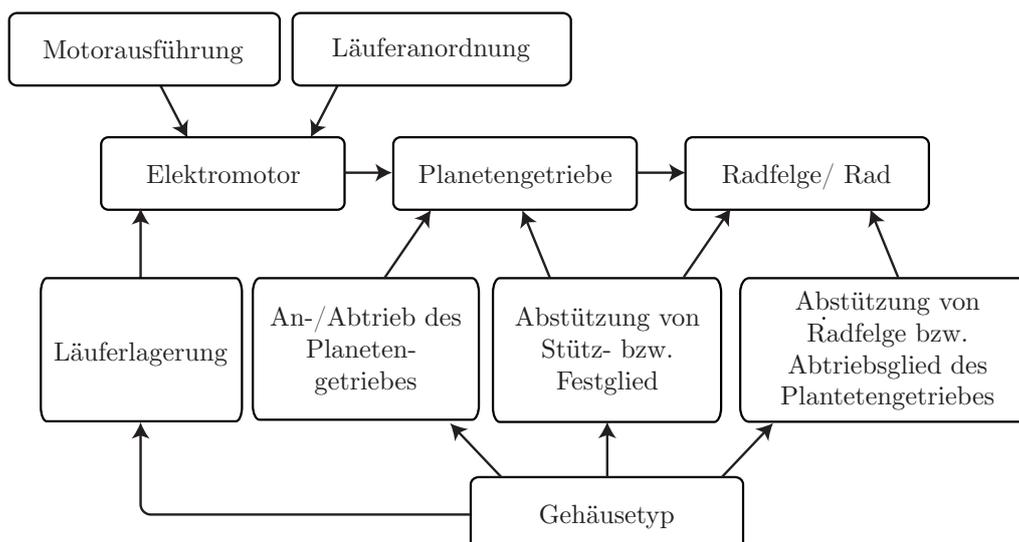


Abbildung 3.16: Wirkstruktur des Radnabenantriebes, abgeändert nach [72]

Die Hauptanforderung ist die Integration des Antriebes in die Fahrzeugfelge und die einfache Anbindung des Antriebsmoduls an das Fahrwerk, siehe Kapitel A.1. Für den axial, kurzen Bauraum der Felge und den prinzipbedingten Vorteilen ist ein Motor in Ringbauweise gefordert. Ebenso kann der freie Bauraum innerhalb des Motors mit Antriebskomponenten ausgefüllt werden. Zur strukturierten Variantenbildung wurde die Methodik des morphologischen Kastens und der gewichteten Variantenbildung zur Findung der Vorzugslösung gewählt.

Aus den Komponenten der Wirkstruktur nach Abbildung 3.16 wurde ein Lösungsraum aufgestellt. Aus 106 Kombinationen wurden 30 realisierbare Lösungsmöglichkeiten ausgearbeitet und bewertet [72]. Als Ergebnis eines konstruktiven Entwicklungsprozesses wurde der Getriebeplan in Abbildung 3.17 (links) als Vorzugslösung ermittelt. Die zweite und dritte Variante zeigen zwei alternative Realisierungsmöglichkeiten, deren Punktzahl jedoch zu gering ausfällt

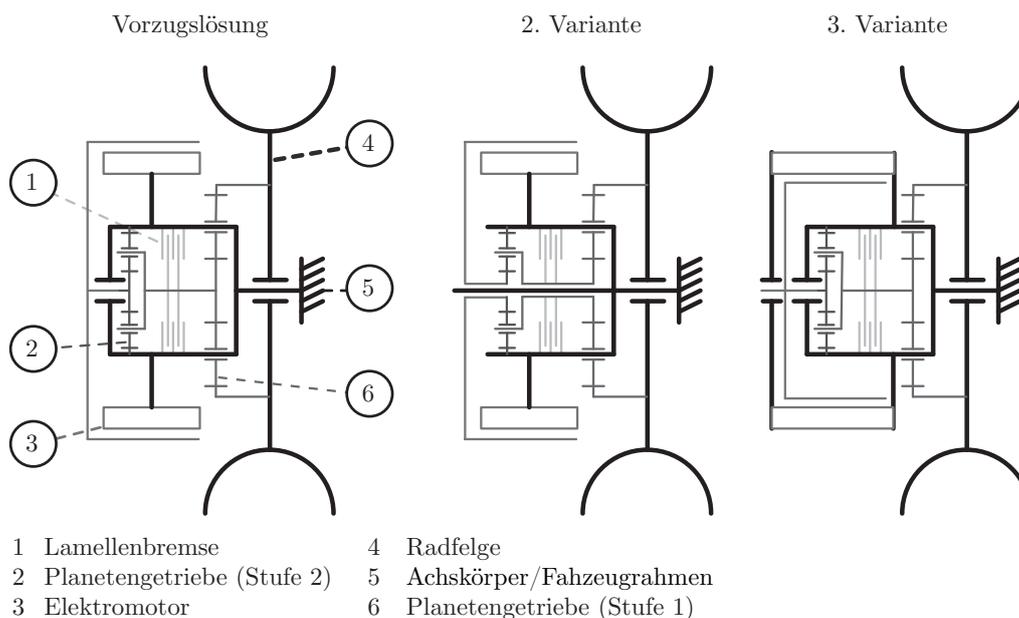


Abbildung 3.17: Varianten als Getriebeplan für den integrierten Radnabenantrieb (Vorzugslösung, 2. Variante, 3. Variante)

Bei allen Varianten ist die Radfelge auf dem Achskörper gelagert und ermöglicht die direkte Einleitung der Stützlasten auf das Rad. Bei der Dimensionierung der Tragstruktur von Getriebe und Motor sind diese Radkräfte nicht zu berücksichtigen. Der Planetenträger besitzt bei diesen Konzepten einen komplexen Aufbau und muss drei Anforderungen erfüllen:

- Träger der Planeten der zweiten Getriebestufe und Abstützung der Planetenkräfte
- Träger von Getriebe und Motor und Abstützung der Gewichtskraft und Antriebsdrehmomente
- Durchführung von Motor-, Kühl- und Messleitungen sowie Bremsbetätigung

Das Getriebe lässt sich als mehrstufiges Planetengetriebe ausführen. Das Übersetzungsverhältnis lässt sich aus den geometrischen Randbedingungen und mit Hilfe von Optimierungsregeln festlegen. Das Getriebekonzept erlaubt die freie Anordnung der Lamellenbremse am Motor, am Planetengetriebe und am Abtrieb. Im Getriebeplan ist die Lamellenbremse beispielhaft zwischen erstem und zweitem Planetensatz angeordnet. Bei der Vorzugsvariante ist der Motor als Außenläufer ausgeführt und ermöglicht die Anordnung einer Mantelkühlung zwischen Getriebegehäuse und Statorrücken mit dem Ziel der thermischen Entkopplung der beiden Hauptbaugruppen. Der Rotor ist direkt am Motorschild gelagert und besitzt eine definierte Lage zum Stator. Glockenform des Rotors, Lagerung und Gehäusestruktur benötigen eine gesonderte Untersuchung hinsichtlich Festigkeit und Verformung unter den besonderen Anforderungen der Fahrantriebe.

Die zweite Variante besitzt eine zentrale Achse, auf der die Lagerung des Rotors und der Planetengetriebe erfolgt. Nachteilig ist das begrenzte Übersetzungsverhältnis der Planetengetriebe aufgrund des größeren Innendurchmessers der Sonnenradwellen. Ebenso erfordert die Ausrichtung von Rotor und Stator erhöhte Aufmerksamkeit. Die dritte Variante ist mit einem Innenläufermotor ausgeführt. Wahlweise sind zwei Lagerstellen für den Rotor dargestellt. Zum einen ist die Kühlung von Motor und Getriebe aufwendiger und zum anderen besitzt der Innenläufermotor einen geringeren Luftspaltdurchmesser im Vergleich zu einem Außenläufermotor gleichen Bauvolumens, wodurch das realisierbare Drehmoment kleiner ist. Weiterhin ist für den Innenläufer eine Bandagierung der Oberflächenmagneten erforderlich, um diese vor Fliehkräften zu sichern.

3.3.4 Auswahl des Elektromotors

Tabelle 3.3 stellt die potenziellen Motorentypen aus Abbildung 2.16 in einem “Paarweisen Vergleich” gegenüber. Die Bewertungen wurden aus den veröffentlichten Arbeiten mit den Anforderungen des Radnabenmotors erarbeitet.

Tabelle 3.3: Gegenüberstellung der Motortypen aus Abbildung 2.16 mit der Methode “Paarweiser Vergleich”

| Kategorie | PSM1 | PSM2 | ASM-CU ASM-AL | Hybrid-motor | HSM | REL | QFSM KPM | SRM | TFM | SSM |
|------------------|-----------|-----------|------------------|--------------|-----------|-----------|-------------|-----------|-----------|-----------|
| Leistungsdichte | 6 | 7 | 4 | 3 | 5 | 1 | 8 | 2 | 9 | 0 |
| Effizienz | 9 | 8 | 2 | 4 | 7 | 1 | 5 | 2 | 6 | 1 |
| Regelbarkeit | 9 | 8 | 3 | 2 | 7 | 6 | 5 | 1 | 0 | 4 |
| Zuverlässigkeit | 7 | 6 | 9 | 8 | 5 | 4 | 2 | 3 | 1 | 0 |
| Technische Reife | 7 | 6 | 9 | 7 | 2 | 4 | 0 | 3 | 1 | 6 |
| Kosten | 4 | 3 | 8 | 6 | 2 | 7 | 1 | 9 | 0 | 5 |
| <i>Gesamt</i> | <i>42</i> | <i>38</i> | <i>35</i> | <i>30</i> | <i>28</i> | <i>23</i> | <i>21</i> | <i>20</i> | <i>17</i> | <i>16</i> |

ASM (CU, AL) und Hybridmotoren weisen eine hohe Punktzahl auf. Wegen den anfallenden Verlusten im Rotor und der geforderten Kompaktheit, werden die asynchronen Maschinen nicht weiter verfolgt. SSM, QFSM, TFM und SRM werden aufgrund der nachteiligen Eigenschaften, die sich in der Punktebewertung widerspiegeln, nicht weiter verfolgt. Im Lösungsraum haben sich die Bauformen der Synchronmaschinen (PSM1, PSM2, HSM, REL) zur Anwendung in Fahrtrieben herausgestellt. Entscheidend für die Gruppierung ist der Aufbau mit einer identischen Statorgeometrie. Entsprechend den Prioritäten der Bewertungskategorien und korrigierten Anwendungsanforderungen kann sich eine Verschiebung der Bewertungsreihenfolge ergeben. Für die Realisierung ändert sich entsprechend nur die Rotorgeometrie.

Für die Umsetzung im Radnabenantrieb wurde die Entscheidung zu Gunsten der PSM1 gefällt, da für diesen Maschinentyp ausreichende Entwicklungserfahrungen vorliegen und sich das Entwicklungsrisiko entsprechend minimiert.

Geometrieparameter einer PSM

Entsprechend der Radnabenantriebsarchitektur und dem gewählten Motorprinzip erfolgt die Realisierung als einer permanentmagneterregten Synchronmaschine in Außenläuferbauform, deren Geometrie in Abbildung 3.18 dargestellt ist. Der feststehende Teil des Motors, auch Stator oder Ständer genannt, besteht aus Statorrücken (2), Statorzähnen (3) mit Zahnkopf (4) und eingebettete Wicklungen (1). Der rotierende Teil des Motors, auch Rotor oder Läufer, besteht aus dem Läuferücken (6) und den Permanentmagneten (5). Zwischen den Magneten und den Zahnköpfen ergibt sich die Luftspaltlänge δ , der mit dem Luftspaltdurchmesser $d_{Luftspalt}$ beschrieben wird. Die Umwicklung der Statorzähne mit den Wicklungen bedingt eine zusätzliche axiale Baulänge auf der Schaltseite $l_{WK,S}$ und Nichtschaltseite $l_{WK,nS}$. Der größere Bauraumbedarf der Schaltseite resultiert aus der Verschaltung der Wicklungen untereinander und mit den Versorgungsleitungen. Die Länge des Stators wird mit der Eisenlänge l_{Fe} beschrieben. Der Rotorwinkel θ stellt die Verdrehung zwischen dem Rotor und Stator dar.

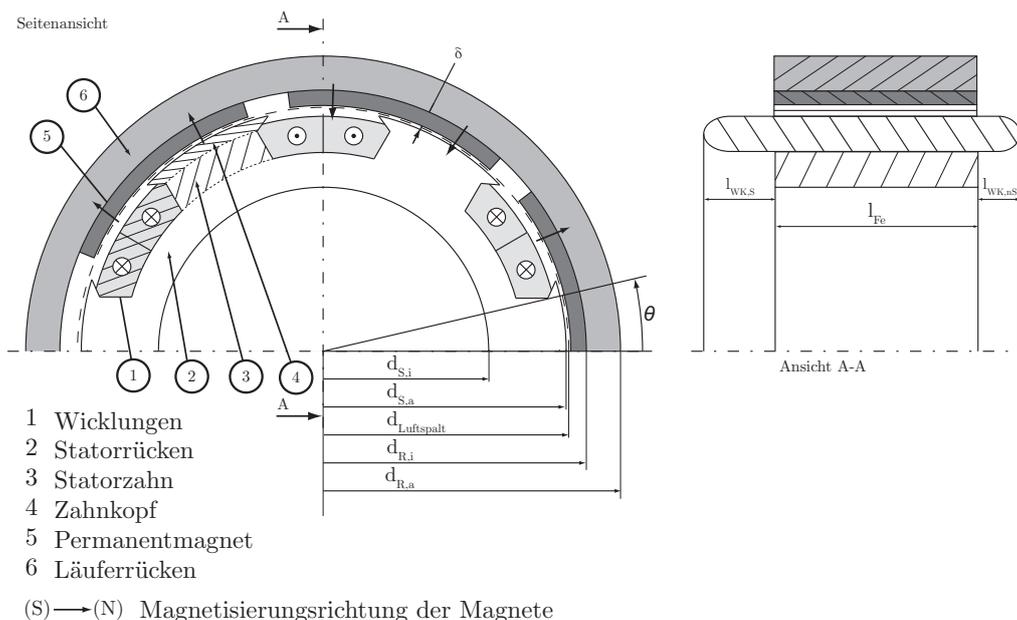


Abbildung 3.18: Geometrische Beschreibung des Querschnitts einer permanentmagneterregten Synchronmaschine mit Außenläufer

Die Parametrisierung der Statorzahngeometrie ist aus Abbildung 3.19 zu entnehmen.

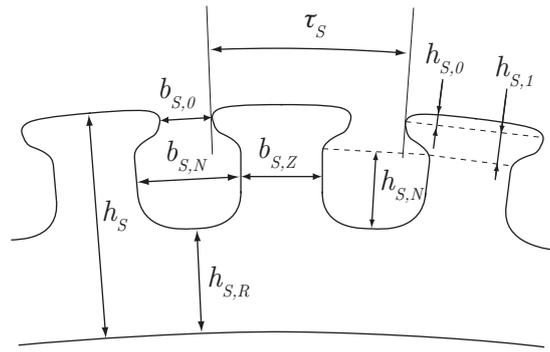


Abbildung 3.19: Stator- und Zahngeometrie

Die wesentlichen Parameter sind die Nutteilung τ_S , die Zahnbreite $b_{S,Z}$, die Nutbreite $b_{S,N}$, die Nuthöhe $h_{S,N}$, die Statorhöhe h_S und die Statorrückenhöhe $h_{S,R}$. Die Nutfläche $A_{S,N} \approx b_{S,N} \cdot h_{S,N}$ ergibt den verfügbaren Bauraum für die elektrischen Wicklungen. Mit der geometrischen Form des Zahnkopfes wird die Austrittsrichtung der Feldlinien an der Zahnoberfläche festgelegt. Durch Variation der Parameter $b_{S,0}$, $h_{S,0}$ und $h_{S,1}$ lässt sich der Feldverlauf im Luftspalt optimieren.

Motorwicklungsgestaltung

Die Festlegung der Motorwicklungstopologie erfolgt nach konstruktiven, elektrischen und elektromagnetischen Kriterien [94]. Hochpolige elektrische Maschinen mit großem Luftspaltdurchmesser, kleiner Eisenlänge und verteilten Wicklungen besitzen Wirkungsgradnachteile infolge von Kupferverluste in den Wickelköpfen. Um diese Kupferverluste zu minimieren, ist der Einsatz von konzentrischen Wicklungen (Zahnspulen) gegenüber den verteilten Wicklungen vorzuziehen [29]. Der Einsatz von Zahnspulenwicklungen zeigt ebenso Vorteile bei der Reduzierung des Kupfervolumens durch höhere Nutfüllgrade und der Verringerung von Herstellungskosten durch eine einfache Wicklungsherstellung und Montage [27]. SWAMY zeigt ebenso, dass der Einsatz der Wicklungsumschaltung mit einer Zahnspulentopologie möglich ist [140]. Jedoch haben Untersuchungen zu Zahnspulen nachgewiesen, dass im Luftspalt nicht vorhersehbare, topologieabhängige parasitäre Effekte wie Radial- und Normalkraftschwankungen auftreten können [83]. Das Potenzial und die Herausforderungen bei der Realisierung der Zahnspulentopologie sind bekannt. Bei der Entwicklung des Radnabenantriebes wird dennoch auf die verteilten Wicklungen aufgrund bekannter und vertrauter Prinzipie gesetzt.

3.3.5 Dimensionierung des Elektromotors

Aus Kapitel 2.5.1 geht die Wahl des PSM1 als geeigneten Motorentyp des Radnabenantriebes hervor. Im Nachfolgenden wird eine Abschätzung zur Baugröße gegeben. Die Baugröße einer elektrischen Maschine ergibt sich aus dem Bemessungsdrehmoment M_m im Luftspalt. Dieses lässt sich mit den geometrischen Daten: Eisenlänge l_{Fe} , und Luftspaltdurchmesser $d_{Luftspalt}$, dem Spitzenwert des Strombelags \hat{A}_1 , der Luftspaltinduktion $\hat{B}_{\delta 1}$ und dem Phasenverschiebungswinkel φ_1 von Flusswelle und Strombelagswelle festlegen [13].

$$M_m = \frac{\pi \cdot l_{Fe} \cdot d_{Luftspalt}^2}{4} \cdot \hat{A}_1 \cdot \hat{B}_{\delta 1} \cdot \cos\varphi_1 \quad (3.23)$$

Bei einem Phasenverschiebungswinkel $\varphi_1 = 0$ ergibt sich ein maximales Drehmoment. Die Amplitude des Grundstromwellen-Strombelags \hat{A}_1 ergibt sich aus den Größen: Wicklungsfaktor k_{w1} , Strangzahl m , Strangwindungszahl N_s , Strangstrom I_s , Polpaarzahl p und der Polteilung τ_p . Oftmals wird auch der Effektivwert des Strombelags A angegeben.

$$\hat{A}_1 = \sqrt{2} \cdot k_{w1} \cdot A = \sqrt{2} \cdot k_{w1} \cdot \frac{2 \cdot m \cdot N_s \cdot I_s}{2p \cdot \tau_p} \quad (3.24)$$

Typische Werte für wassergekühlte Synchronmaschinen sind $A = 160 \dots 300 \text{ A/mm}$ [94].

Die Luftspaltinduktion ist ein Maß für die wirkenden magnetischen Verhältnisse im Luftspalt und wird durch die Magnetoberfläche, den Magnetwerkstoff und der Anordnung der Permanentmagneten bestimmt. Der Strombelag und die Luftspaltinduktion lassen sich zu einem Drehschub

$$\tau_{Schub} = \frac{\hat{A}_1 \cdot \hat{B}_{\delta 1}}{2} \quad (3.25)$$

zusammenfassen. Der Drehschub τ_{Schub} ist ein spezifisches Maß für die thermische und magnetische Ausnutzung einer elektrischen Maschine, wobei ein hoher Wert eine Maschine mit hoher Drehmomentdichte repräsentiert. Die Polteilung τ_p ist eine geometrische Größe und ergibt sich aus dem Luftspaltdurchmesser $d_{Luftspalt}$ und der Polzahl p :

$$\tau_p = \frac{\pi \cdot d_{Luftspalt}}{2p} \quad (3.26)$$

Abbildung 3.20 zeigt recherchierte Drehschübe für eine PSM1 als Funktion des Luftspaltdurchmessers und der Dauerleistung .

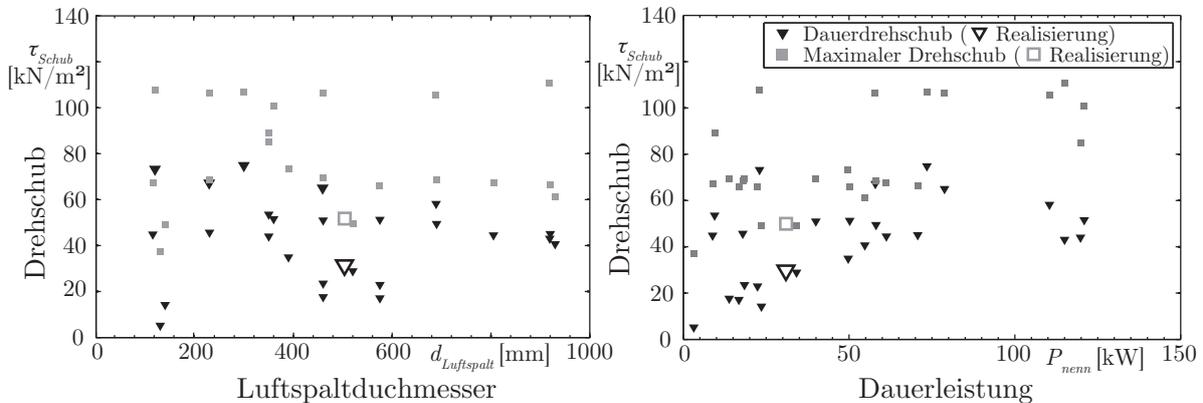


Abbildung 3.20: Drehschub von PSM1-Motoren als Funktion des Luftspaltdurchmessers und der Dauerleistung

Die Werte deuten auf eine starke Streuung, die sich im Wesentlichen aus der Motorkühlung ergibt. So variieren die Drehschübe für das Dauerdrehmoment im Bereich von 5 kN/m^2 bis 75 kN/m^2 . Der realisierte Drehschub des Radnabenmotors beträgt für die Sternschaltung der Wicklungen $\tau_{Schub,ennn} = 30 \text{ kN/m}^2$ sowie $\tau_{Schub,max} = 50,8 \text{ kN/m}^2$ und ist in Abbildung 3.20 gesondert gekennzeichnet.

Die Auslegung von Stator und Rotor erfolgte in Zusammenarbeit mit der Firma EAAT GmbH Chemnitz. Die allgemeinen Motorenparameter sind in Tabelle A.11 zusammengefasst. Weiterführende Berechnungs- und Auslegungsverfahren als auch Optimierungs- und Gestaltungsmethoden für elektrische Motoren sind in der Literatur ausreichend beschrieben [17, 26, 88, 94] und werden im Folgenden nicht weiter betrachtet.

3.3.6 Realisierung des Fahrtriebskennfeldes

Varianten zur Anpassung eines Motorkennfeldes an einen Fahrtrieb zeigen Lösungsvorschläge mit Getriebe, Motor und Elektronik, siehe Kapitel 2.7. Aufgrund der diversen Fahrtriebsanforderungen lässt sich jedoch kein allgemeingültiger Lösungsansatz für Traktoren finden. Weiterhin können die Anforderungen nicht durch Optimierung einer einzelnen Komponente erfüllt werden. Vielmehr ist eine Kombination der Technologien zielführend. Tabelle 3.4 zeigt eine Gegenüberstellung und Bewertung der Möglichkeiten zur Kennfeldanpassung.

Tabelle 3.4: Gegenüberstellung der Varianten zur Kennfeldanpassung

| Kennfeld- anpassung durch... | Bauraum, Masse | Ausprägen einer Zugkraft- hyperbel | Drehzahl- spreizung | Zugkraft- unter- brechung | mechanische Simplizität | elektronische Simplizität |
|---|-------------------|---|------------------------|---------------------------------|----------------------------|------------------------------|
| Schaltgetriebe | + + | - | 0 | -- | - | + |
| Mehrmotoren- antrieb | -- | + | + | + | -- | -- |
| Magnet- ausrichtung | - | + + | + | + + | -- | + |
| Rotorgeometrie und Feldschwächung | + | + + | + | + + | + | + |
| Wicklungs- umschaltung | 0 | 0 | + | + | + + | - |
| -- ... ungünstig | 0 ... neutral | + + sehr gut | | | | |

Der Einsatz von Schaltgetrieben wird aufgrund der gestellten Anforderung des stufenlosen Fahrens aus Kapitel 2.3.1 nicht weiter verfolgt. Ebenso werden Mehrmotorenantriebe, die diese Kennfeld-Anforderungen erfüllen würden, aufgrund des verfügbaren Bauraumes in der Radnabe, vgl. Abbildung 3.17, und der Bauteilvielfalt von weiteren Betrachtungen ausgeschlossen. Die Lösungsansätze mit Magnetausrichtung scheiden aus Sicht der mechanischen Komplexität aus.

In die engere Auswahl einer anwendungsoptimalen Antriebstopologie kommt eine Verknüpfung der Rotor-geometrie mit Feldschwächung in Kombination mit der Elektronik. Aus Sicht der Konstruktion und der Realisierbarkeit einer Prototypenmaschine ist eine PSM1 favorisiert. Die Anforderung an den Konstantleistungsbereich aus der Fahrtriebskennlinie wurde auf einen Wert von $k_F = 6,4$ festgelegt.

Zur Realisierung des Antriebskennfeldes wird eine Kombination aus Reihen-, Stern- und Dreieckschaltung für eine PSM1 vorgeschlagen.

Die Umschalttopologie von NIPP [101], die eine Reihen- und Parallelschaltung sowie Stern- und Dreieckschaltung mit Thyristoren ermöglicht, wird nicht weiter betrachtet. Zwar führt die stromsynchroner Strangumschaltung zu einem nahezu drehmomentunterbrechungsfreien Topologiewechsel. Jedoch besitzt die Schaltung die größte Anzahl an Bauteilen in Verbindung mit einem erhöhten Fehlerrisiko bei der Realisierung. Die Schaltungsvariante nach OTADUY [107] besitzt die größte Anzahl an mechanischen Schaltern aufgrund

der zusätzlichen Funktionalität der Reihen-Parallelschaltung, um eine Wirkungsgradverbesserung zu erzielen. Aufgrund des hohen Aufwand-Nutzens zur Wirkungsgradverbesserung wird diese Variante nicht weiter betrachtet.

Die Basis der Wicklungsumschaltung bildet die Realisierungen nach SWAMY [140]. In der vorgeschlagenen Variante erfolgt eine antizyklische Aktivierung von zwei Sternpunkten mit einem unterschiedlichen Windungszahlverhältnis für die Erweiterung des Feldschwächbereiches auf $k_F = 2$. Die Umschaltung erfolgt mit elektronischen Schaltern, die eine Umschaltung unter 1 ms erlauben. Als Erweiterung der Schaltung werden zusätzliche Schalter vorgeschlagen, die eine Dreieckschaltung ermöglichen und den Feldschwächbereich um $k_F = 1,73$ erweitert. Die prinzipielle Aufteilung der Motorkennlinie mit den Wicklungskonfigurationen ist in Abbildung 3.21 dargestellt.

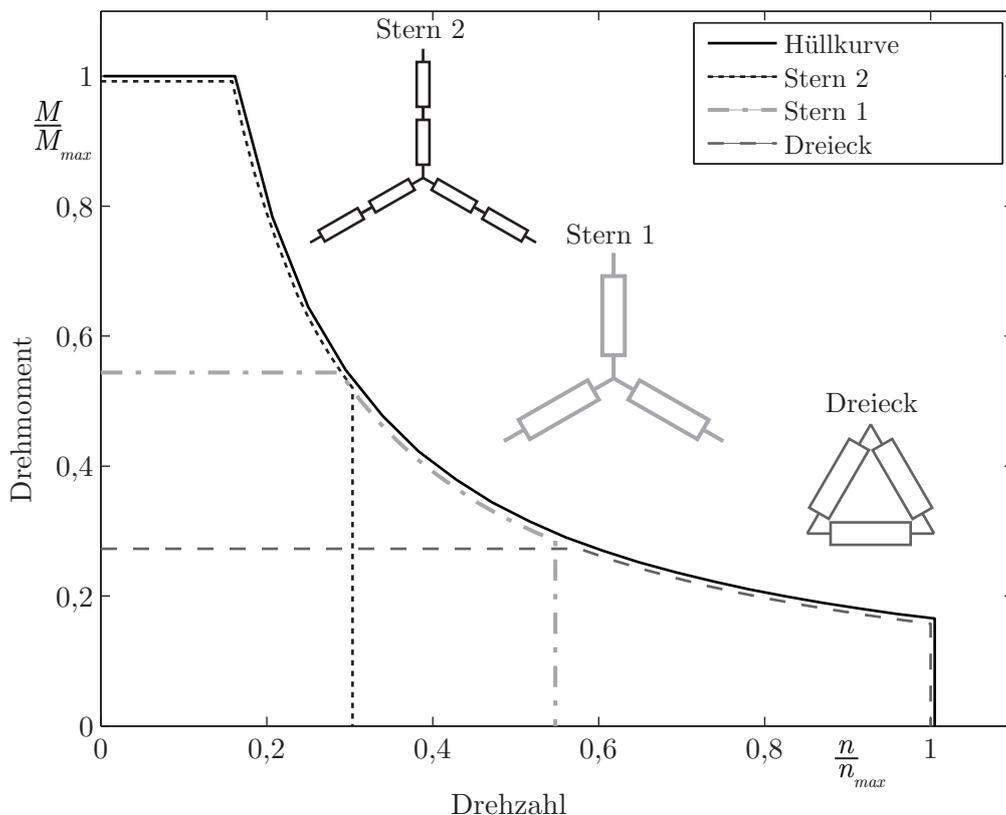


Abbildung 3.21: Theoretisches Kennfeld eines Fahrtriebes und Unterteilung in Topologie-Bereiche

Die Auslegung des Konstantleistungsbereiches von $k_F = 6,4$ erfolgt zu $3,46 (= 2 \cdot 1,73)$ mit der Wicklungskonfiguration und zu $1,85$ mit der Feldschwächung. Im unteren Geschwindigkeitsbereich wird die Reihenschaltung “Stern2” genutzt, um ein hohes Drehmoment zu generieren. Im mittleren Geschwindigkeitsbereich erfolgt die Umschaltung in eine Sternschaltung “Stern1” mit der halben Windungszahl. Zur Realisierung der hohen Fahrgeschwindigkeit dient eine Dreieckschaltung “Dreieck”. Diese führt zu einer weiteren Reduzierung der Gegenspannung des Antriebsmotors. Die Maximaldrehzahl wird unter Anwendung der Feldschwächung erreicht.

Drehmoment und Luftspaltoberfläche stehen in einem linearen Zusammenhang nach Gleichung 3.23, woraus sich die drehmomentabhängige Baugröße des Motors ableitet. Eine Windungszahländerung durch Wicklungszahlumschaltung wirkt sich direkt auf die spezifische Drehmomentausnutzung des Motors aus. Die Reduzierung der am Energieumsatz beteiligten Windungen verringert den Strombelag im Motor nach

Gleichung 3.24. Entsprechend besitzt der Motor die höchste Drehmomentausnutzung in Stern2-Schaltung. Die Abschaltung einer halben Windungszahl bedeutet im Umkehrschluss das Deaktivieren des halben Motors und eine geringere Materialausnutzung.

Transformationsregeln für Widerstand und Rotorfluss

Eine Wicklungsumschaltung hat eine Änderung der elektrischen Parameter zur Folgen. In Abbildung 3.22 sind drei Beispiele der Wicklungsumschaltung zur Veranschaulichung dargestellt. Die erste Transformationsregel betrachtet eine Stern-Dreieck-Umschaltung (Y-Δ). Widerstände, Induktivitäten und Rotorflussverkettung ändern sich um die dargestellten Verhältnisse. Eine alternative Änderung der Parameter erfolgt durch eine Reihen-Parallelverschaltung, die sich auch mit einer Stern-Dreieck-Umschaltung kombinieren lässt. Dabei werden die Wicklungsstränge in gleichgroße Abschnitte segmentiert und entsprechend verschaltet. Eine dritte Schaltungsvariante berücksichtigt eine Abschaltung von Wicklungsteilen. Die Änderung der Rotorflussverkettung erfolgt mit demselben Faktor, wie bei der Reihen-Parallelschaltung. Widerstands- und Induktivitätswerte besitzen hingegen geringere Umrechnungsfaktoren. Die Wahl des gewünschten Umschaltverhaltens wird durch die Anforderungen des Antriebskennfeldes und dem Aufwand der Realisierung abgewogen.

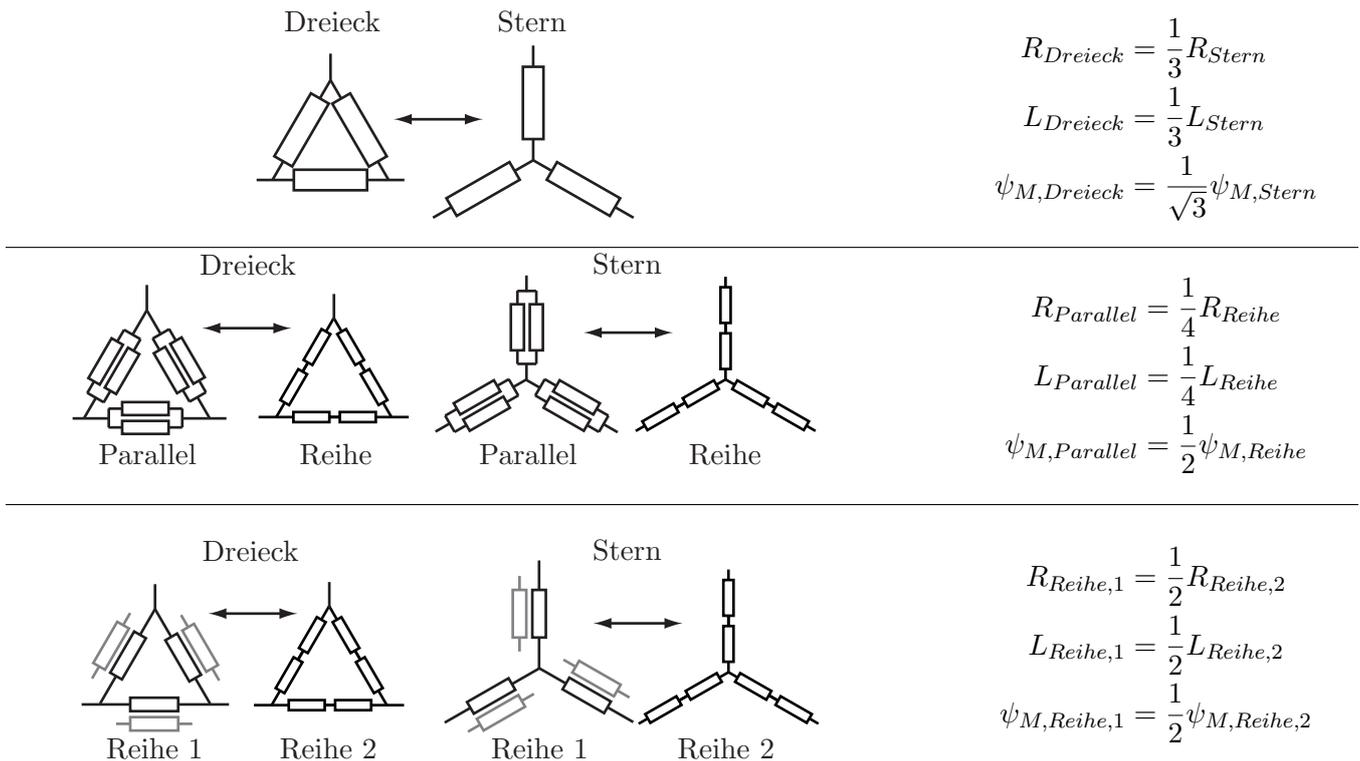


Abbildung 3.22: Beispiele für Wicklungstransformationen

3.3.7 Methodik zur Bestimmung der optimalen Getriebeübersetzung

Mit der nachfolgenden Betrachtung soll eine Optimierung für Motormasse und Massenträgheit des Radnabenantriebes unter Berücksichtigung der Getriebeübersetzung erfolgen.

Die erste Zielfunktion verfolgt die Minimierung der Motormasse mit dem Ziel Materialkosten und Gewicht am Motor einzusparen. Wird ein Außenläufermotor zu einem dünnwandigen Zylinder abstrahiert, ergibt sich die Wandstärke d_{Wand} als Differenz von Außendurchmesser des Rotors $d_{R,a}$ und dem Innendurchmesser des Stators $d_{S,i}$:

$$d_{Wand} = \frac{1}{2} (d_{R,a} - d_{S,i}) \quad (3.27)$$

Die Aufteilung der Wandstärke erfolgt nach $1/3$ für Rotor (Joch mit Magneten) und $2/3$ für Stator (Joch mit Zähnen). So ergibt sich der Außendurchmesser des Motors zu:

$$d_{R,a} = d_{Luftspalt} + 2 \cdot \frac{1}{3} \cdot d_{Wand} \quad (3.28)$$

und der Innendurchmesser zu:

$$d_{S,i} = d_{Luftspalt} - 2 \cdot \frac{2}{3} \cdot d_{Wand} \quad (3.29)$$

Die Masse eines "dünnwandigen" Motors in Form eines Hohlzylinders berechnet sich mit der mittleren Materialdichte ρ_M und der Eisenlänge l_{Fe} nach:

$$m_m = \rho_M \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (d_{R,a}^2 - d_{S,i}^2) \cdot l_{Fe} = \rho_M \cdot V \quad (3.30)$$

Mit Gleichung 3.28 und Gleichung 3.29 erweitert sich die Gleichung zu:

$$m_m = \rho_M \cdot \pi \cdot \left(d_{Luftspalt} \cdot d_{Wand} - \frac{1}{3} \cdot d_{Wand}^2 \right) \cdot l_{Fe} \quad (3.31)$$

Durch Ersetzen der Eisenlänge l_{Fe} mit Gleichung 3.23 unter Berücksichtigung des Übersetzungsverhältnisses von Rad zu Motor

$$M_m(i) = \frac{M_r}{i} \quad (3.32)$$

lautet die Berechnung der Motormasse:

$$m_m(i) = \rho_M \cdot \pi \cdot \left(d_{Luftspalt} \cdot d_{Wand} - \frac{1}{3} \cdot d_{Wand}^2 \right) \cdot \frac{2 \cdot M_m}{i \cdot \tau_{Schub} \cdot d_{Luftspalt}^2} \quad (3.33)$$

Als Bezugsgröße der folgenden Betrachtungen in Abbildung 3.23 dient die Motorgröße bei einer Übersetzung von $i = 1$ mit einem Luftspaltdurchmesser von $d_{Luftspalt} = 510 \text{ mm}$ und einem Drehschub von $\tau_{Schub} = 30 \text{ kN/m}^2$. Die Berechnung der relativen Motormasse $m_{m,rel}$ lautet:

$$m_{m,rel}(i) = \frac{m_m(i)}{m_m(i=1, \tau_{Schub} = 30 \text{ kN/m}^2, d_{Luftspalt} = 510 \text{ mm})} \quad (3.34)$$

Ein zweiter Optimierungsansatz für den Radnabenantrieb verfolgt die Minimierung der kinetischen Energie des Fahrzeuges durch die Variation der Getriebeübersetzung. Ein Ziel ist es, den Energieeinsatz für Beschleunigungsphasen zu minimieren. Ebenso muss zur Fahrzeugverzögerung weniger kinetische Energie

vom Bremssystem aufgenommen werden, was sich auf die Dimensionierung des elektrischen und mechanischen Bremssystems auswirkt.

Die Zielfunktion bei der Betrachtung ist die kinetische Energie des Systems der reduzierten Massenträgheit:

$$E_{kin} = \frac{1}{2} \cdot J_{red} \cdot \omega_r^2 \quad (3.35)$$

Die reduzierte Massenträgheit J_{red} ist eine Modellgröße und stellt eine Transformation aller Massenträgheiten und Trägheiten im Fahrzeug auf eine einheitliche Größe dar.

$$J_{red}(i) = (m_{Fz} + m_{Zuladung} + k_m \cdot m_m(i)) \cdot r_r^2 + k_r \cdot J_r + k_m \cdot (J_G + i^2 \cdot J_R(i)) \quad (3.36)$$

mit m_{Fz} ...Fahrzeugmasse k_m ...Anzahl der Motoren

$m_{Zuladung}$...Zuladungsmasse k_r ...Anzahl der Räder

Die Ermittlung der Rotorträgheit erfolgt ebenso nach den Berechnungsvorschriften eines dünnwandigen Zylinders. Die Länge des Rotors ergibt sich nach Gleichung 3.23 aus der Eisenlänge l_{Fe} , einem vorgegebenen Luftspaltdurchmesser sowie dem Drehschub. Das Drehmoment des Motors berechnet sich nach Gleichung 3.32 für ein gefordertes Raddrehmoment. Ein Zuschlag für die Rotorlagerung muss entsprechend der Konstruktion angesetzt werden.

Die Minimierung der kinetischen Energie aus Gleichung 3.35 leitet sich aus dem reduzierten Massenträgheitsmoment ab. Die Bestimmung des Minimums erfolgt durch eine mathematische Ableitung nach der Getriebeübersetzung.

$$J_{min} = \min_i (J_{red}(i) : i \in R_{>0}) \quad (3.37)$$

Das Minimum der Massenträgheit J_{min} stellt sich bei der Übersetzung $i_{J,min}$ ein.

$$i_{J,min} = J_{red}^{-1}(J_{min}) \quad (3.38)$$

Zur Darstellung der Abhängigkeit von der Getriebeübersetzung wird eine relative Massenträgheit j_{rel} definiert:

$$j_{rel}(i) = \frac{J_{red}(i)}{J_{min}} \quad (3.39)$$

In Abbildung 3.23 sind der Verlauf der spezifischen Massenträgheit (links) und der Verlauf der spezifischen Motormasse (rechts) gegenübergestellt. Eine Bezugsgröße zur Einordnung der relativen Massenträgheit stellt das Fahrzeug ohne elektrische Antriebe dar. Der Fahrzeugkörper und die Reifen nehmen einen Anteil von $j_{rel} = 0,7$ ein und stellen einen Grenzwert dar.

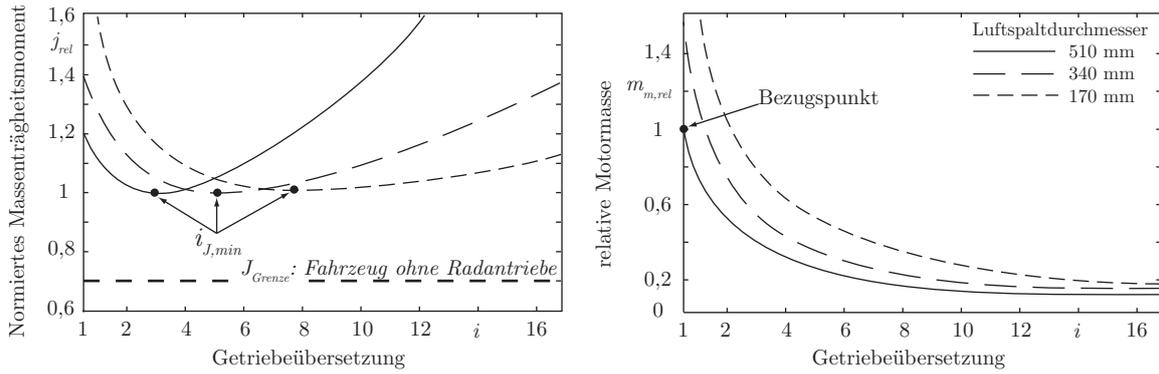


Abbildung 3.23: Wirkung der Getriebeübersetzung auf das Massenträgheitsmoment und die Motormasse

Die Kennlinien beziehen sich jeweils auf drei beispielhafte Luftspaltdurchmesser (170 mm, 340 mm, 510 mm). Das Teilungsverhältnis der Luftspaltdurchmesser resultiert aus einer gleichen Nutteilung bei einem Vielfachen der Polzahl. Die geometrischen Verhältnisse eines Einzelpols (Nutfläche, Nutteilung, Zahnbreite, Zahnhöhe, Jochbreiten) sind identisch. Die Statorhöhe (Joch plus Zahn) und die Rotorhöhe (Magnet plus Joch) sind unabhängig vom Luftspaltdurchmesser [32]. Die Wandstärke d_{Wand} wird in jeder Berechnung mit 90 mm angesetzt.

Bei einem großen Luftspaltdurchmesser des Motors bildet sich bei der Massenträgheit ein schmales Minimum bei einer Getriebeübersetzung von $i = 3$ aus. Wird der Luftspaltdurchmesser verkleinert, stellt sich ein breiteres Minimum bei einer größeren Übersetzung ein. Das Niveau ist dabei von der Wandstärke des gewählten Elektromotors abhängig. Bei einer identischen Wandstärke des Rotors liegen die Minima auf einem identischen Niveau. Bei allen Varianten besitzt die Rotationsträgheit der Motoren für die optimale Getriebeübersetzung einen Anteil von 30 %.

Eine Einsparung an Motormasse erfolgt durch die Anhebung der Getriebeübersetzung. Der Kurvenverlauf der Masse besitzt besonders bei geringen Übersetzungen einen großen negativen Anstieg, wodurch deutliche Massenreduzierung vor allem im unteren Übersetzungsbereich erzielt wird. Für Übersetzungen, die mehrstufige Getriebepaarungen erfordern, ist eine Zusatzmasse für das Getriebe einzurechnen. In Abbildung 3.23 wurde der Zuschlag nicht berücksichtigt, da die Stufenzahl wesentlich von der Übersetzung in Verbindung mit der Getriebetopologie bestimmt wird.

Für die kinetische Energie lässt sich eine optimale Getriebeübersetzung ermitteln. Hingegen muss zur Einsparung an Motormasse die Getriebeübersetzung größer werden. Demzufolge muss ein entsprechendes Optimierungsziel formuliert werden. Die Bestimmung der optimalen Getriebeübersetzung erfolgt mit einem Kostenmodell. Dabei werden der relativen Massenträgheit j_{rel} der Kostenfaktor f_j und der spezifischen Motormasse m_m der Kostenfaktor f_m zugeordnet. Die Zielfunktion für die Optimierung lautet:

$$K(i) = f_j \cdot (j_{rel}(i) - 1) + f_m \cdot m_{Motor}(i) \quad (3.40)$$

Die Ableitung der Kostenfunktion ergibt ein Minimum für eine optimale Getriebeübersetzung.

$$K_{min} = \min_i (K(i) : i \in R_{>0}) \quad (3.41)$$

Abbildung 3.24 zeigt den Verlauf der Kostenfunktion mit der Gewichtung der Kostenfaktoren von $f_j = 1$

und $f_m = 1$. Für die Zielanwendung stellt die Getriebeübersetzung von $i \approx 4$ einen Kompromiss aus der Optimierung der Motormasse und der kinetischen Energie dar.

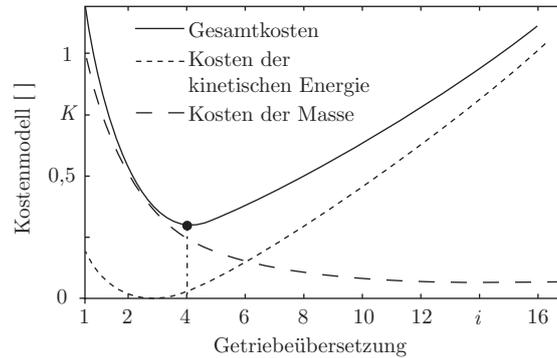


Abbildung 3.24: Optimierung der Getriebeübersetzung mit einem Kostenmodell

3.4 Entwicklung des Einzelradantriebes

3.4.1 Getriebetopologie

Die Struktur des Radantriebes nach Abbildung 3.17 bietet ausreichend Platz, um ein zweistufiges Getriebe mit einem großen Übersetzungsbereich zu integrieren. Die Auswahl möglicher Getriebeübersetzungen reduziert sich durch die Forderungen eines raumfesten Durchganges zwischen Abtrieb und Antrieb. Abbildung 3.25 zeigt die umsetzbaren Grundvarianten für die Einzelradantriebsstruktur mit zugehörigen Vereinfachungen (a, b, e) zur Teilereduzierung nach MULZER [95].

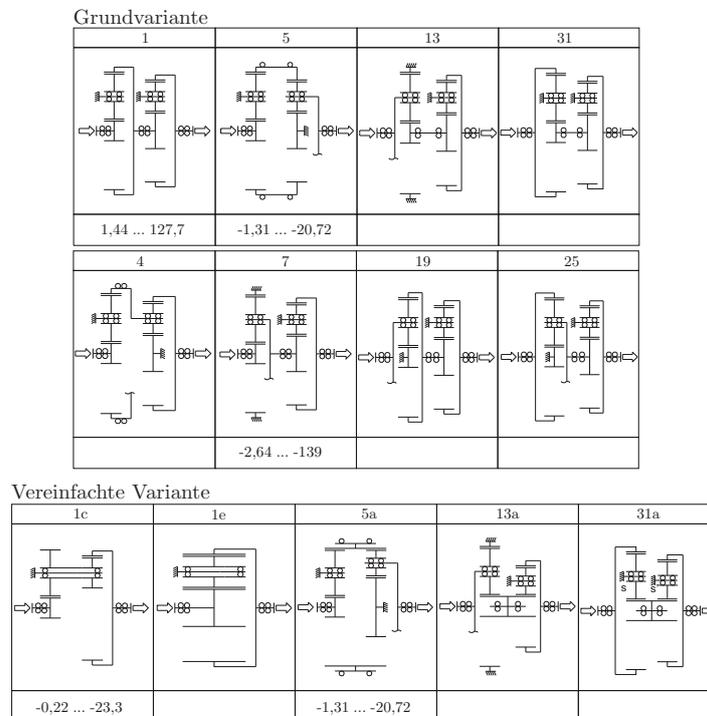


Abbildung 3.25: Auswahl von gekoppelten Planetensätzen mit Übersetzungsbereichen und ihre vereinfachten Varianten nach [95] (a...Vereinigen von zwei Zentralrädern; c...Kopplung der Planeten zu Stufenplaneten; e...Einfache Umlaufgetriebe mit durchgehendem Planet)

Die Wahl der Getriebeübersetzung erfolgte nach Kapitel 3.3.7 zu $i = 4$, wodurch die zweistufigen Plane-

tensätze mit einem hohen Übersetzungsbereich entfallen. Durch die Forderung einer geringen Komplexität wurde für den Radnabenantrieb eine einstufige Getriebestruktur der Endübersetzung nach Grundvariante 1e gewählt, was einem Standardplanetengetriebe entspricht. Die Auslegung der Getriebestufe erfolgt nach den Lastkollektiven aus Kapitel 2.3.5. Die Parameter der Getriebestufe sind aus Tabelle A.14 zu entnehmen.

3.4.2 Mechanische Dimensionierung des Rotors

Zur Untersuchung der Verformung des gewählten Außenläufer-Designs in Glockenbauweise ist die Wirkung der Kräfte einzuschätzen. Hintergrund der Untersuchung ist das Sicherstellen eines weitestgehend symmetrischen Luftspalts, um Schwingungsanregungen infolge einer dynamischen Exzentrizität gering zu halten und eine mechanische Sicherheit zu gewährleisten. Die Luftspaltgeometrie bestimmt die magnetischen Verhältnisse im Motor. Eine Asymmetrie infolge einer Verformung führt zu einer einseitigen Radialkraftwirkung im Luftspalt, was wiederum zu einer dynamischen Unwuchtanregung führt [148]. Schwerwiegender wirkt jedoch das Aufeinandertreffen von Stator und drehendem Rotor als Punktkontakt, das zu komplexen, dynamischen Vorgängen führt [57, 131] und zu einer Zerstörung des Motors führen kann.

Dynamische Kräfte, die die Rotordynamik beeinflussen, sind: Stoßkräfte, Fliehkraft, Corioliskraft und axiale Kräfte bei Kurvenfahrt.

Einen besonderen Einfluss hat die Corioliskraft infolge des Coriolis-Effekts bei Kurvenfahrt. Der Rotor dreht sich um seine Rotationsachse (X-Achse). Durch das Bewegen des Lenkrades und Kurvenfahrt erfolgt eine Drehung des Rades um seine Hochachse (Z-Achse). Dies führt zu einem Reaktionsmoment orthogonal zur Rotationsachse und Hochachse. Dieses Moment wird als Kreiselmoment $M_{Kreisel}$ bezeichnet [33]. Das Verhalten dieser Reaktion kann aus dem Drehimpulssatz abgeleitet werden, da die zeitliche Änderung des Drehimpulses einem Drehmoment entspricht.

$$\dot{\underline{L}} = \underline{M} \quad (3.42)$$

mit \underline{L} als Drehimpuls und \underline{M} als resultierender Drehmomentvektor.

Der Rotor des Elektromotors mit der Massenträgheit J_m dreht sich um seine Rotationsachse mit der Winkelgeschwindigkeit $\underline{\omega}_m$, siehe Abbildung 3.26. Der Drehimpuls berechnet sich zu:

$$\underline{L} = J_m \cdot \underline{\omega}_m \quad (3.43)$$

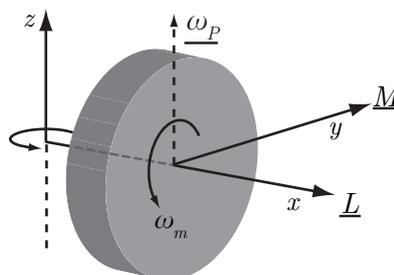


Abbildung 3.26: Wirkungsweise des Kreiselmomentes einer Scheibe

Die zeitliche Ableitung ergibt:

$$\dot{\underline{L}} = J_m \cdot \frac{d}{dt} \underline{\omega}_m \quad (3.44)$$

Für die zeitliche Ableitung einer allgemeinen Bewegung \underline{X} in einem bewegten Koordinatensystem 'B' in Bezug auf ein festes Bezugssystem 'I' gilt [46]:

$$\left[\frac{d}{dt} \underline{X} \right]_I = \left[\frac{d}{dt} \underline{X} \right]_B + \underline{\omega} \times \underline{X} \quad (3.45)$$

mit $[d\underline{X}/dt]_B$ als Ableitung der Bewegung im bewegten Koordinatensystem und $\underline{\omega}$ als Winkelgeschwindigkeit der Rotation des bewegten Systems.

Da \underline{X} mit dem bewegten Koordinatensystem fest verbunden ist, verschwindet die Ableitung des Vektors \underline{X} im bewegten System d.h. $[d\underline{X}/dt]_B = 0$. Gleichung 3.44 vereinfacht sich zu:

$$\dot{\underline{L}} = J_m \cdot \underline{\omega}_P \times \underline{\omega}_m \quad (3.46)$$

Das resultierende Kreiselmoment berechnet sich durch Einsetzen von Gleichung 3.46 in Gleichung 3.42.

$$M_{Kreisel} = J_m \cdot \omega_m \cdot \omega_P \quad (3.47)$$

Folglich ist das Kreiselmoment eine Funktion von Drehzahl und Massenträgheit des Rotors sowie der Winkelgeschwindigkeit ω_P der Drehbewegung um die Hochachse. Aus Gleichung 3.46 geht hervor, dass der Vektor des Kreiselmomentes senkrecht zur Rotationsachse des Rotors und der Radlängsachse wirkt und ein Kippen des Rotors hervorruft. Die Fahrzeuggeschwindigkeit wirkt direkt auf die Drehgeschwindigkeit ω_P in Abhängigkeit einer Kreisbahn (konstanter Kurvenradius).

$$\omega_P = \frac{v_{Fz}}{r_{Kreisbahn}} \quad (3.48)$$

Der Radius der Kreisbahn bestimmt sich aus der Zentrifugalbeschleunigung a_z bei einer Kurvenfahrt.

$$r_{Kreisbahn} = \frac{v_{Fz}^2}{a_z} \quad (3.49)$$

Aufgrund des Kraftschlussverhältnisses und der Reibkreisphysik eines Reifens tritt im nominellen Betrieb die maximale Zentrifugalbeschleunigung von $9,81 \text{ m/s}^2$ auf. Die Drehgeschwindigkeit bestimmt sich folgendermaßen zu:

$$\omega_P = \frac{a_z}{v_{Fz}} \quad (3.50)$$

Die Rotorgeschwindigkeit ist von der Fahrzeuggeschwindigkeit, dem Reifenradius und der Getriebeübersetzung i abhängig:

$$\omega_m = i \cdot \frac{v_{Fz}}{r_r} \quad (3.51)$$

Durch Einsetzen von Gleichung 3.50 und Gleichung 3.51 in Gleichung 3.47 vereinfacht sich die Kreiselmomentberechnung zu:

$$M_{Kreisel} = a_z \cdot \frac{J_R \cdot i}{r_r} \quad (3.52)$$

Als weitere Belastungen treten am Rotor Fliehkräfte infolge der Rotordrehung in radialer Richtung und bei Kurvenfahrt in axialer Richtung auf. Die axiale Kraftwirkung bei einer Kurvenfahrt ist aufgrund des geringen Einflusses vernachlässigbar.

Abbildung 3.27 zeigt eine Untersuchung der Finite-Elemente-Methode (FEM) zur Rotordynamik für einen nominellen Lastfall, bei dem maximales Kreiselmoment und Fliehkraft wirken. Die Parameter lauten:

| | | |
|---|---|--|
| Rotorträgheit $J_m = 4,42 \text{ kgm}^2$ | Getriebeübersetzung $i = 4$ | Reifenradius $r_r = 0,579 \text{ m}$ |
| Zentrifugalbeschleunigung bei Kurvenfahrt $a_z = 9,81 \text{ m/s}^2 = 1g$ | Fahrgeschwindigkeit $v_F = 55 \text{ km/h}$ | Motordrehzahl $n_m = 1000 \text{ 1/min}$ |

In der ANSYS-Simulation wurde der Elementtyp Solid187 gewählt, der Corioliseffekte berücksichtigt.

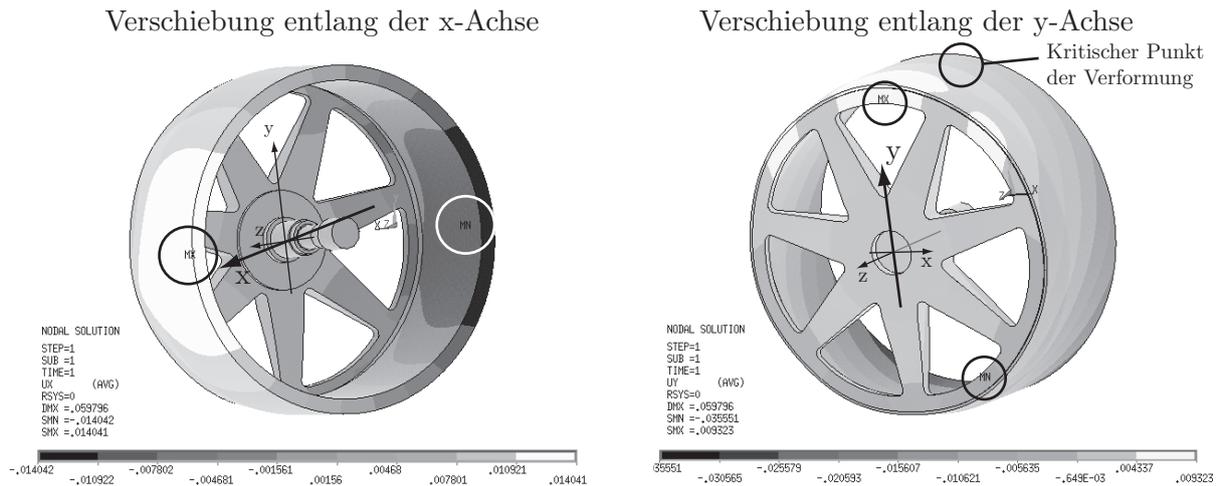


Abbildung 3.27: Verschiebungen des Rotors in Fahrzeuginnenachse und Fahrzeugaußenachse bei dynamischer Belastung durch Kreis- und Fliehkraft

Der Anteil der Verformung des Rotorringes in Folge der radialen Fliehkräfte leitet sich aus der Verschiebung in Richtung der X-Achse ab und beträgt maximal $14/1000 \text{ mm}$. Da die Fliehkraft eine Aufweitung des Rotors zur Folge hat, ist die Verschiebung entlang der X-Achse unkritisch.

Die Verschiebung entlang der Y-Achse ist von größerer Bedeutung, da bei einer Überschreitung des Luftspaltes ein Punktkontakt zwischen Rotor und Stator entsteht. Der kritische Kontaktpunkt ist in der Darstellung markiert und tritt bei einem umgekehrten Drehsinn auf der Unterseite auf. Die Verkleinerung des Luftspaltes beträgt an diesem Punkt $-15/1000 \text{ mm}$. Die Verschiebung ergibt sich aus der Überlagerung der Kräftewirkung. Unter Vernachlässigung der Fliehkraft von $14/1000 \text{ mm}$ ergibt sich eine Reduzierung des Luftspaltes in Folge der Kreiselmomentkraft von $-29/1000 \text{ mm}$.

Mit den bekannten Lasten für Kreiselmoment nach Gleichung 3.52 und der Rotorgewichtskraft, unter Berücksichtigung von bekannten Achsstoßfaktoren $S = 4 \dots 5$ [136], muss die Verschiebung infolge der Lagerstellenverformung (Lager mit Gehäuse) zur ermittelten Luftspaltänderung beaufschlagt werden. Für die Realisierung wurden Kegelrollenlager gegenüber Rillenkugellagern bevorzugt aufgrund der halben Einfederung bei identischer Kraftwirkung. Die Superposition der Verschiebungen ergeben am kritischen Punkt für die Realisierung eine Luftspaltreduzierung von $-95/1000 \text{ mm} \approx -0,1 \text{ mm}$. Entsprechend den Anforderungen und Erfahrung des Motorenlieferanten liegt die mögliche Verformung im tolerierbaren Bereich von 10% des Luftspaltes, wodurch keine kritischen Effekte zu erwarten sind.

Abgeleitet aus der komplexen Auslegung der Rotormechanik bleibt festzuhalten, dass jede zusätzliche Rotormasse zu einem progressiven Komponentenwachstum (Lager, Gehäuse, Wellen) führt. Eine optimierte Auslegung mit einem detaillierteren Multiphysik-Simulationsmodell, das eine Kopplung der mechanischen,

thermischen und elektromechanischen Effekte berücksichtigt, muss in einer weiteren Entwicklungsphase erfolgen. Die Grundlage dafür bilden umfangreiche Versuche und Untersuchungen, um exakte Anforderungen und Randbedingungen formulieren zu können.

3.4.3 Fahrzeugbremse

Die Gestaltung des Bremssystems erfordert die Berücksichtigung der gesetzlichen Vorschriften. Dazu gehören §41 StVZO [139], 71/320/EWG [120], 76/432/EWG [121], ISO 611 [62] und ISO 12933 [61]. Diese definieren den Umfang und die Anforderungen an eine Betriebs-, Hilfs- und Feststellbremse sowie eine Dauerbremse für Fahrzeuge mit einem zulässigen Gesamtgewicht von $> 9000 \text{ kg}$.

Die Fahrtriebsarchitektur nach Abbildung 3.1 gestattet das elektrische Bremsen als mögliche Alternative zu einem mechanischen Bremssystem. Zu den Vorteilen gehören ein verschleißfreies Bremsen, ein elektronisch geregeltes Bremsverhalten, eine Verlagerung der Wärmegenerierung aus der Radnabe und konstruktive Vereinfachungen der Radantriebsstruktur. Diesbezüglich stellt BOGE zwei Radnabenantriebskonzepte mit mechanischer Bremse und mit reiner elektrischer Bremsfunktion vergleichend gegenüber [15]. Eine reine elektrische Bremse erfordert aufgrund der hohen Bremsdrehmomente und Bremsleistungen eine deutliche Überdimensionierung der Radmotoren, der Stromrichter und des Bremschoppers mit Bremswiderstand. Aus der Überdimensionierung ergeben sich Wirkungsgrad-, Masse- sowie Kostennachteile, wodurch auf ein ausschließlich elektrisches Bremssystem verzichtet wird. Zur Absicherung der gesetzlichen Anforderungen wird ein konventionelles mechanisches Bremssystem realisiert. Das elektrische Bremsen mit den Radnabenantrieben wird vorzugsweise bei geringen Bremsleistungen und zum Dauerbremsen eingesetzt.

Den gesetzlichen Anforderungen untergeordnet, bestehen anwendungsorientierte und technologische Anforderungen an das mechanische Bremssystem [86]. Zum Stand der Technik in Landmaschinen gehören Trommelbremsen sowie trockenlaufende und nasslaufende Einscheiben- oder Lamellenbremsen. Nasslaufende Lamellenbremsen haben sich bei vielen Anwendungen gegenüber trockenen Bremsen durchgesetzt und besitzen folgende Vorteile [113]: sehr geringer Verschleiß; Wartungsfreiheit; kein Wärme-Fading, keine Abdichtung gegen nasse Bauräume, gemeinsamer Ölhaushalt von Getriebe und Bremse; kompakte Bauweise; hohe Betriebssicherheit und hohe Lebensdauer. Nachteilig werden die Besonderheiten eingeschätzt [113]: verlustbringende Schleppmomente im gelüfteten Zustand durch eine Ölversorgung, große Anpresskräfte aufgrund des geringen Reibbeiwertes, Sonderöle für die Reibmaterialien und die Oberflächentemperaturen, mögliche Stick-Slip Effekte und höhere Kosten.

Für eine ausreichende Kühlwirkung an den Reibungsflächen ist eine gerichtete Ölversorgung \dot{V} erforderlich, die im Gegensatz bei einer gelüfteten Bremse zu einem Schleppmoment führt und damit Reibungsverluste verursacht. Eine Abschätzung des Schleppmomentes M_{VS} einer nasslaufenden Lamellenbremse ergibt sich aus der Näherung des physikalischen Modells der stationären Scherströmung (Couette-Strömung) zu [113]:

$$M_{VS} = \frac{\pi}{2} \cdot \eta_{\text{Öl}} \cdot \Delta\omega \cdot \frac{z_{\text{Reib}}}{h_{\text{Lüft}}} \cdot (r_a^4 - r_i^4) \quad (3.53)$$

mit der dynamischen Viskosität des Ölmediums $\eta_{\text{Öl}}$, der Relativgeschwindigkeit der Lamellen $\Delta\omega$, der Anzahl der Reibkontakte z_{Reib} und dem Gesamtlüftspiel $h_{\text{Lüft}}$

Zur Minimierung der Schleppverluste sind ein großes Radienverhältnis der Reibflächen (r_a/r_i) und wenige

Reibflächen zu bevorzugen. Im Vergleich zu glatten Lamellen besitzen Lamellen mit Nuten ein geringeres Reibmoment oberhalb einer bestimmten Grenzdrehzahl. Die Nuten ermöglichen ein Abfließen (Freischleudern) des Öls infolge der Fliehkraftwirkung. Die Freischleuderdrehzahl ist dennoch vom Ölvolumenstrom abhängig, siehe Abbildung 3.28. Die Nuten in den Lamellen führen weiterhin zu einer geringeren Kohäsionswirkung im Reibkontakt und begünstigen die Abführung von Reibungswärme im geschlossenen Zustand.

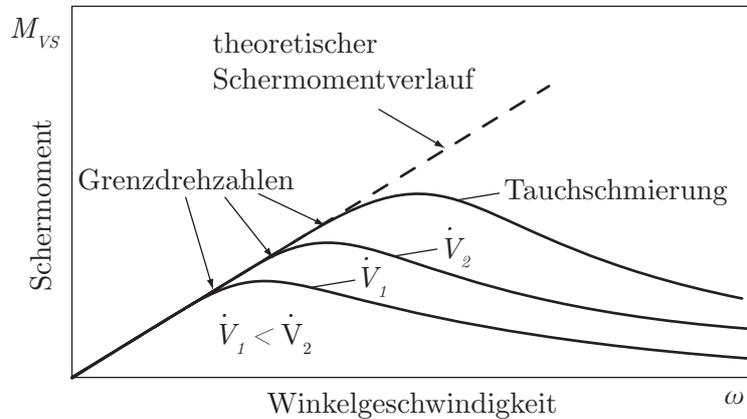


Abbildung 3.28: Verlauf des Schleppmoments in Abhängigkeit von der Antriebsdrehzahl bei gleichmäßiger Aufteilung des Gesamtlüftspiels für Zwangs- (Kühlströme \dot{V}_1 , \dot{V}_2) und Tauchschmierung [113]

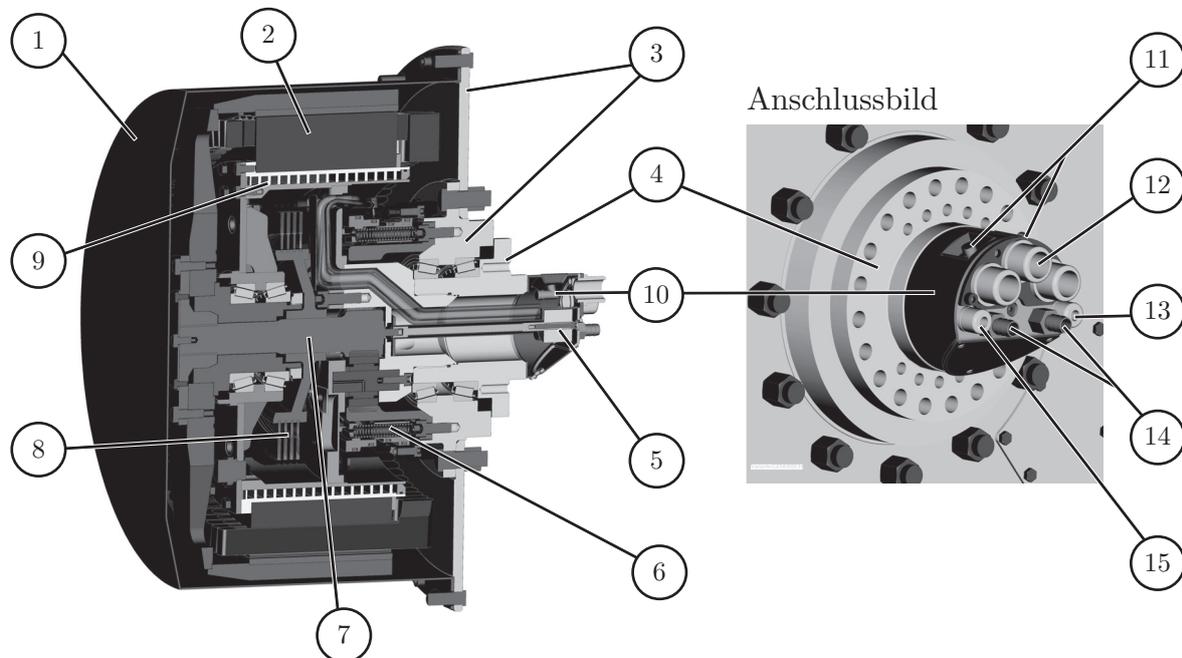
Abbildung A.6 zeigt den Aufbau des Bremsmoduls und die Integration der Bremse in den Radnabenantrieb. In Tabelle A.12 und Tabelle A.13 sind die Parameter der realisierten Lamellenbremse und Bremsbetätigung zusammengefasst. Die Reibpaarung von Stahl- und Sinterbelag mit Waffelmuster und acht Reibflächen erfüllen das zulässige Erwärmungsverhalten. Das Gesamtlüftspiel für das Lamellenpaket im unbenutzten Zustand wurde konstruktiv mit $3,6\text{ mm}$ festgelegt. Die Stahllamelle ist mit einer Sinuswellung für ein besseres Ansprechverhalten versehen.

Die Ansteuerung der Lamellenbremse erfolgt hydraulisch mit zwei getrennten Bremsbetätigungen (Feststellbremskolben und Betriebsbremskolben). Der Feststellbremskolben ist mit einem Federspeicher versehen und erfordert zum Lüften der Lamellenbremse eine Druckbeaufschlagung. Bei Druckausfall erfolgt das Schließen der Lamellenbremse mit Hilfe des Federspeichers, was die Hilfsbremsfunktion und die Feststellbremsfunktion erfüllt. Die Bremswirkung erzeugen Druckfedern. Der Betriebsbremskolben wird hingegen mit Hydraulikdruck beaufschlagt, um eine höhere Kraftwirkung aufzubauen. Im drucklosen Zustand wird der Betriebsbremskolben mit Zugfedern in die Ausgangsposition zurückgezogen.

3.4.4 Realisierung des Radantriebes

Die Umsetzung des Radnabenantriebes wird in Abbildung 3.29 gezeigt. Der Motor ist als Außenläufer in der Form eines Hohlzylinders aufgebaut. Der verfügbare Bauraum innerhalb des Stators wird mit einer Getriebestufe und einer Lamellenbremse ausgefüllt. Zwischen Elektromotor und Getriebe befindet sich ein Wassermantel zur Abführung der Verlustleistung. Dieser dient ebenso der thermischen Entkopplung der beiden Wärmequellen. Die Ansteuerung der Bremslamellen erfolgt mit einem Bremsautomaten, der eine Feststellbremsbetätigung mit Federspeicher und eine hydraulische Betriebsbremsbetätigung umfasst. Die Stützkräfte des Fahrzeugs werden von der Radnabe direkt über den Radträger auf die Felge übertragen.

Die Antriebskomponenten links der Felgenseibe sind somit von der Übertragung von Radstützkräften entkoppelt. Zum Schutz vor Staub und Schmutz ist der Radantrieb mit einem Schutzdeckel gekapselt. Die Schnittstelle zum Fahrwerk besteht aus einem Schraubflansch und Anschlüssen für Kühlung, Bremse, Drehgeber, Motor sowie Temperaturegeber. Eine detaillierte Darstellung der einzelnen Unterbaugruppen erfolgt in Kapitel A.5.



- | | |
|--|---|
| 1 Schutzdeckel | 8 Lamellenbremse |
| 2 Elektromotor | 9 Wassermantelkühlung |
| 3 Radträger mit Felgenseibe und Felgenanschlussflansch | 10 Medienschnittstelle |
| 4 Radnabe mit Flansch zur Fahrzeuganbindung | 11 2x Bremsbetätigung (Feststell- und Betriebsbremse) |
| 5 Drehgeber | 12 3x Motorleitung (3x4 Einzeladern) |
| 6 Bremsautomat | 13 Drehgeberleitung |
| 7 Getriebe | 14 2x Kühlung (Vor- und Rücklauf) |
| | 15 Temperaturegeber |

Abbildung 3.29: Zusammenbau des Radnabenantriebes in Schnittdarstellung und Anschlussbild der Medienschnittstelle

Die technischen Daten des Radnabenantriebes sind in Tabelle A.18 zusammengefasst.

3.5 Entwicklung der Wicklungsumschaltung

3.5.1 Komponenten der Wicklungsumschaltung

Im Folgenden wird der Aufbau der anwendungsoptimierten Wicklungsumschaltung erläutert. In Abbildung 3.30 ist der realisierte Schaltungsaufbau dargestellt.

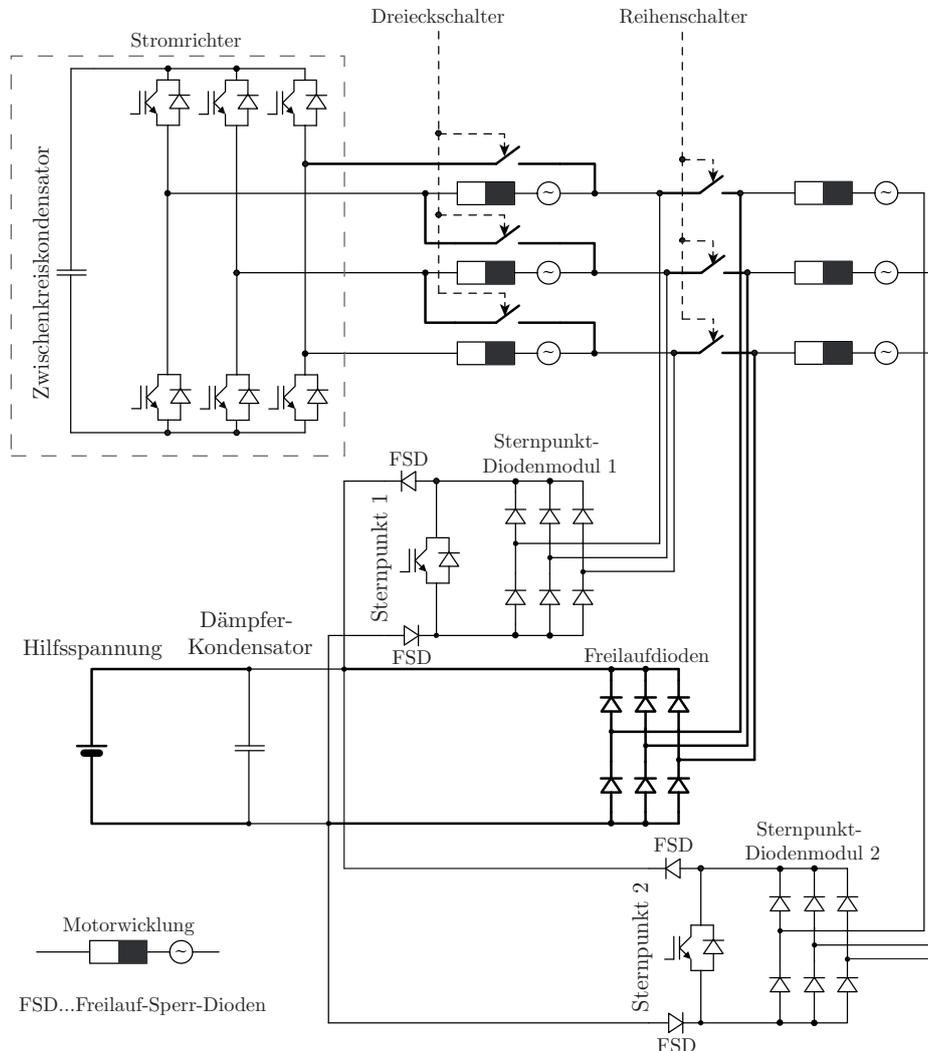


Abbildung 3.30: Prinzip der Wicklungsumschaltung nach [140]; Erweiterungen sind fett gezeichnet

Zu den Schaltungskomponenten gehören der dreiphasige Stromrichter, Sternpunkt-Diodenmodule, Schalter, Freilaufdioden und Freilauf-Sperr-Dioden. Die Wicklungen des Motors sind als Reihenschaltung von Induktivität, Widerstand und Spannungsquelle dargestellt.

Als Vorlage zur Wicklungsumschaltung dient ein Schaltungsvorschlag nach SWAMY [140], der eine Feldschwächung im Verhältnis von $k_F = 2$ bei einer symmetrischen Aufteilung der Windungszahl ermöglicht. Zum Grundaufbau gehören die zwei Sternpunkt-Diodenmodule mit IGBT zum Schließen der Sternpunkte. Der Dämpferkondensator absorbiert den Motorstrom, wenn ein aktiver Sternpunktschalter bei Stromführung öffnet. Die Freilaufsperrdioden ermöglichen das Laden des Kondensators und verhindern dessen Kurzschließen bei einem geschlossenen Sternpunktschalter.

Bei geschlossenen Dreieckschaltern wird der Dämpfungskondensator unter Vernachlässigung der Dioden mit

den IGBTs des Stromrichters verbunden. Während transienten Schaltvorgängen erfolgt eine geringfügige Ladung des Kondensators, wodurch ein großer Strom durch die Dreieckschalter und die Dioden fließt. In der umgesetzten Schaltung neigen die Dreieckschalter zum kurzzeitigen Öffnen als Folge der Stromspitzen. Zur Vermeidung dieses Effektes ist eine Hilfsspannungsquelle am Dämpfungskondensator angeordnet, die das Spannungspotenzial oberhalb der Zwischenkreisspannung anhebt.

Die Reihenschalter werden zur Abschaltung der ungenutzten Wicklungen vorgesehen, um eine sichere Deaktivierung der zweiten Motorhälfte zu gewährleisten. Ebenso wird die Spannungsverkettung aufgehoben, wodurch eine Reserve von der induzierten Motorspannung zur Hilfsspannung entsteht.

Alle Schaltelemente benötigen einen Freilaufkreis, um Spannungsüberhöhungen bei Unterbrechung des Stromflusses zu unterbinden. Ein abruptes Unterbrechen des Stromflusses $-di/dt \rightarrow \infty$ beim Öffnen der Schalter würde zu einer Spannungsspitze führen. Zum Schadensbild gehören Überschläge, Schaltlichtbögen oder elektrische Durchbrüche, die unter Umständen zu irreversiblen Schäden führen. Um diese Effekte zu vermeiden und ein sanftes Schalten zu ermöglichen, werden den Schaltern Freilaufdioden mit einem Dämpferkondensator zugeordnet. Die Sperrdioden an den Sternpunktschaltern dienen der Sperrung des Stromflusses bei geschlossenem Sternpunkt. 2

Aufgrund der Bauraumvorgaben, den Kosten, des Leistungsvermögens und Verfügbarkeit wurden das Stickstoffrelais "EV200" und der IGBT "SKM400GA12V" mit der Treiberschaltung "SEMIDRIVER SKHI 10" gewählt. Bei dem Relais EV200 handelt es sich um einen Gleichspannungsschalter bis 900 VDC für mobile Anwendungen. Alternativ ist ein AC30-Schalter von Kilovac zum Schalten von 3-phasiger Wechselspannung in identischer Baugröße verfügbar. Da die spezifizierte Strombelastung des Schalters deutlich geringer als der geforderte Motorstrom ausfällt und kein Meldekontakt verfügbar ist, konnte der Schalter nicht eingesetzt werden. Die Zweckentfremdung des Gleichspannungsschalters EV200 zur Schaltung einer Wechselspannung zeigte keine nachteiligen Schalteigenschaften, wobei sich keine Aussagen bezüglich Lebensdauer und Schalthäufigkeiten treffen lassen.

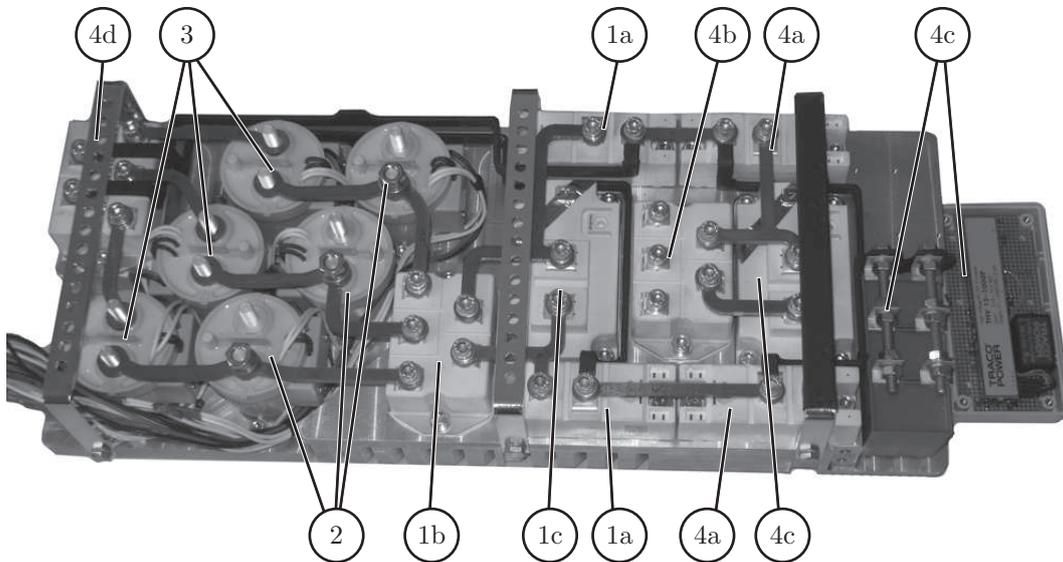
Bei der Wahl der Schalter und Bauelemente müssen die sicherheitskritischen Anforderungen des Fahrtriebes einfließen. Das Meldesignal über den Schaltzustand ist bei dem IGBT nicht vorhanden oder entspricht bei dem Stickstoffschalter nicht den Anforderungen der Kontaktzustandsmeldung. Zur Erfüllung der sicherheitskritischen Anforderungen sind Modifikationen an den Komponenten erforderlich. Tabelle 3.5 zeigt eine Gegenüberstellung der wesentlichen Anforderungen der eingesetzten Schalter.

Tabelle 3.5: Gegenüberstellung der wesentlichen Schalteranforderungen und den eingesetzten Schalter

| Anforderungen | Relais - EV200 | IGBT - SKM400GA12V mit Treiberschaltung - SEMIDRIVER SKHI 10 |
|---|--|---|
| Vermeiden von unerwünschten Schaltzuständen (Verriegelung durch übergeordnete Steuerung ausgeführt) | nicht erfüllt EV200 ist als Gleichspannungsrelais spezifiziert Modifikation: Schalter für Wechsellspannung anpassen | erfüllt Treiberschaltung überwacht die Sättigungsspannung und besitzt Routine zur Fehlerbehandlung |
| Sicherstellen eines definierten Schaltzustandes im Ruhezustand | erfüllt Schalter offen | erfüllt IGBT abgeschaltet |
| Definierte Fehlerstromreaktion | erfüllt Schalten unter erhöhtem Strom führt zu einer Reduzierung der Lebensdauer; Leistungskontakte können verschweißen | erfüllt Abschalten bei Überstrom und Aktivierung einer Routine zur Fehlerbehandlung |
| Fehlerstromtoleranz | erfüllt Dauerstrom des Schalters ist 1,5 mal größer als der Maximalstrom des Motors; Der Maximalstrom für ein einmaliges Abschalten beträgt 2000 A. | erfüllt Dauerstrom des IGBTs ist 3 mal größer als der Maximalstrom des Motors |
| Sicheres Erkennen von Schalt- sowie Fehlerzuständen | nicht erfüllt Erkennen des geschlossenen Leistungskontaktes mit einem Mikrotaster Erforderliche Modifikation: zwangsgeführter Kontakt | nicht erfüllt Sättigungsüberwachung zur Fehlerstromabschaltung vorhanden, kein Meldesignal über Schaltzustand vorhanden Erforderliche Modifikation: Meldesignal zum Schalterzustand (offen; geschlossen) auf Treiberschaltung integrieren |

3.5.2 Umsetzung der Wicklungsumschaltung

Das eigens entwickelte Umschaltmodul für ein Rad in Abbildung 3.31 zeigt die Umsetzung der Schaltung aus Abbildung 3.30.



- | | |
|--|---|
| <p>1 Sternpunktmodul 1 a - Freilauf- und Sperrdioden b - Diodenmodul c - Sternpunktschalter (IGBT)</p> <p>2 Dreieckschaltermodul</p> <p>3 Reihenschaltermodul</p> | <p>4 Sternpunktmodul 2 a - Freilauf- und Sperrdioden b - Diodenmodul c - Sternpunktschalter (IGBT) d - Freilaufdiodenmodul</p> <p>5 Hilfsspannungsquelle und Dämpfer-Kondensator</p> |
|--|---|

Abbildung 3.31: Realisierung eines Moduls für die Wicklungsumschaltung

Die hohe Bauraumdichte der Schaltungskomponenten ist erforderlich, um die verfügbaren Bauräume im Hauptrahmen des Fahrzeuges zu nutzen. Zur Wahrung des Modulgedankens sind alle Komponenten auf einem Trägerkörper angeordnet, wobei sich alle elektrischen Kontakte für eine optimale Gestaltung der elektrischen Verbindungen auf einer Ebene befinden. Die Abfuhr der anfallenden Verlustleistung erfolgt mittels Kühlhamellen und einem Lüfter auf der Trägerrückseite.

Die Realisierung der Ansteuerung der Wicklungsumschaltung ist in Abbildung 3.32 dargestellt.

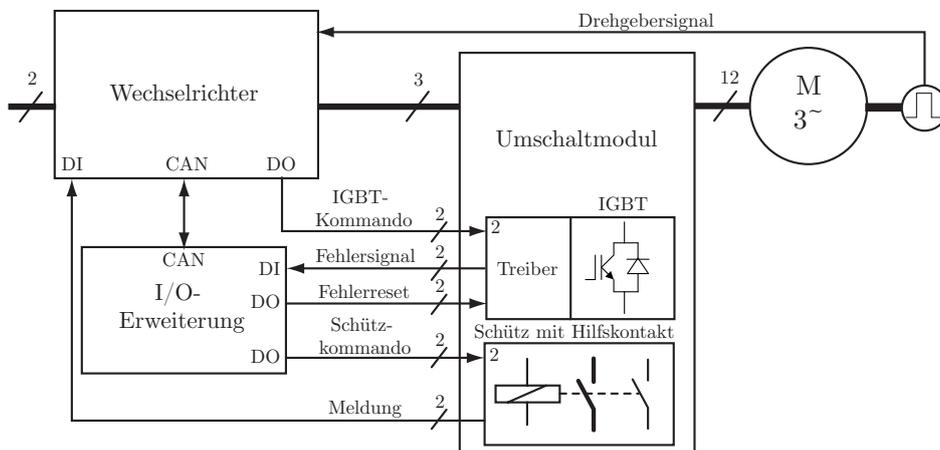


Abbildung 3.32: Ansteuerung der Wicklungsumschaltung

Die zeitkritische Ansteuerung der IGBT-Treiber (SEMIDRIVER SKHI 10) erfolgte mit den beiden digitalen Wechselrichter­ausgängen. Die beiden Meldekontakte der Schütze werden mit den digitalen Wechselrichter­eingängen eingelesen. Aufgrund der beschränkten Anzahl der digitalen Ein- und Ausgänge des verwendeten Wechselrichters wurde ein E/A-Erweiterungsgerät (PEAK MIO) eingesetzt, vgl. Tabelle A.16. Dieses kommuniziert mittels CAN-Bus mit dem Wechselrichter und übernimmt die Ansteuerung der Reihen- und Parallelschalter sowie die Fehlererkennung und den Fehlerreset der IGBT-Treiber.

Perspektivisch ist eine Integration des Umschaltmoduls mit Ansteuerung in den Radnabenantrieb anzustreben. Die Systemoptimierung wirkt sich positiv auf den freiwerdenden Bauraum im Fahrzeug und die Systemarchitektur aus. Eine spezifische Bauteileintegration der Halbleiterbauelemente ist ebenso erforderlich, sowie eine Umsetzung der mechanischen Schalter der Dreieckschaltung als Halbleiterschalter.

3.5.3 Auslegung der Komponenten

Abbildung 3.33 zeigt eine vereinfachte Schaltung nach Abbildung 3.30. Die Dimensionierung und Abschätzung der Verlustleistung der IGBT-Module des Stromrichters erfolgt in [147]. Da auf ein vorhandenes Stromrichtermodul (SKAI2 von Semikron) zurückgegriffen wird, das die gestellten Anforderungen erfüllt, erfolgt diesbezüglich keine weitere Betrachtung.

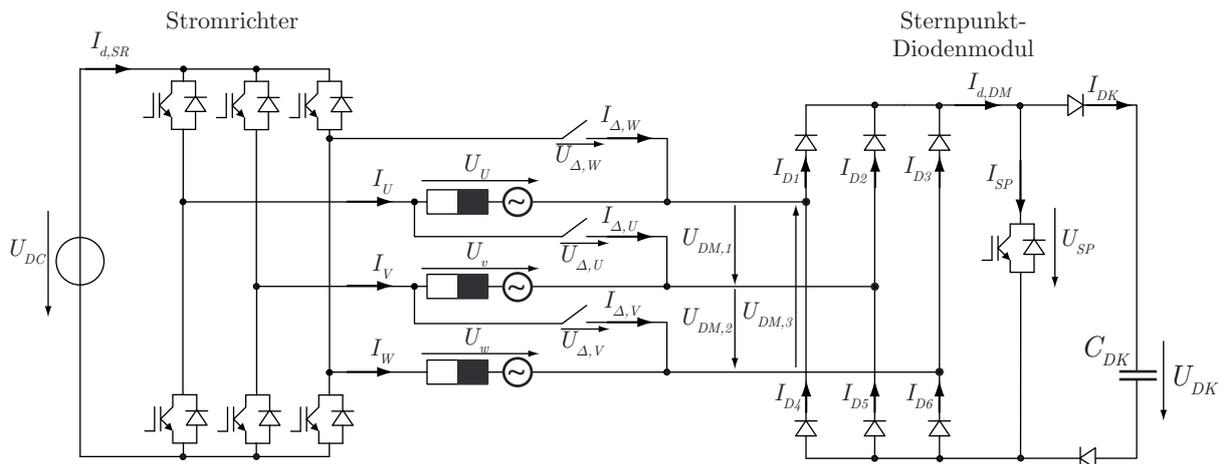


Abbildung 3.33: Prinzipschaltung des Umschaltmoduls zur Komponentenauslegung

Für die Annahme einer unendlich hohen Schaltfrequenz des Stromrichters treten keine Verzerrungsströme auf [9]. Für die Prinzipschaltung aus Abbildung 3.33 gilt die nachfolgende Leistungsbilanz unter der Annahme:

- sinusförmige Gegenspannung,
- Vernachlässigung von Spannungs- und Stromüberschwingungen sowie
- Vernachlässigung von Spannungsabfällen an den Leistungshalbleiter des Umschaltmoduls $U_{DM,1} = U_{DM,2} = U_{DM,3} = 0\text{ V}$

$$U_{DC} \cdot i_{d,SR} = u_U \cdot i_U + u_V \cdot i_V + u_W \cdot i_W \quad (3.54)$$

Die Phasenspannungen lauten:

$$\begin{aligned} u_U(t) &= \sqrt{2} \cdot U_U \cdot \sin(\omega t) \\ u_V(t) &= \sqrt{2} \cdot U_V \cdot \sin(\omega t - 2\pi/3) \\ u_W(t) &= \sqrt{2} \cdot U_W \cdot \sin(\omega t - 4\pi/3) \end{aligned} \quad (3.55)$$

mit $U_{eff} = U_U = U_V = U_W$

Für den zeitlichen Verlauf des Stromes in den Motorphasen gilt:

$$\begin{aligned} i_U(t) &= \sqrt{2} \cdot I_U \cdot \sin(\omega t - \varphi) \\ i_V(t) &= \sqrt{2} \cdot I_V \cdot \sin(\omega t - 2\pi/3 - \varphi) \\ i_W(t) &= \sqrt{2} \cdot I_W \cdot \sin(\omega t - 4\pi/3 - \varphi) \end{aligned} \quad (3.56)$$

Unter der Voraussetzung einer symmetrischen Stromeinspeisung werden die Effektivwerte der Phasenströme zu einem Stromeffektivwert zusammengefasst:

$$I_{eff} = I_U = I_V = I_W \quad (3.57)$$

Die Leistungsbilanz vereinfacht sich durch das Einsetzen von Gleichung 3.55 und Gleichung 3.56 in Gleichung 3.54 zu:

$$U_{DC} \cdot i_{d,SR} = 3 \cdot U_{eff} \cdot I_{eff} \cdot \cos\varphi \quad (3.58)$$

Der Zusammenhang zwischen dem Gleichstrom im Stromrichter $I_{d,SR} = i_{d,SR}$ und dem effektiven Phasenstrom lautet:

$$I_{d,SR} = I_{eff} \cdot \frac{3 \cdot U_{eff} \cdot \cos\varphi}{U_{DC}} \quad (3.59)$$

Das Verhältnis der Ströme wird mit der Phasenverschiebung und dem Spannungsverhältnis von Zwischenkreisspannung sowie effektiver Phasenspannung festgelegt. Die Bestimmung der Ströme des Sternpunkt-Diodenmoduls und dem Sternpunktschalter folgt in den Unterpunkten. Für die Komponenten Dreieck- und Reihenschalter, Sternpunkt-Diodenmodul, Sternpunktschalter und Freilaufkreis werden die Berechnungen aufgezeigt.

Die Phasenströme (i_U, i_V, i_W) werden am Sternpunkt-Diodenmodul gleichgerichtet. Dabei fließt jeweils eine halbe Stromperiode durch eine Diode $i_{D1.6}$, vgl. Abbildung 3.34. Im Sternpunkt-Diodenmodul stellt sich ein periodischer Stromverlauf $i_{d,DM}$ ein, der einem oberwellenbehafteten Gleichstrom entspricht.

Der Mittelwert des Stromes einer Diode berechnet sich zu:

$$I_{D,AV} = \frac{1}{T} \int_0^{\tau/2} (\sqrt{2} \cdot I_{eff} \cdot \sin(\omega t)) dt \quad (3.61)$$

mit $\omega = \frac{2\pi}{T}$

$$I_{D,AV} = \frac{\sqrt{2}}{\pi} \cdot I_{eff} \approx 0,45 \cdot I_{eff} \quad (3.62)$$

Der Effektivwert für eine Diode lautet:

$$I_{D,rms} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^{\tau/2} (\sqrt{2} \cdot I_{eff} \cdot \sin(\omega t))^2 dt} \quad (3.63)$$

$$= \frac{\sqrt{2}}{2} \cdot I_{eff} \approx 0,71 \cdot I_{eff} \quad (3.64)$$

Die Verlustleistung für eine Diode nach Gleichung A.30 ergibt sich zu:

$$P_{V,Diode} = U_S \cdot \frac{\sqrt{2}}{\pi} \cdot I_{eff} + r_D \cdot \frac{1}{2} \cdot I_{eff}^2 \quad (3.65)$$

Für die Brückenschaltung mit sechs Dioden gilt:

$$\begin{aligned} P_{V,Modul} &= 6 \cdot P_{V,Diode} \\ &= U_S \cdot \frac{6\sqrt{2}}{\pi} \cdot I_{eff} + r_D \cdot 3 \cdot I_{eff}^2 \end{aligned} \quad (3.66)$$

Fall $T \geq 2\pi \cdot \tau_{th,Diode}$: Die Periodendauer des fließenden Stromes ist größer als die thermische Zeitkonstante der Diode. Für den Worst-Case ($T \rightarrow \infty \iff f = 0 \text{ Hz}$) muss eine Diode den gesamten Strom führen und zwei Dioden jeweils den halben Strom. Dieser Fall tritt vor allem bei kleinen Drehzahlen oder im Stand auf. Der Durchlassstrom der Diode entspricht dem ganzen bzw. halben Gleichstrom. Mittelwert, Effektivwert und Maximalwert einer Diode sind identisch. Beispielsweise gilt:

$$\begin{aligned} I_{D1} &= I_{eff} & I_{D2} &= 0 & I_{D3} &= 0 \\ I_{D4} &= 0 & I_{D5} &= \frac{1}{2} \cdot I_{eff} & I_{D6} &= \frac{1}{2} \cdot I_{eff} \end{aligned}$$

Die Verlustleistung für die Diode mit dem ganzen Stromfluss lautet nach Gleichung A.30:

$$P_{V,Diode} = U_S \cdot I_{eff} + r_D \cdot I_{eff}^2 \quad (3.67)$$

Die Verlustleistung für eine Diode mit dem halben Stromfluss lautet nach Gleichung A.30:

$$P_{V,Diode,\frac{1}{2}} = U_S \cdot \frac{1}{2} \cdot I_{eff} + r_D \cdot \frac{1}{4} \cdot I_{eff}^2 \quad (3.68)$$

Die Gesamtverlustleistung der stromführenden Dioden im Brückenmodul beträgt:

$$\begin{aligned} P_{V,Modul} &= P_{V,Diode,I} + 2 \cdot P_{V,Diode,\frac{I}{2}} \\ &= U_S \cdot 2 \cdot I_{eff} + r_D \cdot \frac{3}{2} \cdot I_{eff}^2 \end{aligned} \quad (3.69)$$

Beide Fälle müssen bei der Dimensionierung des Diodenmoduls beachtet werden. Es ist stets der maximale Parameter bei der Bauelementeauswahl zu berücksichtigen. Tabelle 3.6 zeigt eine quantitative Gegenüberstellung der Auslegungsparameter für einen gewählten Diodenmodultyp.

Tabelle 3.6: Qualitative Gegenüberstellung der Diodenauslegung bei $I_{eff} = 80 \text{ A}$, $U_S = 0,85 \text{ V}$ und $r_D = 0,003 \Omega$

| | | $T < 2\pi \cdot \tau_{Diode,therm}$ | $T \geq 2\pi \cdot \tau_{Diode,therm}$ |
|--------------------------------|-----|-------------------------------------|--|
| Maximaler Diodenstrom | [A] | <u>113,1</u> | 80 |
| Mittlerer Diodenstrom | [A] | 36 Gleichung 3.62 | <u>80</u> (Diode 1) |
| Effektiver Diodenstrom | [A] | 56,7 Gleichung 3.64 | <u>80</u> (Diode 1) |
| Maximale Diodenverlustleistung | [W] | 40,2 Gleichung 3.65 | <u>87,2</u> Gleichung 3.67 |
| Diodenmodulverlustleistung | [W] | <u>241,3</u> Gleichung 3.66 | 164,8 Gleichung 3.69 |

Sternpunktschalter

Die Verluste des Sternpunktschalters berechnen sich nach Gleichung A.32. Wie bei der Auslegung des Sternpunktdiodenmoduls ist eine Fallunterscheidung auf Basis der thermischen Charakteristik durchzuführen. Der Verlauf für den transienten Wärmewiderstand zeigt für den verwendeten IGBT (Semikron SKM400GA12V), siehe Tabelle A.15, einen stationären Wert von $Z_{th,jc} = 0,1 \text{ K/W}$ nach der Erwärmungszeit von $\tau_{th,jc} = 0,1 \text{ s}$. Diese deutet auf eine geringe Wärmekapazität hin, vgl. Kapitel A.4.3. Die Kombination mit der luftgekühlten Trägerplatte, deren Wärmekapazität überwiegt, führt zu keiner verbesserten Wärmeabführung.

Für eine Periodendauer, die kleiner als die thermische Zeitkonstante des Sternpunktschalters ist, ($T < 2\pi \cdot \tau_{th,IGBT}$) müssen Mittelwerte und Effektivwerte der gleichgerichteten Phasenströme $i_{d,DM}$ berechnet werden. Der Mittelwert des Stromes für den Sternpunktschalter berechnet sich für eine ganze Periode nach:

$$I_{SP,AV} = \frac{1}{T} \int_0^T i_{d,DM}(t) dt \quad (3.70)$$

Der Stromverlauf im Diodenmodul besitzt einen periodischen Verlauf innerhalb einer Phasenstromperiode.

Für diesen Abschnitt vereinfacht sich der Stromverlauf auf eine einfache Sinusfunktion:

$$i_{d,DM}(t) = \sqrt{2} \cdot I_{eff} \cdot \sin(\omega t) \quad \text{für } \frac{T}{6} < t < \frac{T}{3} \quad (3.71)$$

Damit gilt für den Strommittelwert:

$$\begin{aligned} I_{SP,AV} &= \frac{6}{T} \int_{T/6}^{T/3} (\sqrt{2} \cdot I_{eff} \cdot \sin(\omega t)) dt \\ &= \frac{3 \cdot \sqrt{2}}{\pi} \cdot I_{eff} \approx 1,3505 \cdot I_{eff} \end{aligned} \quad (3.72)$$

Der Stromeffektivwert berechnet sich zu:

$$I_{SP,rms} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T i_{d,DM}^2(t) dt} \quad (3.73)$$

Mit denselben Annahmen vereinfacht sich die Berechnung zu:

$$I_{SP,rms} = \sqrt{\frac{6}{T} \int_{T/6}^{T/3} (\sqrt{2} \cdot I_{eff} \cdot \sin(\omega t))^2 dt} \quad (3.74)$$

$$= \frac{\sqrt{2(3\sqrt{3} + 2\pi)}}{2\sqrt{\pi}} \cdot I_{eff} \approx 1,3517 \cdot I_{eff} \quad (3.75)$$

Die Verlustleistung für einen Sternpunktschalter nach Gleichung A.32 lautet.

$$P_{V,IGBT} = U_{CE0} \cdot \frac{3 \cdot \sqrt{2}}{\pi} \cdot I_{eff} + r_{CE} \cdot \frac{3\sqrt{3} + 2\pi}{2\pi} \cdot I_{eff}^2 \quad (3.76)$$

Die dynamischen Schaltverluste können vernachlässigt werden, da Schaltvorgänge selten auftreten. Tabelle 3.7 zeigt eine Übersicht der Parameter zur Auslegung des Sternpunktschalters.

Für den Fall eines Gleichstromes ($T \rightarrow \infty \iff f = 0 \text{ Hz}$) wird angenommen, dass Mittelwert, Effektivwert und Maximalwert identisch dem effektiven Phasenstrom sind. Wie aus Tabelle 3.7 zu entnehmen, spielt der zweite Lastfall keine Rolle, da die Belastungen geringer sind.

Tabelle 3.7: Ströme und Verlustleistung des Sternpunktschalters bei $I_{eff} = 80 \text{ A}$, $U_{CE0} = 0,94 \text{ V}$ und $r_{CE} = 2,02 \text{ m}\Omega$

| | | $T < 2\pi \cdot \tau_{th,IGBT}$ | $T \geq 2\pi \cdot \tau_{th,IGBT}$ |
|------------------------------------|-----|---------------------------------|------------------------------------|
| Maximaler Sternpunktstrom | [A] | <u>113,1</u> | 80 |
| Mittlerer Sternpunktstrom | [A] | <u>108</u> | 80 |
| Effektiver Sternpunktstrom | [A] | <u>108,1</u> | 80 |
| Verlustleistung des IGBT-Schalters | [W] | <u>125,2</u> Gleichung 3.76 | 88,1 Gleichung A.32 |

Freilaufdioden und Sperrdioden

Zum Zeitpunkt des Abschaltens t_0 von Sternpunkt-, Reihen- oder Dreieckschalter fließt der Phasenstrom $I_{s,0}$ durch die Dioden und lädt den Dämpfungskondensator mit dem Strom I_{DK} . Zur sicheren Auslegung der Bauteile ist der maximale Motorstrom anzusetzen. Zur Nachbildung des physikalischen Schaltungsverhaltens in der Simulation ist in Abbildung 3.35 die Prinzipschaltung dargestellt.

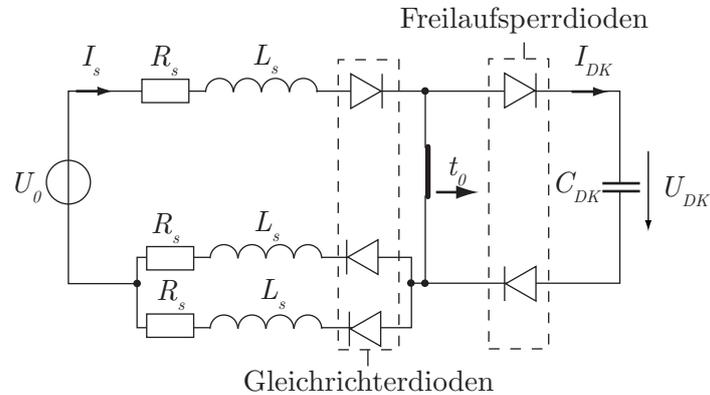


Abbildung 3.35: Schaltung zur Auslegung der Dioden und des Dämpfungskondensators

Der qualitative Verlauf und die Abhängigkeiten sind in Abbildung 3.36 dargestellt. Eine Vergrößerung von C_{DK} und L_s bewirkt eine qualitative Verlängerung der Abklingzeit des Wicklungsstromes. Ein größerer Phasenwiderstand R_s hingegen verkürzt die Abklingzeit.

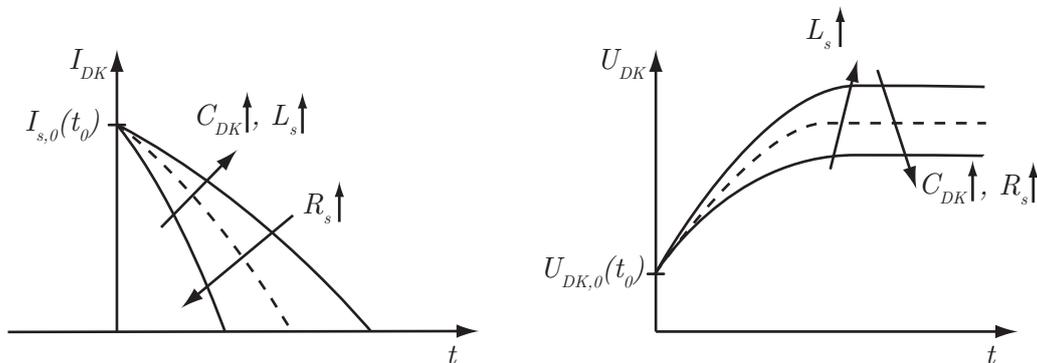


Abbildung 3.36: Qualitativer Verlauf vom Strom der Freilaufsperrdioden und Spannung des Dämpfungskondensators bei einer Abschaltung

Dämpfungskondensator

Die minimale Kondensatorkapazität wird mittels des Energieerhaltungssatzes für den Umladevorgang bestimmt. Bei einem Ausschaltvorgang wird die magnetische Energie E_{mag} der Wicklungen vollständig in Feldenergie E_{elek} im Dämpferkondensator gewandelt.

$$E_{mag} = \frac{1}{2} \cdot L \cdot I^2 \xrightarrow{\text{Umwandlung}} E_{elek} = \frac{1}{2} \cdot C \cdot U^2 \quad (3.77)$$

Die magnetische Energie der Wicklungsinduktivität wird bei maximalem Phasenstrom $I_{s,max}$ ermittelt. Die Gesamtinduktivität ergibt sich aus der Reihen- und Parallelschaltung der Motorstranginduktivitäten: $L_s + L_s \parallel L_s = 1,5 \cdot L_s$ Während des Energie-Umwandlungsvorganges steigt im Kondensator die Spannung,

wobei der Anfangswert $U_{DK,0}$ des Spannungswertes zur Bestimmung des Endwertes $U_{DK,End}$ notwendig ist.

$$\frac{1}{2} (1,5 \cdot L_s) \cdot I_{s,max}^2 = \frac{1}{2} C_{DK} \cdot (U_{DK,End}^2 - U_{DK,0}^2) \quad (3.78)$$

Die notwendige Kondensatorgröße bestimmt sich aus

$$C_{DK} = \frac{(1,5 \cdot L_s) \cdot I_{s,max}^2}{(U_{DK,End}^2 - U_{DK,0}^2)} \quad (3.79)$$

damit bei einem Ausschaltvorgang die Kondensatorspannung den zulässigen Wert nicht überschreitet. Die Auslegung des Kondensators muss für die Sternschaltung und die Reihenschaltung der Wicklungen aufgrund der höchsten Motorinduktivität erfolgen.

3.5.4 Schaltverhalten der eingesetzten Schalter

Im Nachfolgenden wird das reale Schaltverhalten der eingesetzten Schalter dargestellt, um die Performance der Umschaltstrategien abzuleiten. Als Schalterelemente werden elektromechanische Relais und elektronische Leistungsschalter vorgesehen.

Die elektromechanischen Relais (EV200) bestehen aus einer Spule, einem Anker und einem Arbeitskontakt. Die Ansteuerung der Spule erfolgt mit einer Steuerspannung, die einem Schaltzustand in der Steuerung entspricht. Zur Bereitstellung des Schaltzustandes (Meldesignal) dient ein Mikroschalter, der durch den Arbeitskontakt geführt wird. Bedingt durch den elektromechanischen Aufbau, besitzt das Relais bauartbedingte Verzögerungszeiten. Für den Einschalt- und Ausschaltvorgang wurden die auftretenden Verzögerungszeiten und das Schaltverhalten experimentell ermittelt, siehe Abbildung 3.37.

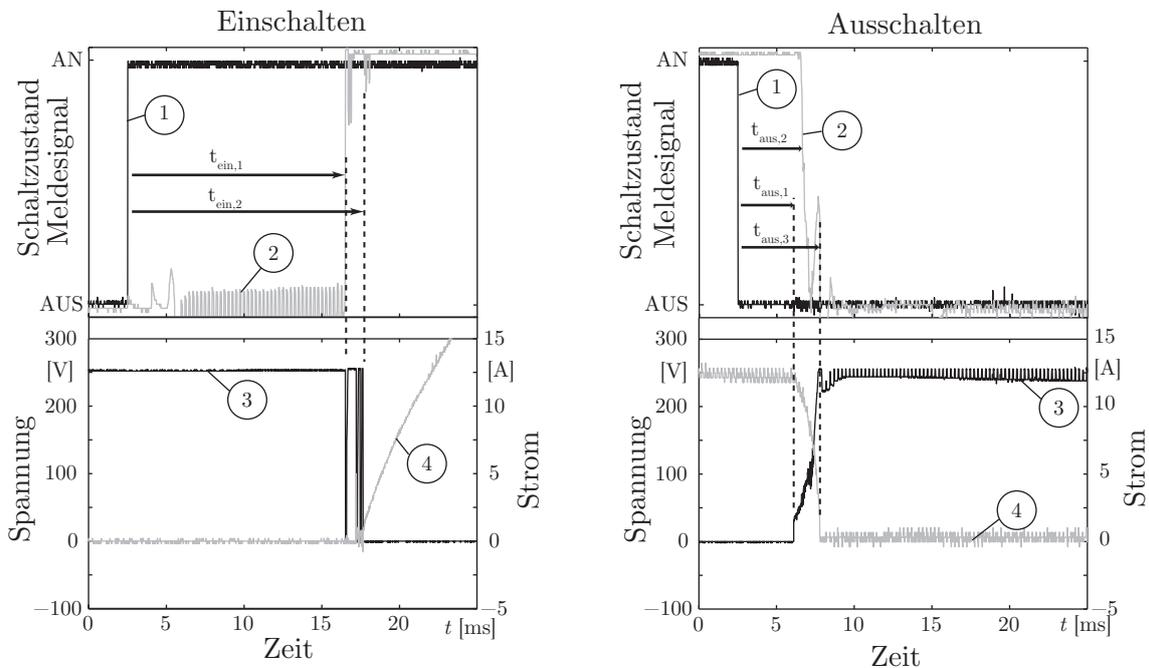


Abbildung 3.37: Umschaltvorgänge an einem elektromechanischen Relais - EV200 - 1) Schaltkommando, 2) Meldesignal, 3) Spannungsabfall am Schalter, 4) Schalterstrom

Die Basis der Schaltzeiten bildet die Schaltflanke des Schaltkommandos. Die Messergebnisse zeigen für

den Einschaltvorgang, dass die Kontakte des Relais erst nach der Zeit $t_{ein,2} = 15\text{ ms}$ sicher geschlossen sind. Hingegen gibt das Meldesignal eine Rückmeldung über den Zustand der Leistungskontakte bereits bei $t_{ein,1} = 14\text{ ms}$. Das Schließen der Kontakte ist durch ein Prellen gekennzeichnet, was von der Steuerung berücksichtigt werden muss. Für den Ausschaltvorgang sind drei Schaltzeiten zu berücksichtigen. Zur Zeit $t_{aus,1} = 3,5\text{ ms}$ beginnen sich die Arbeitskontakte zu öffnen. Das Meldesignal ändert seine Pegel bei $t_{aus,2} = 4\text{ ms}$. Der Stromfluss ist jedoch erst nach der Zeit $t_{aus,3} = 5,5\text{ ms}$ unterbrochen. Diese zeitliche Verzögerung muss ebenso durch eine Ablaufsteuerung beachtet werden.

Weiterhin besitzen die Schalter eine Einrastzeit mit erhöhtem Strombedarf. Während des Einschaltvorganges fließt für 100 ms ein Strom von 3 A pro Schalter. Nach Ablauf dieser Zeit wird der Strom mittels einer pulsweitenmodulierten Spannung von einem internen Vorschaltgerät auf 100 mA reduziert.

Der elektronische Leistungsschalter (SKM400GA12V) zeigt ein nahezu ideales Schaltverhalten, siehe Abbildung 3.38.

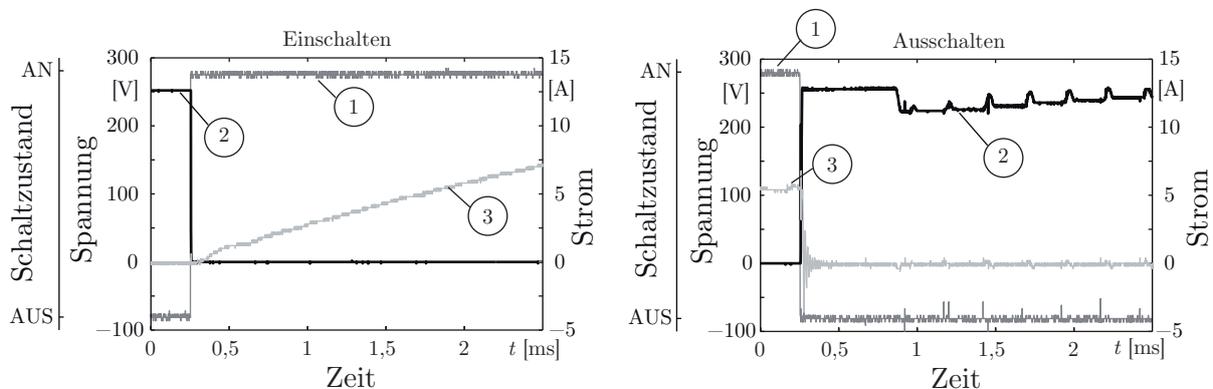


Abbildung 3.38: Umschaltvorgänge an einem IGBT - SKM400GA12V - 1) Schaltkommando; 2) Spannungsabfall am Schalter; 3) Schalterstrom

Das Steuersignal wird für das Ein- und Ausschalten ohne Verzögerung umgesetzt. Weiterhin ist in der IGBT-Ansteuerung (Treiber) eine Sättigungsüberwachung integriert, die dem IGBT beim Überschreiten eines zulässigen Laststroms abschaltet. Ein Meldesignal zum Schaltzustand ist bei der Ausführung nicht vorhanden.

3.5.5 Umschaltstrategie der Wicklungen

Die Wicklungsumschaltung (vgl. Abbildung 3.30) ist nach einem zeit- und ereignisgesteuerten Ablaufplan anzusteuern. Für die Umschaltung zwischen Stern2 und Stern1 (Änderung der Windungszahl) sowie Dreieck und Stern1 (Änderung der Wicklungsverschaltung) werden in den Folgenden zwei unterschiedliche Verfahren aufgezeigt.

Der zeitliche Ablauf der Schaltstufen zur Änderung der Windungszahl (Stern2 \rightleftharpoons Stern1) ist in Abbildung 3.39 dargestellt.

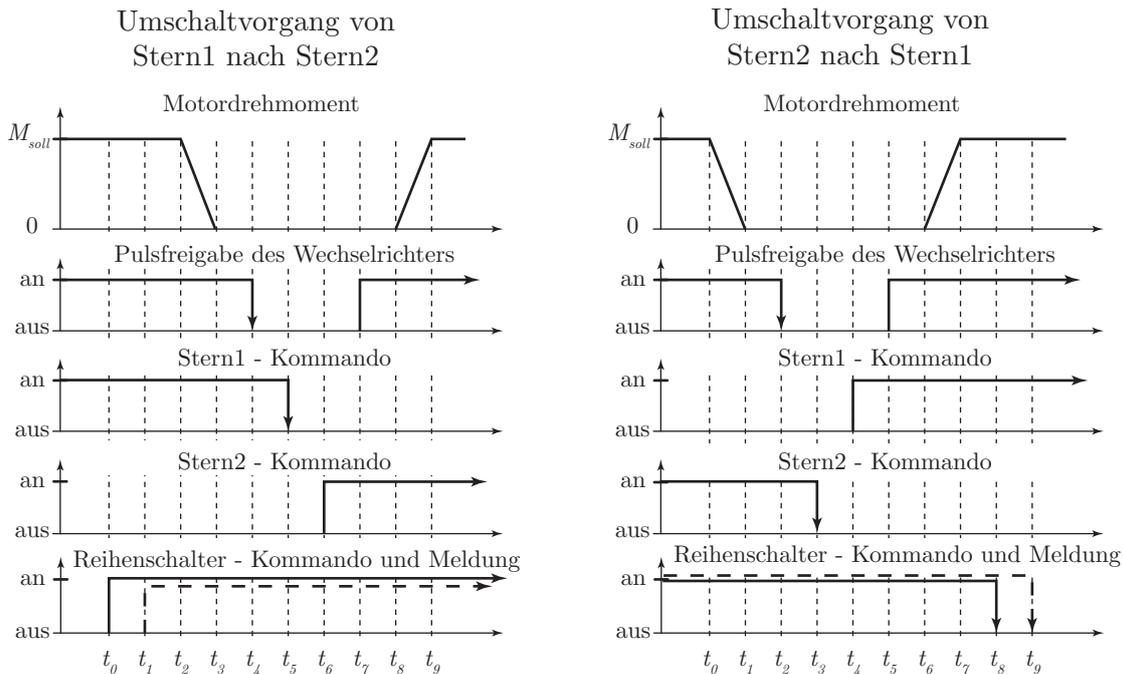


Abbildung 3.39: Umschaltstrategie zur Änderung der Windungszahl [39]

Die eingesetzten Halbleiterschalter weisen ein Schaltverhalten auf, dass ein unterbrechungsfreies Umschalten ermöglicht. Es ist dennoch darauf zu achten, dass beide Sternpunktschalter nicht gleichzeitig geschlossen sind. Dies würde zu einem Kurzschließen der Windungen führen und dem Verhalten eines dreiphasigen Wicklungskurzschlusses gleichen. Zur Vermeidung dessen ist eine Schaltpause zwischen dem Öffnen eines Schalters und dem Schließen des zweiten Schalters vorgesehen. Um die Schaltunterbrechung zu minimieren, ist der Einsatz einer Verriegelungsschaltung zu empfehlen. Um eine mögliche Fehlfunktion dennoch vorzubeugen, besitzen die verwendeten IGBT-Treiber eine Überwachung der Kollektor-Emitter-Spannung (V_{CE} -Monitoring). Beim Überschreiten eines V_{CE} -Spannungsniveaus, das dem zulässigen Strom entspricht, wird der Sternpunktschalter automatisch abgeschaltet. Um eine Umschaltung im stromlosen Zustand durchzuführen, ist die Impulsfreigabe des Wechselrichters während des Umschaltvorganges deaktiviert. Die Schaltstufen des zweiten Verfahrens zur Änderung der Wicklungsverschaltung (Stern1 \rightleftharpoons Dreieck) ist in Abbildung 3.40 dargestellt.

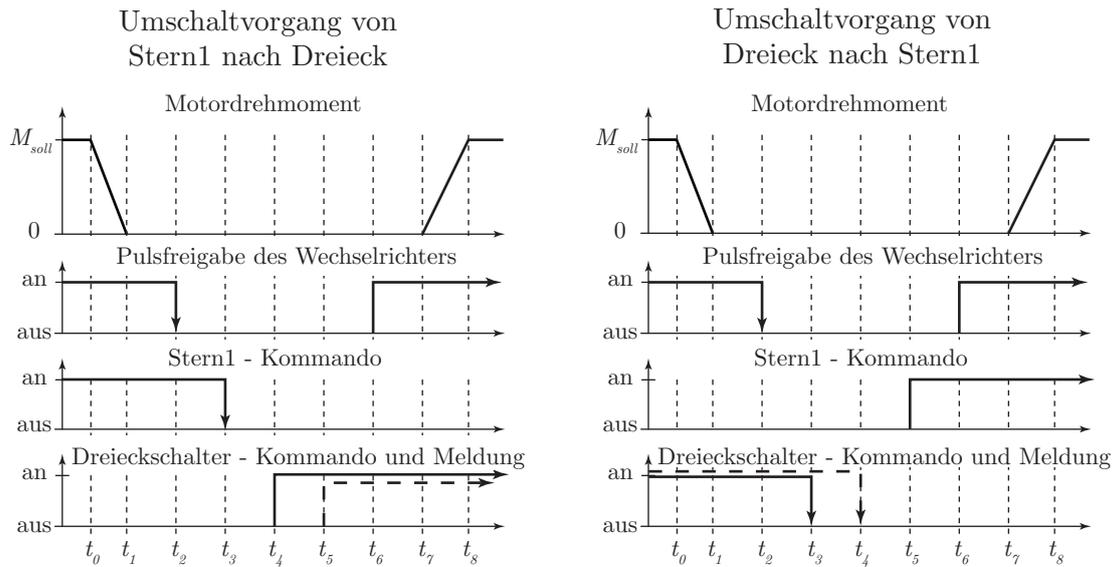


Abbildung 3.40: Umschaltstrategie für Stern- und Dreieckschaltung [39]

Aufgrund des trägeren Schaltverhaltens der Relais ist das Meldesignal auszuwerten. Für den darauf folgenden Takt ist eine Verzögerung einzurechnen, um das Prellen (Schließen) und Stromabklingen (Öffnen) zu berücksichtigen. Um ein Kurzschließen der Windungen zu vermeiden, ist bei dem Verfahren ebenso eine Schaltpause im Umschaltvorgang vorzusehen. Bei einem Wechsel zwischen Dreieck und Sternschaltung ist eine elektrische Rotorwinkeländerung von 30° zu berücksichtigen. Eine Änderung des Rotorwinkels wird bei deaktivierter Impulsfreigabe durchgeführt.

Die Wahl der drehzahlabhängigen Umschaltunkte erfolgt nach Abbildung 3.41. Eine Schalthysterese versetzt Ein- und Ausschaltpunkt der entsprechenden Konfiguration.

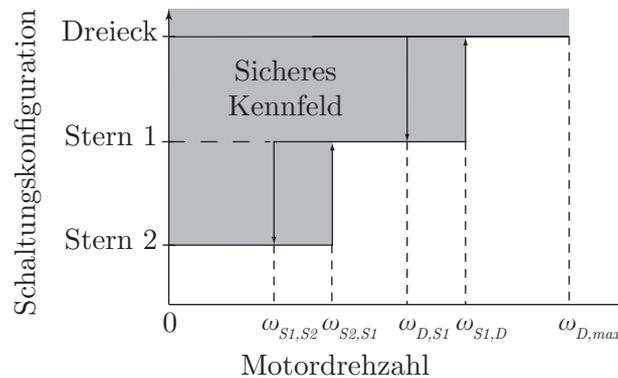


Abbildung 3.41: Drehzahlabhängige Umschaltunkte für die Wahl der Wicklungstopologie [39]

Die zulässige Maximaldrehzahl einer Konfiguration ergibt sich aus der induzierten Spannung des Motors (vgl. Gleichung A.13) und der Zwischenkreisspannung. Es gilt:

$$U_{ZK} \geq \psi_M p \omega_m \quad (3.80)$$

Das Überschreiten der zulässigen Drehzahl führt zu Spannungsüberhöhungen im Gleichspannungszwischenkreis und kann zu einer Zerstörung von elektrischen Komponenten führen. Die Maximaldrehzahl bei Dreieckschaltung $\omega_{\Delta,max}$ ergibt sich aus den Feldschwächeeigenschaften der elektrischen Maschine.

3.5.6 Realisierung der Stromrichterregelung

Feldorientierte Regelung

Für die Regelung der vier Einzelradantriebe wurde eine feldorientierte Regelung für permanente Synchronmaschinen genutzt [111]. Die Struktur der feldorientierten Regelung ist in Abbildung 3.42 aufgezeigt.

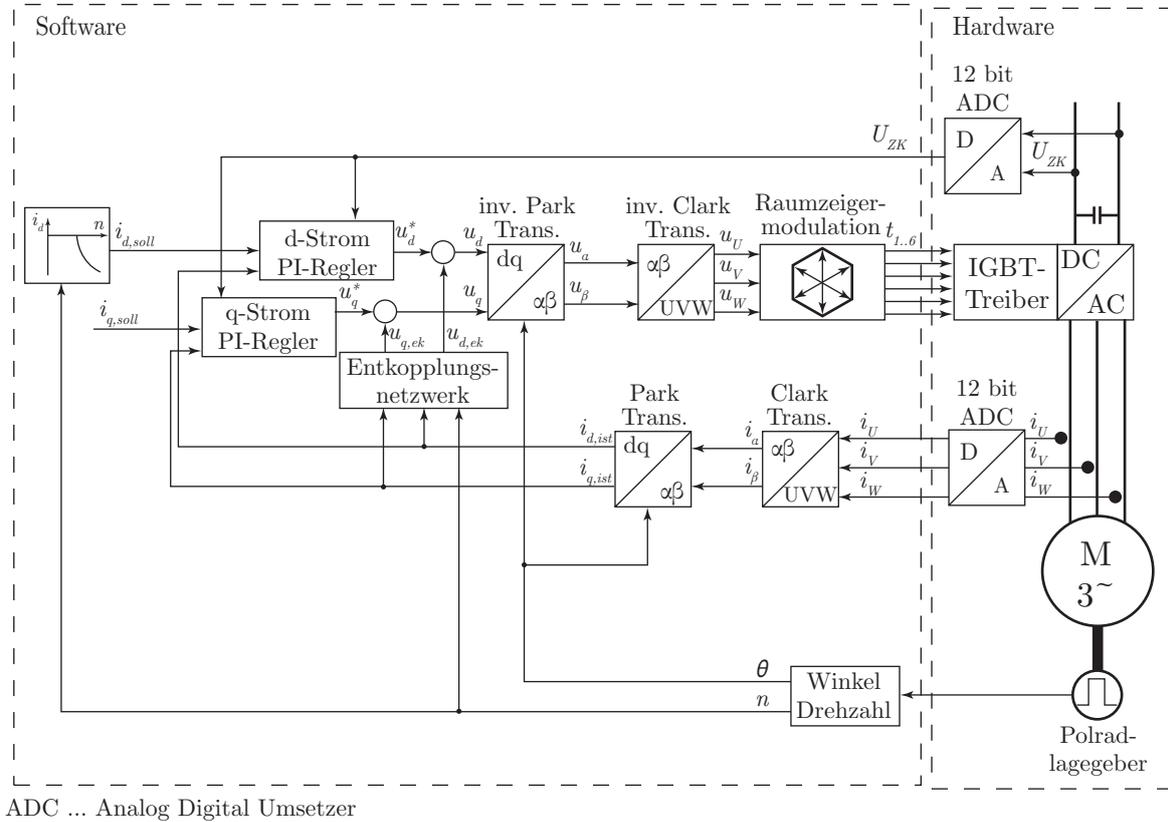


Abbildung 3.42: Struktur der feldorientierten Regelung

Die gemessenen Motorphasenströme werden in drehmoment- und feldbildenden Strom aufgeteilt. Der drehmomentbildende Strom i_q beeinflusst direkt das Motormoment und wird von der Steuerung in Form eines Drehmomentes vorgegeben. Der feldbildende Strom i_d wird entsprechend eines Kennfeldes auf den gewünschten Wert eingestellt.

Aus der Messung und Filterung der drei Phasenströme i_U , i_V und i_W erfolgt eine Umrechnung der Ströme in ein zweiachsiges $\alpha\beta$ -Koordinatensystem mittels der Clark-Transformation [24]. Es ergeben sich die statorfeste Größen i_α und i_β , die sich weiterhin mit Rotordrehfrequenz ändern:

$$\begin{bmatrix} i_\alpha \\ i_\beta \end{bmatrix} = \frac{2}{3} \begin{bmatrix} 1 & -\frac{1}{2} & -\frac{1}{2} \\ 0 & \frac{\sqrt{3}}{2} & -\frac{\sqrt{3}}{2} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} i_U \\ i_V \\ i_W \end{bmatrix} \quad (3.81)$$

Unter Zuhilfenahme des aktuellen Rotorwinkels θ und der Park-Transformation werden beide Ströme in ein rotorfestes dq -Koordinatensystem transformiert. Die Ströme werden mit i_d und i_q bezeichnet und lassen

sich als Gleichstrom charakterisieren:

$$\begin{bmatrix} i_d \\ i_q \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos(\theta) & \sin(\theta) \\ -\sin(\theta) & \cos(\theta) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} i_\alpha \\ i_\beta \end{bmatrix} \quad (3.82)$$

Die Rücktransformation der dq -Komponenten in das ständerfeste $\alpha\beta$ -Koordinatensystem erfolgt mit der inversen Park-Transformation [108]:

$$\begin{bmatrix} u_\alpha \\ u_\beta \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos(\theta) & -\sin(\theta) \\ \sin(\theta) & \cos(\theta) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u_d \\ u_q \end{bmatrix} \quad (3.83)$$

und die Transformation der Phasenspannungen mit der inversen Clarke-Transformation:

$$\begin{bmatrix} u_U \\ u_V \\ u_W \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ -\frac{1}{2} & \frac{\sqrt{3}}{2} \\ -\frac{1}{2} & -\frac{\sqrt{3}}{2} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u_\alpha \\ u_\beta \end{bmatrix} \quad (3.84)$$

Die Raumzeiger-Modulation berechnet im Anschluss die Ansteuersignale (Schaltzeiten) der Leistungsschalter (IGBT) im Wechselrichter. Diese Signale ermöglichen mittels Pulsweitenmodulation ein sinusförmiges Einprägen des Stromes in die Antriebsmotoren.

Entkopplungsnetzwerk

Das Entkopplungsnetzwerk dient der Linearisierung des Motormodells nach Gleichung A.13 [79]. Die Entkopplung der beiden Spannungsgleichungen lautet:

$$\begin{aligned} u_{d;ek} &= -L_q p \omega_m(t) i_q(t) \\ u_{q;ek} &= L_d p \omega_m(t) i_d(t) + \psi_M p \omega_m(t) \end{aligned} \quad (3.85)$$

Diese Werte werden dem Reglerausgang als positive Summanden aufgeschaltet.

Um eine sichere Wicklungsumschaltung für einen drehenden Antrieb zu gewährleisten, ist die Rotorflussverkettung im Entkopplungsnetzwerk exakt zu adaptieren. Eine ungenaue Bestimmung hat eine Änderung der Spannung und einen Ruck des Drehmomentes bei der Aktivierung der Impulsfreigabe zur Folge. Zu große Ungenauigkeiten können zu einer Zerstörung von elektrischen Komponenten als Folge einer Überhöhung der Zwischenkreisspannung führen. Die Höhe und Länge der Spannungsüberhöhung hängt von der Differenz zwischen realen und hinterlegter Rotorflussverkettung sowie den Reglerparametern der d - und q -Ströme ab.

Stromregler-Dimensionierung

Für die Regelung der Phasenströme wird ein digitaler PI-Regler entworfen. Mit Hilfe des Entkopplungsnetzwerkes Gleichung 3.85 lässt sich Gleichung A.13 in eine lineare Übertragungsfunktion transformieren. Für die Regelstrecke des i_d - und i_q -Stromes gilt die Übertragungsfunktion im Laplace-Bereich mit s als

Laplace-Operator:

$$G_{I_{dq}}(s) = \frac{I_d(s)}{U_{dq}^*(s)} = \frac{V_S}{1 + sT_{dq}} \quad (3.86)$$

mit $T_{dq} = \frac{L_{dq}}{R_s}$ und $V_S = \frac{1}{R_s}$

Für eine permanentmagneterregte Synchronmaschine mit Oberflächenmagneten gilt die Annahme:

$$L_s = L_d = L_q$$

Damit vereinfachen sich die Zeitkonstanten zu:

$$T_S = T_{dq} \quad (3.87)$$

Die Übertragungsfunktionen für den d- und q-Strom sind identisch und lassen sich mit denselben Zeitkonstanten und Verstärkungen parametrieren.

Bei der Modellbildung der Übertragungsfunktion muss der Stromrichter als Stellglied und Teil der Regelstrecke charakterisiert werden. Vereinfacht lässt sich das Modell als Totzeitglied annehmen [129]. Die Übertragungsfunktion lautet:

$$G_{SR}(s) = V_{SR}e^{-sT_t} \quad (3.88)$$

mit der Stromrichterverstärkung V_{SR} und der Stromrichtertotzeit T_t . Die Totzeit kann einer Abtastschrittweite $T_t = T_A$ des Mikrocontrollers gleichgesetzt werden.

Durch Multiplikation von Gleichung 3.88 und Gleichung 3.86 unter der Annahme nach Gleichung 3.87 lautet die Übertragungsfunktion der Regelstrecke:

$$G_S(s) = \frac{V_{SR}V_S}{1 + sT_S}e^{-sT_A} \quad (3.89)$$

Da die Implementierung des Reglers auf einen Mikrocontroller mit zeitdiskreter Arbeitsweise erfolgt, ist eine Diskretisierung der Reglerparameter erforderlich. GEITNER [40] gibt für die Bestimmung der digitalen Reglerparameter unterschiedliche Verfahren an. Neben Verfahren, die eine quasikontinuierliche Betrachtung der Reglerparameter erlauben, kann mit Hilfe von Transformationstabellen eine exakte Diskretisierung der Regelstrecke erfolgen, aus denen sich die diskreten Reglerparameter ableiten lassen. Eine allgemeine Struktur einer diskreten Regelstrecke lautet:

$$G_Z(z^{-1}) = \frac{V_Z}{1 + m_1 \cdot z^{-1}}z^{-2} \quad (3.90)$$

Die Strom-Regelstrecke nach Gleichung 3.89 besteht aus einem Verzögerungsglied erster Ordnung und einem Totzeitglied. Die digitale Arbeitsweise des Stromrichters erfordert ein Abtasthalteglied. Die Strommessung wird durch eine Augenblickswertmessung realisiert. Folglich lässt sich die Struktur $\{1VH - Am\}$ nach GEITNER ableiten. Die Totzeit wird als zusätzliche Verzögerung berücksichtigt. Die digitalen Regelstreckenparameter lauten:

$$V_Z = V_{SR}V_S \left(1 - e^{-\frac{T_A}{T_{dq}}} \right) \quad \text{mit} \quad m_1 = -e^{-\frac{T_A}{T_{dq}}} \quad (3.91)$$

Die allgemeine Form für einen zeitdiskreten PI-Regler ist:

$$G_R(z^{-1}) = \frac{V_R(1 + d_1 z^{-1})}{1 - z^{-1}} \quad (3.92)$$

Die Reglerparameter werden nach dem digitalen Betragsoptimum (BOD) bestimmt. Diese Einstellstrategie wird aufgrund des guten Führungsverhaltens mit schneller Anregelzeit und geringem Überschwingverhalten gewählt. Um eine Polkompensation vorzugeben, wird $d_1 = m_1$ gesetzt. Die Reglerverstärkung lautet:

$$V_R = \frac{1}{3 \cdot V_Z} \quad (3.93)$$

Realisierung des Reglers mit Ausgangsbegrenzung

Die Reglergleichungen des Ansatzes nach Gleichung 3.92 werden als Differenzgleichung mit dem Zeitpunkt n realisiert [40]. Die Reglerabweichung e berechnet sich aus der Differenz von Soll- und Istwert.

$$e(n) = x_{soll}(n) - x_{ist}(n) \quad (3.94)$$

Die Speichervariable S wird als Puffergröße eingeführt.

$$S(n) = S(n-1) + V_R \cdot [(1 + d_1) \cdot e(n-1)] \quad (3.95)$$

Die Stellgröße y berechnet sich aus der Speichervariable und dem Produkt aus Regelabweichung und Reglerverstärkung.

$$y(n) = V_R \cdot e(n) + S(n) \quad (3.96)$$

Die Stellgröße muss mit dem Wert des Entkopplungsnetzwerkes aus Gleichung 3.85 verrechnet werden.

$$y(n) = y(n) + u_{dq;ek}(n) \quad (3.97)$$

Sobald eine Anstiegsbegrenzung oder eine Maximalwertbegrenzung greift, muss eine Begrenzungsverrechnung durch Korrektur der Regelabweichung mit

$$e(n) = e(n) + \frac{1}{V_R} \cdot [y_{grenz} - y(n)] \quad (3.98)$$

und eine Begrenzung des Reglerausganges erfolgen.

$$y(n) = y_{grenz} \quad (3.99)$$

Abbildung 3.43 zeigt die realisierte Struktur des digitalen Reglers mit Anstiegs- und Maximalwertbegrenzung sowie der Begrenzungsverrechnung.

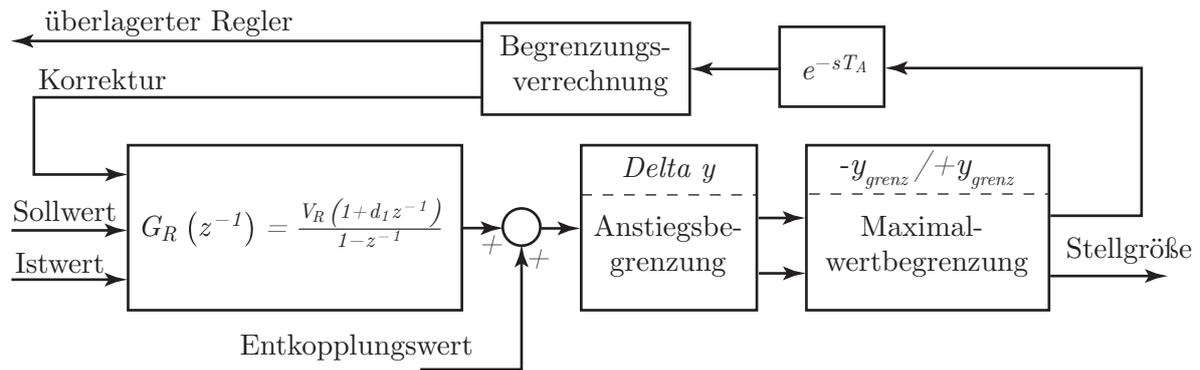


Abbildung 3.43: Struktur des digitalen Reglers mit Anstiegs- und Maximalwertbegrenzung [40]

Als Besonderheit der Wicklungsumschaltung wird die Speichervariable zum Zeitpunkt der Umschaltung zurückgesetzt $S(n) = 0$ und die Reglerparameter V_R und d_1 neu berechnet.

4 Untersuchungen und Ergebnisse zur Wicklungsumschaltung und der elektrischen Maschine

4.1 Simulationsmodell der Wicklungsumschaltung

Die Simulation der Wicklungsumschaltung ist erforderlich, um das reale Schaltverhalten und die Umschaltcharakteristik abschätzen zu können und so die Versuche im Labor zu reduzieren. Das Schalten der induktivitätsbehafteten Motorwicklungen stellt besondere Anforderungen an die Freilaufkreise der Schalter sowie an die Ladung des Dämpfungskondensators aufgrund der schnellen Umschaltvorgänge. Ebenso dient die Simulation der Entwicklung der Steuerungsstrategie.

Die Modellierung der Schaltung aus Abbildung 3.30 erfolgt mit Matlab/Simulink[®] und Simscape[™] von MathWorks[®]. Alle leistungselektronischen Grundkomponenten sind in den Bibliotheksblöcken hinterlegt und müssen entsprechend verschaltet werden. Die Motorcharakteristik ist als Widerstand, Induktivität und Spannungsquelle entsprechend des Simulationsmodells von OTADUY nachgebildet [107]. Die Schaltungsparameter ergeben sich aus den Komponentenspezifikationen. Ein Unterschwingungsverfahren generiert die IGBT-Steuersignale [87]. Konkret wurde das PWM-Signal mit einem Sinus-Dreieck-Vergleich realisiert. Für die Simulationsrechnung ist es zweckmäßig Bypasswiderstände den Halbleiterbauteilen zuzuordnen. Die spezifischen Simulationsparameter für folgende Untersuchungen sind in Tabelle 4.1 angegeben.

Tabelle 4.1: Simulationsparameter der Wicklungsumschaltung

| | | |
|--------------------------------------|------------|--------|
| Frequenz | f | 160 Hz |
| Phasenverschiebung | φ | 25° |
| Zwischenkreisspannung | U_{ZK} | 550 V |
| Hilfsspannung für Dämpferkondensator | $U_{H,DK}$ | 700 V |
| Entladewiderstand | R_{DK} | 3 kOhm |
| Dämpferkondensator | C_{DK} | 66 nF |

4.2 Simulationsergebnisse der Wicklungsumschaltung

Die nachfolgenden Ergebnisse zeigen den Einfluss des Wechselrichterabschaltens und der Hilfsspannungsquelle auf das Schaltverhalten und die Strombelastung der Schalter. 4.2.1 und 4.2.2 zeigen zunächst die nachteiligen Eigenschaften ohne Berücksichtigung der beiden Einflussgrößen. In 4.2.3 sind Hilfsspannungsquelle und die Wechselrichterabschaltung optimal auf die Schaltung abgestimmt.

4.2.1 Umschalten von Stern2 nach Stern1 ohne Abschalten des Wechselrichters und ohne Hilfsspannungsquelle

Der Wechselrichter bleibt während der Wicklungumschaltung aktiviert, wodurch zu Beginn des Schaltvorgangs ein Stromfluss in den Motorphasen vorliegt. Die Schaltverzögerung zwischen Ausschalten von Sternpunkt2 und Einschalten von Sternpunkt1 wird mit 1 ms gewählt, siehe Abbildung 4.1. Diese Unterbrechung bietet ausreichend Zeit, damit der Stromfluss in den Motorphasen abklingt.

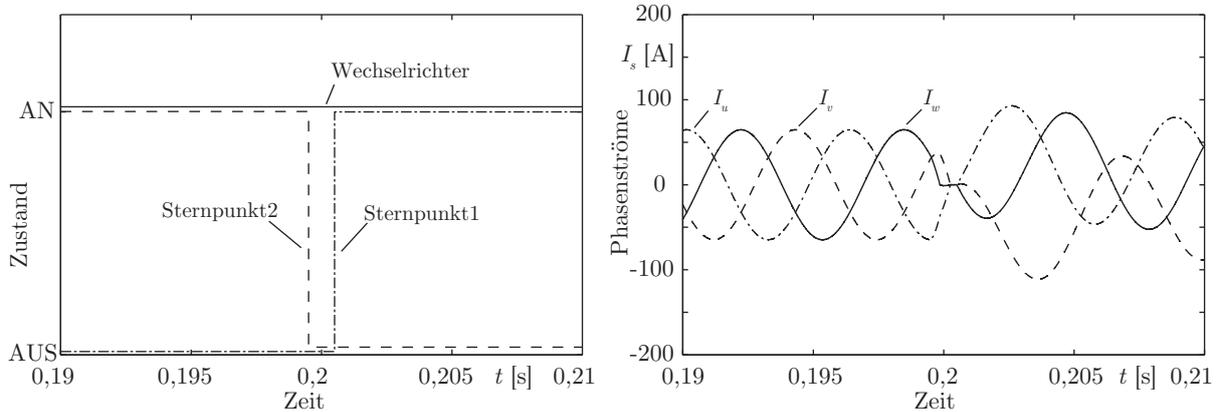


Abbildung 4.1: Zustände der Schalter und Phasenströme für die Umschaltung von Stern2 nach Stern1

Zum Zeitpunkt des Schalteröffnens wird der Stromfluss im Sternpunkt2 unterbrochen und von den Freilaufsperrdioden (FSD) aufgenommen. Der Strom fließt aufgrund der Motorinduktivität weiter und klingt entsprechend der elektrischen RL-Zeitkonstante ab, siehe Abbildung 4.2. Im vorliegenden Fall beträgt das Abklingverhalten $0,8\text{ ms}$. Der Strom führt zum Aufladen des Dämpferkondensators, siehe Abbildung 4.4, wodurch der Spannungsabfall am Sternpunkt1 ansteigt. Der Spannungsendwert stimmt mit der Abschätzung aus Gleichung 3.79 überein.

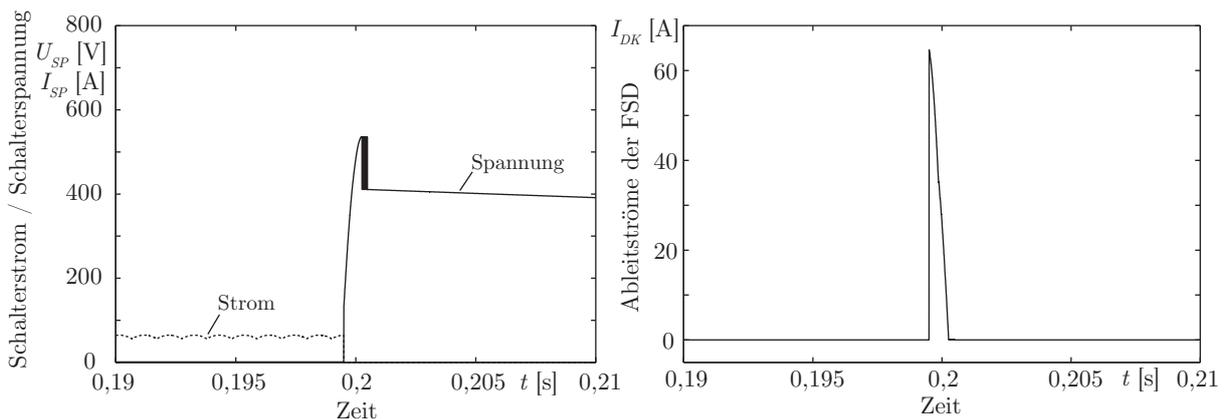


Abbildung 4.2: Zeitlicher Verlauf von Strom und Spannung am Sternpunkt2 und an den beiden Freilaufsperrdioden

Ableitströme durch die FSD am Sternpunkt1 treten während der Umschaltung nicht auf, siehe Abbildung 4.3.

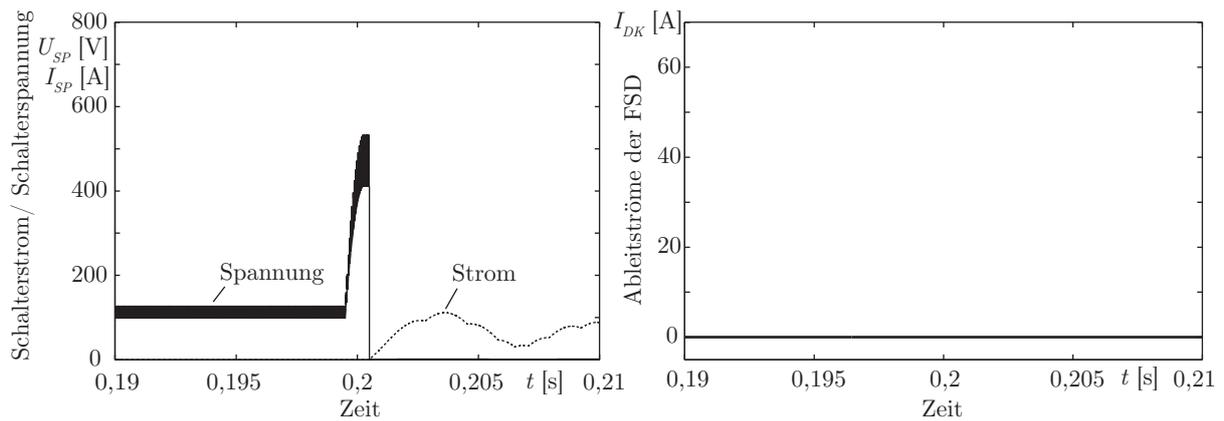


Abbildung 4.3: Zeitlicher Verlauf von Strom und Spannung am Sternpunkt1 und an den beiden Freilaufsperrdioden

Der Spannungsabfall am Sternpunkt1 im deaktivierten Zustand entspricht der Spannung von Motorwicklung (untere Spannungsgrenze) und Dämpferkondensator (obere Spannungsgrenze). Sobald der Sternpunktschalter geschlossen wird, sinkt der Spannungsabfall auf den Wert der bauteilspezifischen Kollektor-Emitter-Spannung von $0,94\text{ V}$ ab. Der Stromfluss steigt stetig entsprechend der systeminternen Induktivitäten.

Das Entladungsverhalten des Dämpferkondensators erfolgt nach der Entladezeitkonstante eines RC-Gliedes. Zur schnelleren Entladung wird in der Simulation ein Entladewiderstand von $3,3\text{ k}\Omega$ parallel zum Dämpferkondensator geschaltet, um den Effekt der Entladeströme deutlicher darzustellen, siehe Abbildung 4.4. Die Ladungsströme des Dämpferkondensators fließen durch das Freilaufdiodenmodul, da der Spannungsabfall der Dioden geringer ist als beim Sternpunkt1-Diodenmodul und den Freilaufsperrdioden. Sobald die Spannung des Dämpferkondensators niedriger als die Spannungsdifferenz der Motorklemmen am Freilaufdiodenmodul ist, fließt ein pulsartiger Ladestrom.

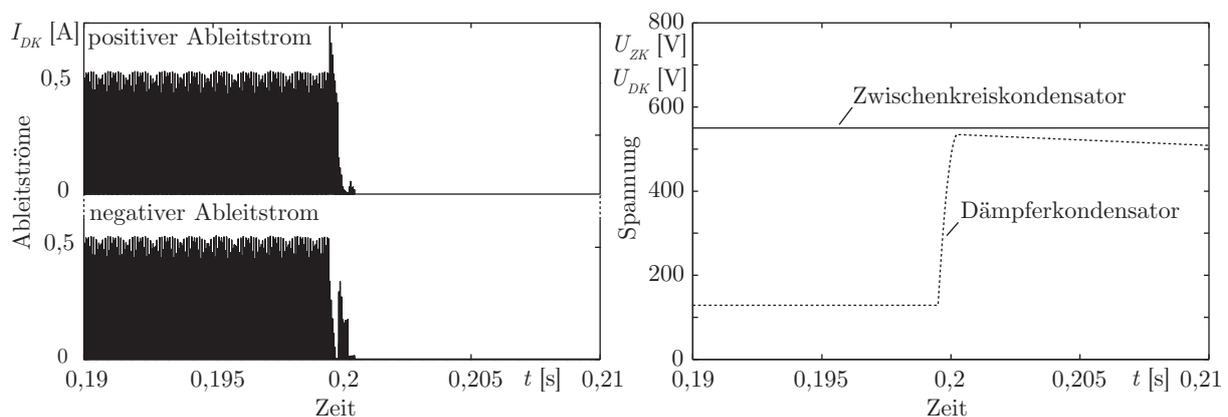


Abbildung 4.4: Ableitströme am Freilaufdiodenmodul, Zwischenkreisspannung und Spannung am Dämpferkondensator

4.2.2 Umschalten von Stern1 nach Dreieck ohne Abschalten des Wechselrichters und ohne Hilfsspannungsquelle

Das Schalten von Stern1 nach Dreieck erfolgt nach Abbildung 4.5. Die Schaltpause wurde mit 10 ms (reale Einschaltverzögerung beträgt 14 ms) gewählt und resultiert aus den langsameren Schützschaltern. Die Reihenschalter sind deaktiviert, wodurch das Freilaufdiodenmodul, das Sternpunkt-Diodenmodul 2 und die

ungenutzten Wicklungen keinen Einfluss haben.

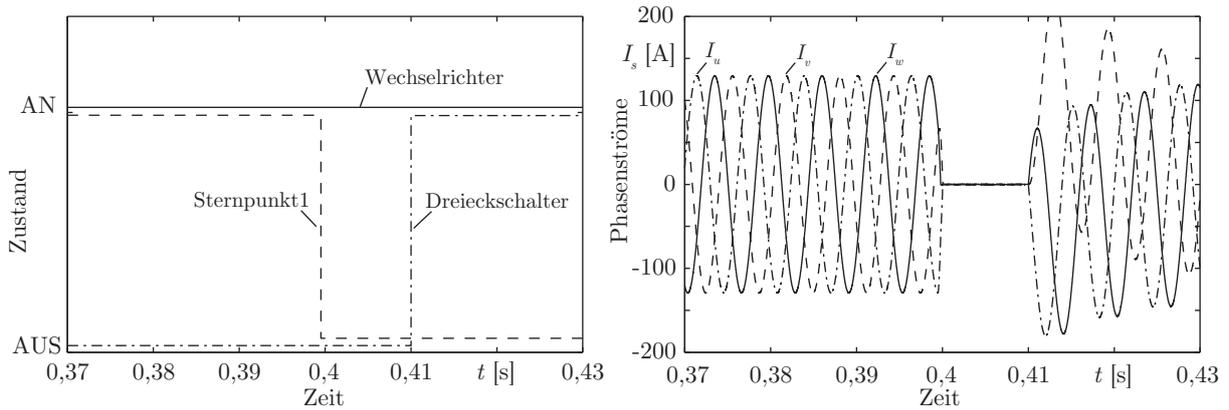


Abbildung 4.5: Zustände der Schalter und Phasenströme für die Umschaltung von Stern1 nach Dreieck

Nach dem Deaktivieren des Stern1-Schalters wird der fließende Strom von den FSD aufgenommen, siehe Abbildung 4.6. Der Strom lädt den Dämpferkondensator und klingt innerhalb von $0,7\text{ ms}$ ab.

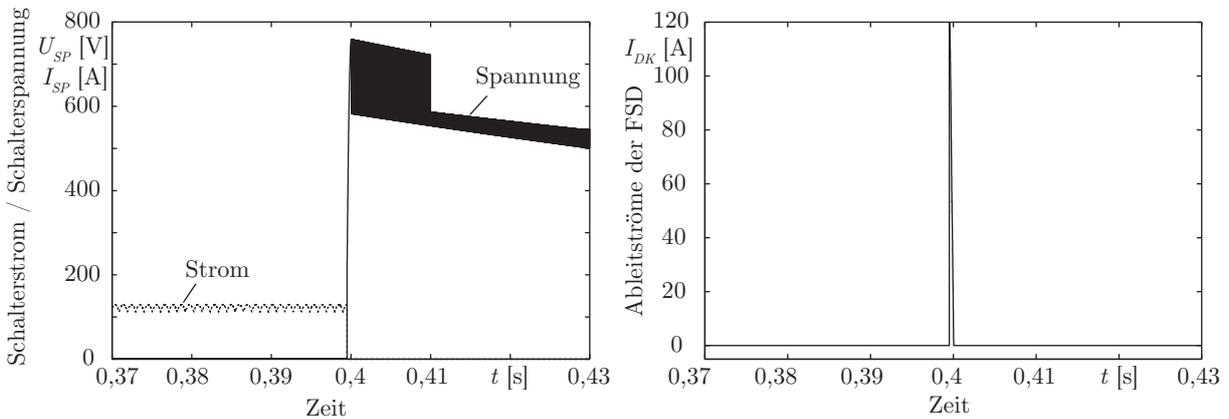


Abbildung 4.6: Zeitlicher Verlauf von Strom und Spannung am Sternpunkt1 und an den beiden FSD

Nach dem Schaltvorgang erfolgt eine Entladung des Dämpferkondensators entsprechend eines RC-Abklingverhaltens. Sobald die Spannung des Dämpferkondensators unterhalb der Zwischenkreisspannung fällt, fließen pulsartige Ströme, siehe Abbildung 4.7. In diesem Zustand fließt der Strom vom IGBT des Wechselrichters über den Dreieckschalter direkt zum Dämpferkondensator.

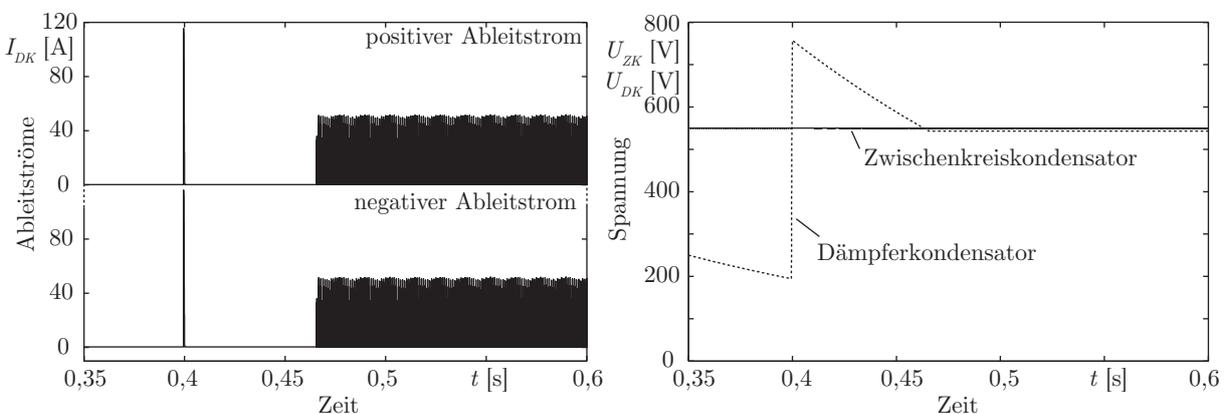


Abbildung 4.7: Ableitströme am Sternpunkt1, Zwischenkreisspannung und Spannung am Dämpferkondensator

Neben den FSD und dem Wechselrichter sind auch die Dreieckschalter einer Pulsstrombelastung ausgesetzt, siehe Abbildung 4.8. Die Effekte erscheinen in der Simulation vernachlässigbar und wurden anfangs unterschätzt. Bei dem ersten Versuchsaufbau haben die verwendeten Dreieckschalter aufgrund dieses Verhaltens nicht zuverlässig geschlossen.

Ebenso treten besondere Spannungsbelastungen an den Dreieckschaltern auf, wenn der Stern1-Schalter und die Dreieckschalter nicht geschlossen sind. Bei der Auswahl der Schalter ist zu beachten, dass sich die Wechselrichterspannungen zu den Motorspannungen addieren.

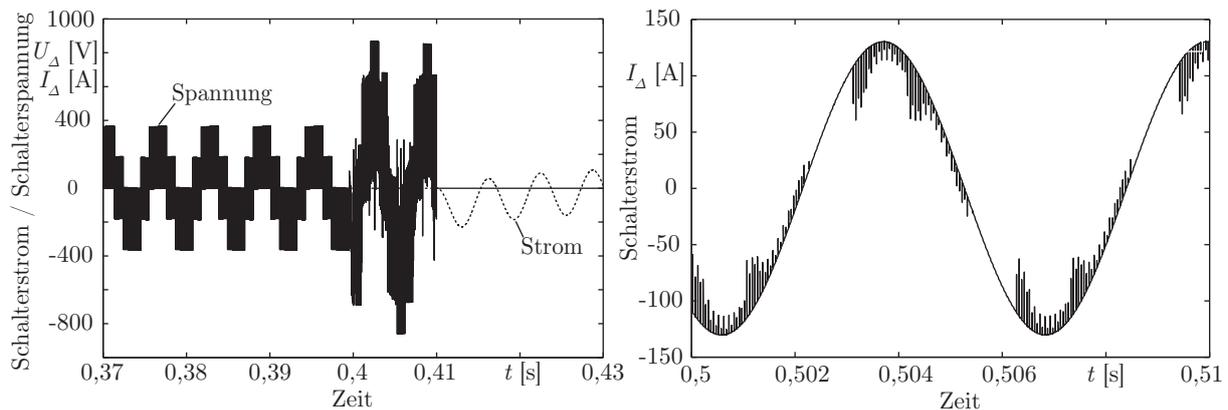


Abbildung 4.8: Zeitlicher Verlauf von Strom und Spannung an einem Dreieckschalter

4.2.3 Umschalten mit Abschalten des Wechselrichters und mit Hilfsspannungsquelle

Die Simulationsergebnisse zur Umschaltung zeigen unerwünschte Strom- und Spannungsverläufe während des Betriebes und des Umschaltvorganges aufgrund des fehlenden Spannungsniveaus am Dämpfungskondensator. Zur Optimierung des Schaltvorganges sind eine Deaktivierung der Wechselrichterendstufe und eine Hilfsspannungsquelle am Dämpfungskondensator vorgesehen, die im Nachfolgenden näher erläutert werden. Diese Maßnahmen führen zu einem “weichen” Schaltverhalten und kleineren Bauelementen.

Vor dem Umschaltvorgang ist bei allen Umschaltungen eine Deaktivierung der Wechselrichterendstufe realisiert, um ein Abklingen der Phasenströme sicherzustellen und die Spannungsbelastung der Schalter zu reduzieren. Die Hilfsspannungsquelle dient der Anhebung des Spannungspotenzials des Dämpferkondensators, damit die Kondensatoraufladung nicht über die Freilaufsperrdioden erfolgt. Ein weiterer Vorteil ergibt sich bei der Dimensionierung des Dämpfungskondensators. Das Umschalten im nahezu stromlosen Zustand ermöglicht eine deutliche Reduzierung der Kapazität des Dämpfungskondensators im Vergleich zum strombehafteten Umschalten. Die Kondensatorgröße ergibt sich durch transiente und parasitäre Ströme während des Umschaltens. Strom- und Spannungsverläufe für den Dämpferkondensator und den FSD sind nicht dargestellt, da keine Ladevorgänge des Kondensators auftreten.

In Abbildung 4.9 ist das Umschaltverhalten zwischen den beiden Sternkonfigurationen gezeigt. Die Pause vom Deaktivieren des Wechselrichters bis zum Abschalten des Sternpunkt2-Schalters muss entsprechend dem Stromabklingverhalten gewählt werden.

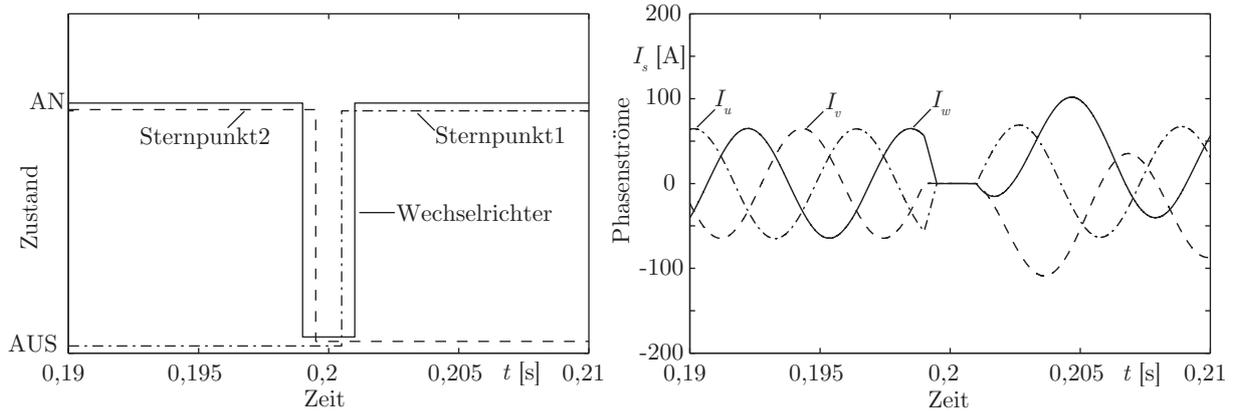


Abbildung 4.9: Zustände der Schalter und Phasenströme für die Umschaltung von Stern2 nach Stern1

Das Spannungsniveau an den Sternpunktschaltern im abgeschalteten Zustand in Abbildung 4.10 nimmt das Potenzial der Zwischenkreisspannung an.

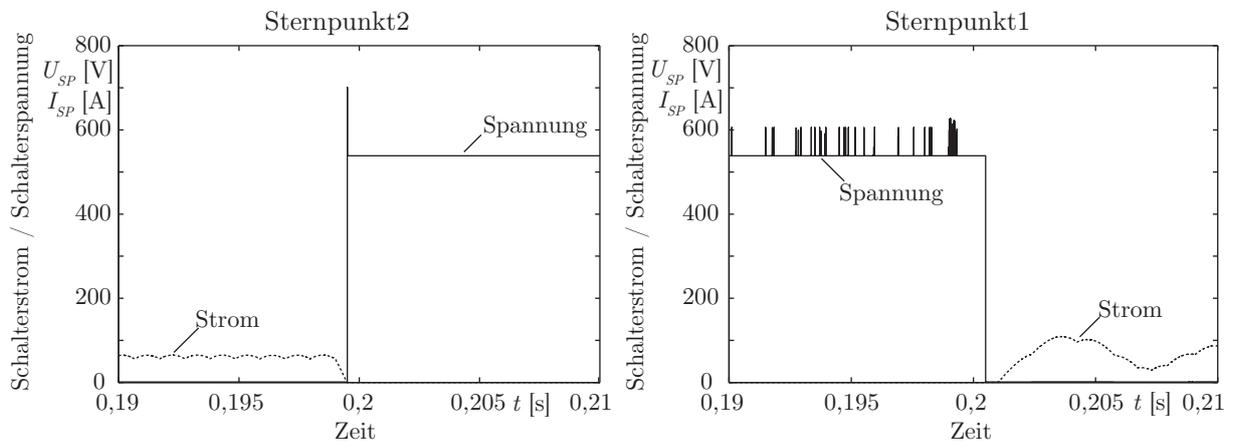


Abbildung 4.10: Zeitlicher Verlauf von Strom und Spannung am Sternpunkt1 und Sternpunkt2

Die Deaktivierung der Wechselrichterendstufe ist bei Stern-Dreieck-Umschaltung identisch zum vorhergehenden Verfahren, siehe Abbildung 4.11. Die Verzögerung zwischen Einschaltzeitpunkt der Dreieckschalter bis zum Aktivieren des Wechselrichters resultiert aus der Rückmeldecharakteristik der mechanischen Schalter. In der Simulation wird die Verzögerung mit 5 ms vorgegeben.

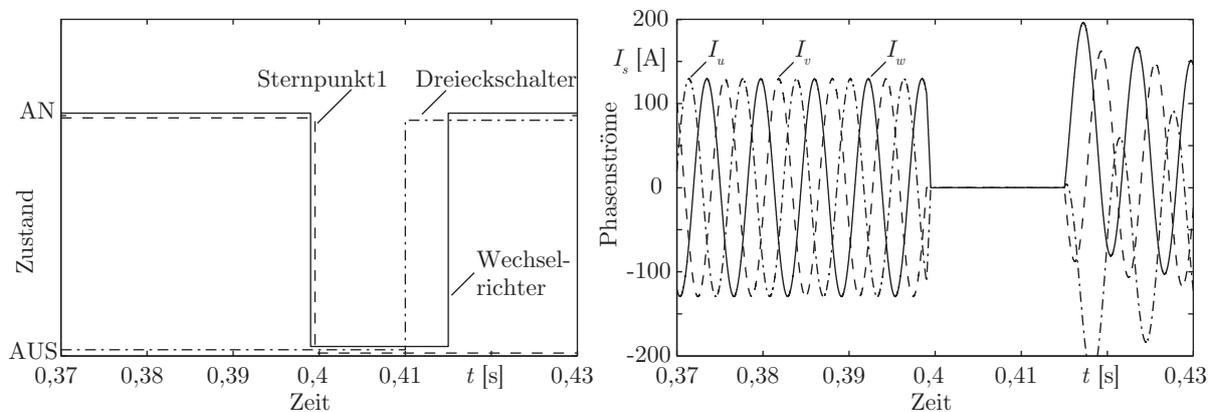


Abbildung 4.11: Zustände der Schalter und Phasenströme für die Umschaltung von Stern1 nach Dreieck

Durch das Abschalten des Wechselrichters reduziert sich die Spannungsbelastung an den Dreieckschaltern, siehe Abbildung 4.12.

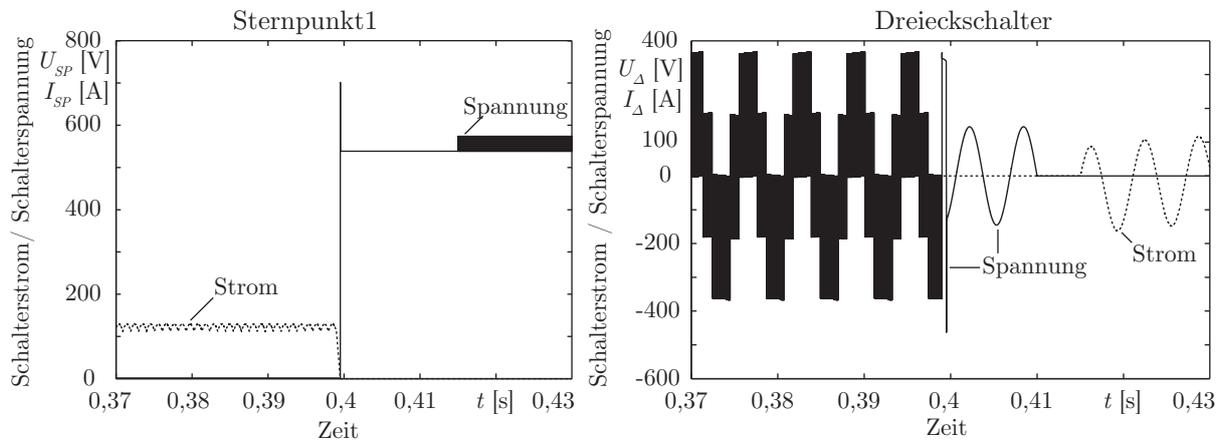


Abbildung 4.12: Zeitlicher Verlauf von Strom und Spannung am Sternpunkt1 und an einem Dreieckschalter

4.3 Prüfstandsergebnisse von Wicklungsumschaltung und elektrischer Maschine

4.3.1 Widerstände der Schaltung

Die Wicklungsumschaltung besteht aus einer Reihenschaltung von unterschiedlichen Halbleiterbauelementen, die einen Spannungsabfall und einen ohmschen Widerstand aufweisen. Abbildung 4.13 zeigt den quantitativen Verlauf des Stromes als Funktion der Gleichspannung zwischen zwei Phasen. Als Leitungswiderstand wurden $0,0186 \text{ Ohm}$ für die Stern1-Schaltung und $0,0229 \text{ Ohm}$ für die Stern2 Schaltung ermittelt. Diesen Wert gilt es beim Widerstand zwischen zwei Motorphasen zu berücksichtigen. Ebenso wurde ein nichtlineares Strom-Spannungsverhalten bei kleinen Strömen ermittelt, das aus der Durchlasskennlinie der Halbleiterelemente resultiert. Konkret handelt es sich um die Addition der Schleusenspannung von zwei Dioden und einem IGBT. Die Extrapolation des linearen Widerstandsverhaltens ergibt einen Schnittpunkt mit der X-Achse bei $2,24 \text{ V}$ für die Stern1-Schaltung und $2,19 \text{ V}$ für die Stern2-Schaltung.

Stromwärmeverluste der Schaltung resultieren aus dem Leiterwiderstand und der Schleusenspannung, die bei der Wirkungsgradbetrachtung berücksichtigt werden müssen.

Die Dreieckschaltung wurde mit den mechanischen Kontakten nicht vermessen, da deren Kontaktwiderstand vernachlässigbar klein ist. Entsprechend dem Datenblatt beträgt der Widerstand $0,2 \text{ mOhm}$ bei 200 A .

4.3.2 Widerstände und Induktivitäten des Motors mit Wicklungsumschaltung

Für die Parameter des Drehmomentreglers sind der Widerstandswert und die elektrische Motorzeitkonstante relevant. Die Bestimmung des Motorwiderstandes einschließlich Wicklungsumschaltung erfolgt mittels des Anlegens einer Gleichspannung und der Messung des resultierenden Strangstromes. Die Messung des Widerstandes erfolgte bei einer Wicklungstemperatur von $55 \text{ }^\circ\text{C}$. In Abbildung 4.14 ist das Verhalten eines Motorstranges und der Verschaltung des Motors in den Konfigurationen Stern2-, Stern1- und Dreieck-Schaltung dargestellt.

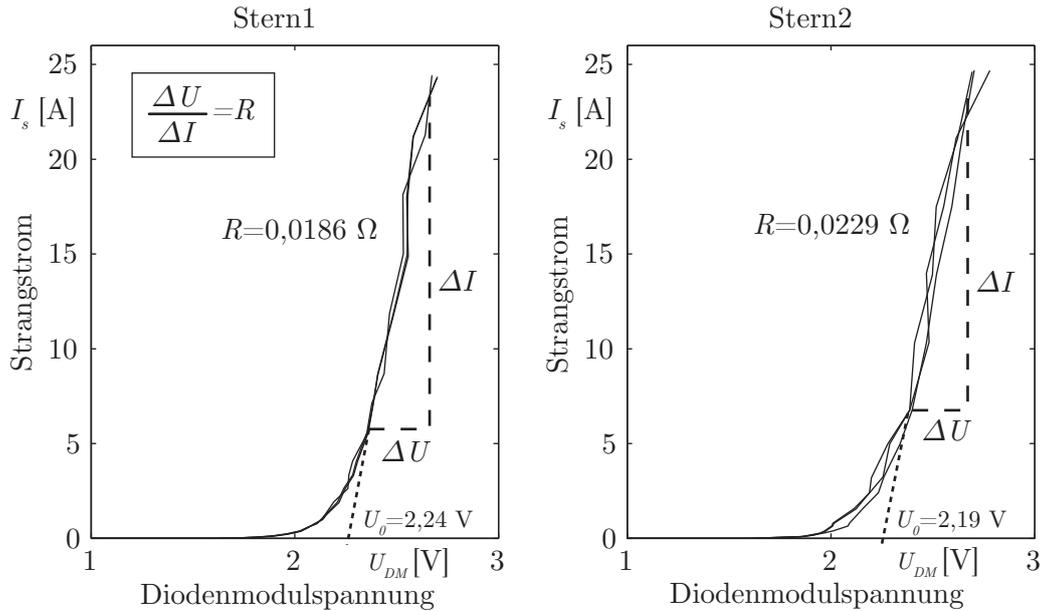


Abbildung 4.13: Strangstrom als Funktion der Diodenmodulspannung für die Schaltung Stern1 und Stern2

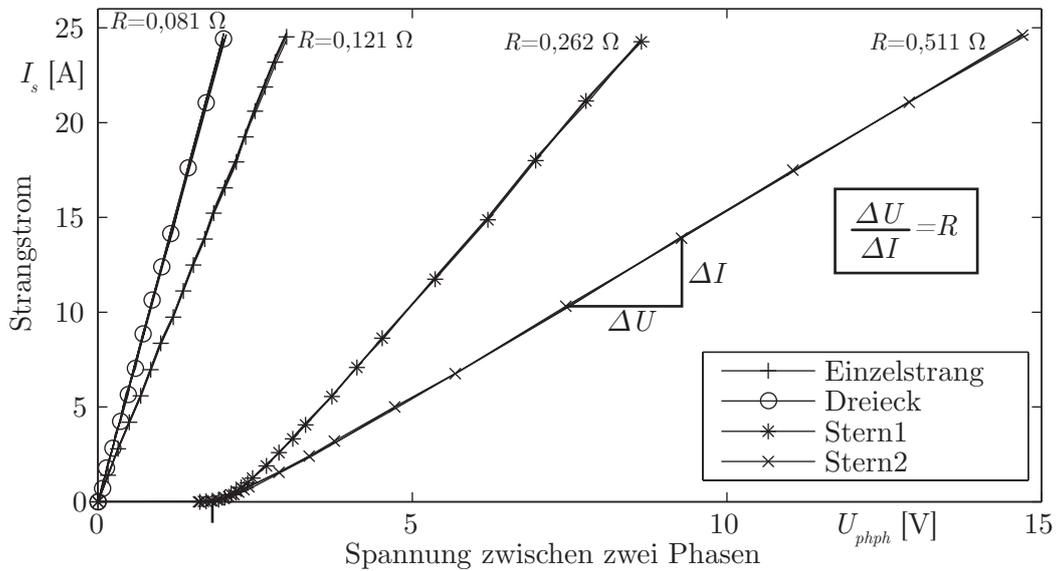


Abbildung 4.14: Strangstrom als Funktion der Klemmenspannung des Motors für einen Einzelstrang und zwei Motorphasen für drei Wicklungskonfigurationen

Bei der Stern2- und Stern1-Schaltung entsteht eine Verschiebung der Kennlinie aufgrund der Schleusenspannung der Leistungshalbleiter. Um einen gewünschten Strom mit einer hohen Regeldynamik bei Stromnulldurchgang einzustellen, ist ein stromrichtungsabhängiger Spannungsoffset im Drehmomentregler zu hinterlegen.

Das Verhalten der elektrischen Motorzeitkonstante wird als Funktion des Strangstromes bei einem Rotorwinkel von 0° und als Funktion des Rotorwinkels bei einem Strangstrom von 50 A ermittelt, Abbildung 4.15.

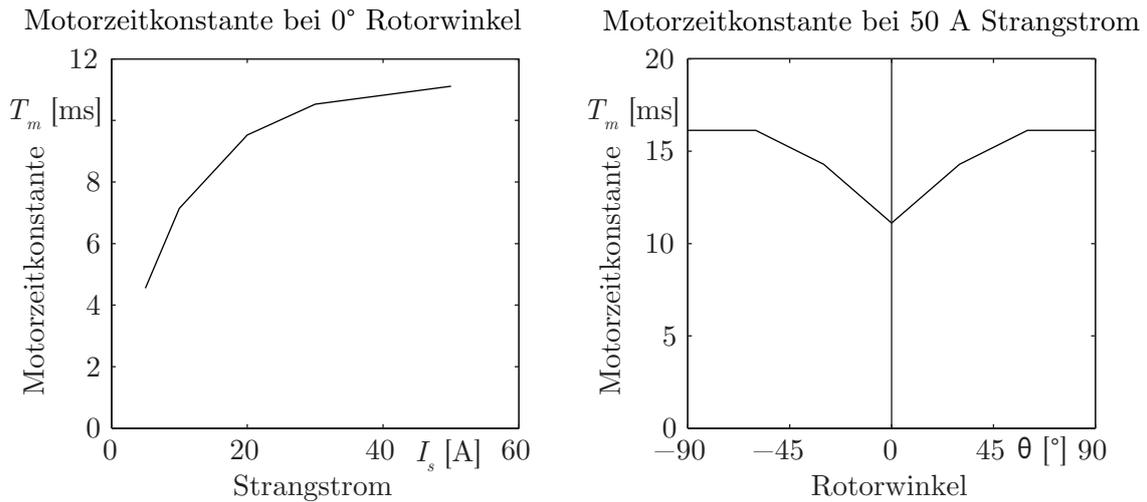


Abbildung 4.15: Motorzeitkonstante des Motors als Funktion des Strangstromes und des Rotorwinkels

Die Bestimmung der elektrischen Motorzeitkonstante erfolgt durch Variation von Phasenstrom und Rotorwinkel mit anschließender Auswertung des Zeitverhaltens. Im Drehmomentregler ist die Zeitkonstante mit 9 ms hinterlegt.

4.3.3 Wirkungsgradverhalten der elektrischen Maschine

Abbildung 4.16 zeigt das Wirkungsgradverhalten der elektrischen Maschine mit Leistungselektronik für die drei Wicklungskonfigurationen und deren Kombination.

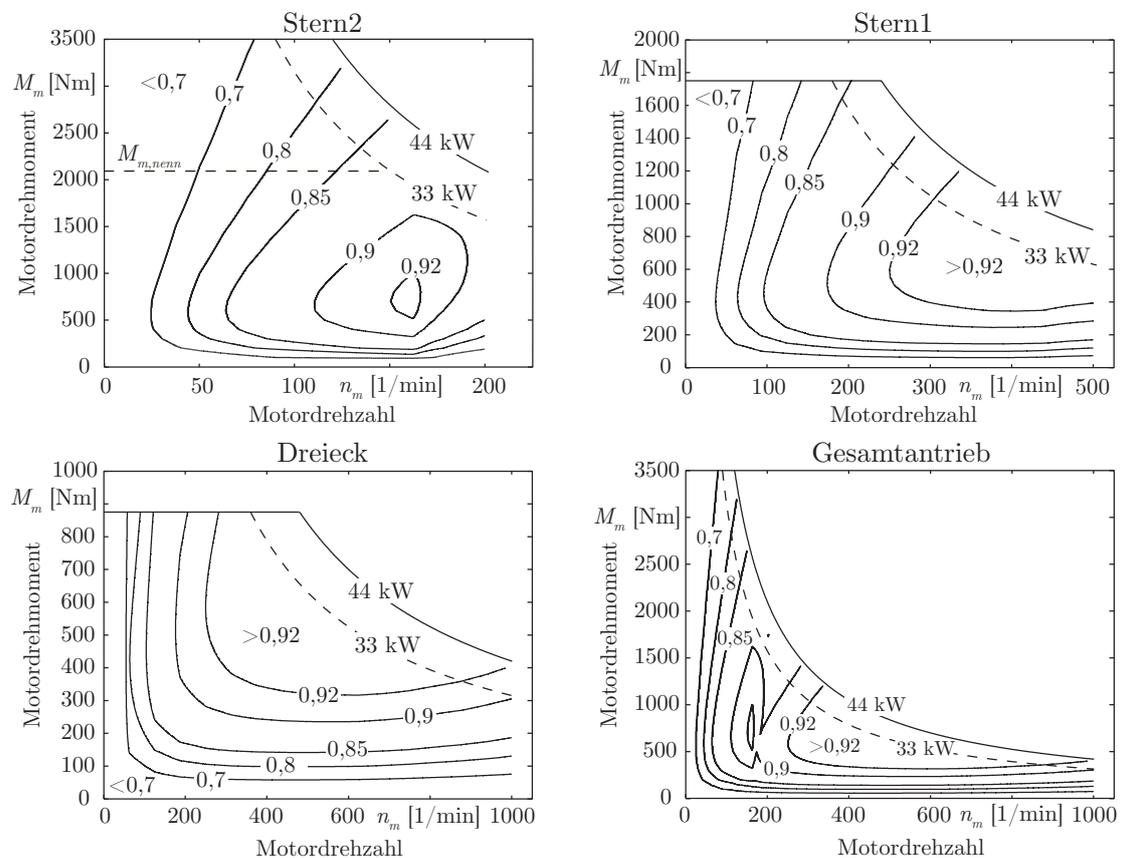


Abbildung 4.16: Wirkungsgradverhalten der elektrischen Maschine für die drei Verschaltungsvarianten und die Kombination der drei Varianten

Der Gesamtantrieb besitzt in einem breiten Drehzahl- und Drehmomentbereich ein Wirkungsgrad größer $> 0,92$, der im Erwartungsbereich für typische PSM liegt. Verglichen mit einer PSM, die eine feste Wicklungsverschaltung besitzt, ist der Bereich mit den hohen Wirkungsgraden deutlich breiter.

Der ermittelte Maximalfehler des Wirkungsgrades für die Bemessungspunkte beträgt nach dem Fehlerfortpflanzungsgesetz $\Delta\eta = 0,027$. Dieser berechnet sich aus:

$$\Delta\eta = \frac{n_m \cdot M_m}{I_{d,SR} \cdot U_{DC}} \left(\frac{\Delta n_m}{n_m} + \frac{\Delta M_m}{M_m} + \frac{\Delta I_{d,SR}}{I_{d,SR}} + \frac{\Delta U_{DC}}{U_{DC}} \right) \quad (4.1)$$

mit den absoluten Messfehlern der Messeinrichtungen von $\Delta n_m = 1 \text{ 1/min}$, $\Delta M_m = 2 \text{ Nm}$, $\Delta I_{d,SR} = 0,67 \text{ A}$ und $\Delta U_{DC} = 8 \text{ V}$

Die Dichtungs- und Lagerverluste sind aus dem Ergebnis herausgerechnet, da diese in den Getriebeverlusten berücksichtigt sind. Gasreibungsverluste ließen sich aufgrund der vielen Wechselwirkungen und den konstruktiven Gegebenheiten nicht bestimmen. Die Wirkung ist aber als sehr gering einzuschätzen, da die Verwirbelungen vernachlässigbar sind und keine Ventilationswirkungen festgestellt wurden.

Die wesentlichen Einflussfaktoren und Effekte in den Wirkungsgradkennfeldern lassen sich auf Stromwärme- und Eisenverlust zurückführen. Bei der Überlagerung der drei Kennfelder und Ermittlung der Hüllkurve ergibt sich ein Gesamtkennfeld mit minimalen Verlusten. An den Übergängen zwischen den Kennfeldern sind Wirkungsgradsprünge zu berücksichtigen, da das Kennfeld mit der geringeren Maximaldrehzahl den höheren Wirkungsgrad besitzt.

Auswirkungen der Wicklungsumschaltung auf die Verlustleistungen im Motor

Die Wicklungsumschaltung bewirkt eine Änderung der elektrischen Widerstände und der induzierten Spannung. In Stern2-Konfiguration dominieren aufgrund des Reihenwiderstandes die Stromwärmeverluste gegenüber den Ummagnetisierungsverlusten. Hingegen treten in Dreieckschaltung und bei großen Drehzahlen höhere Ummagnetisierungsverluste aber kleine Stromwärmeverluste auf. Tabelle 4.2 zeigt eine Gegenüberstellung der relativen Stromwärme- und Ummagnetisierungsverluste.

Tabelle 4.2: Übersicht der relativen Verlustanteile der Bemessungspunkte für drei Schaltungstopologien

| | Stern2 | Stern1 | Dreieck |
|--|--------|--------|---------|
| Bezugsdrehzahl der Schaltkonfiguration | 100 % | 200 % | 346 % |
| relative Stromwärmeverluste p_{VW} | 200 % | 100 % | 33 % |
| relative Hystereseverluste $p_{VU,hyst}$ | 50 % | 100 % | 173 % |
| relative Wirbelstromverluste $p_{VU,wb}$ | 25 % | 100 % | 300 % |

Für den Motor leiten sich drei Wirkungsgradkennfelder ab. Das gegenläufige Verhalten der Verlustleistung erfordert eine Parameteroptimierung der Motorgeometrie nach [94]. Bei der Optimierung des Wirkungsgrades spielen die Lastkollektive des Antriebes eine entscheidende Rolle. Dabei sind die Anteile für die Eisenverluste und der Widerstandsverluste im Antriebskennfeld mit Zeitanteilen zu betrachten. Die Verlustanteile zwischen Stromwärme- und Ummagnetisierungsverlusten sind für die Zielanwendung zu optimieren. Diesbezügliche Motoroptimierungen werden in dieser Arbeit nicht ausgeführt.

4.3.4 Parametrierung der Drehmomentregler

Die Einstellung der Regelparameter erfolgt nach dem digitalen Betragsoptimum. In Abbildung 4.17 ist der zeitliche Verlauf mit den BOD-Parametern dargestellt. Die Anregelzeit liegt für alle Konfigurationen bei 2 ms bis 3 ms . Die Ausregelzeit beträgt maximal 10 ms . Die Bestimmung des Drehmomentes erfolgt im Weiteren durch Berechnung aus dem gemessenen q-Strom, siehe Gleichung A.17. Bei Prüfstandsversuchen ließ sich eine Linearität von Drehmoment und drehmomentbildenden Strom i_q bei einem $i_d = 0\text{ A}$ ermitteln.

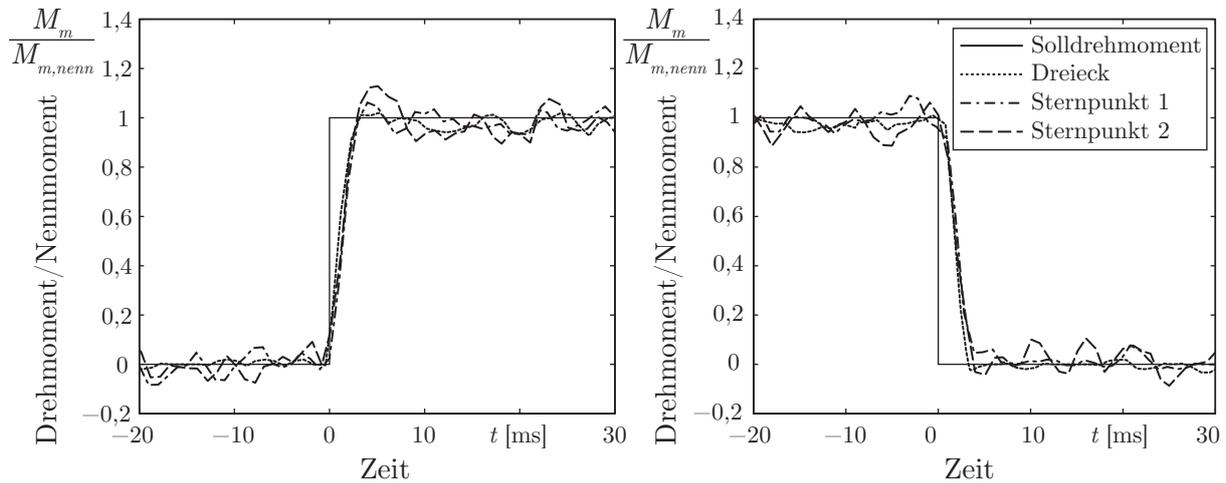


Abbildung 4.17: Sprungantwort des Drehmomentes für die drei Schaltungskonfigurationen

4.3.5 Drehmomentverlauf für die Umschaltvorgänge

Abbildung 4.18 zeigt das Drehmomentverhalten im Leerlauf bei einer gleichbleibenden Drehzahl und den möglichen Schaltkonfigurationen. Der Umschaltvorgang wird nach der Abschaltung des Drehmomentes auf 0 Nm begonnen. Anschließend folgt die Wicklungsumschaltung mit Parameterwechsel und anschließender Anregelung des Drehmomentes auf Sollgröße. Das Drehmoment ergibt sich aus der Motorstrommessung und der anschließenden Drehmomentberechnung nach A.17. Die Drehzahländerungen ergeben sich aus ungleichen Wellendrehmomenten, die aus den Parameterungenauigkeiten des Strangwiderstandes resultieren. Da sich die Drehmomentabweichungen unter 1% des Nennmomentes einstellen, sind die Parameterungenauigkeiten für die Traktionsanwendung vernachlässigbar.

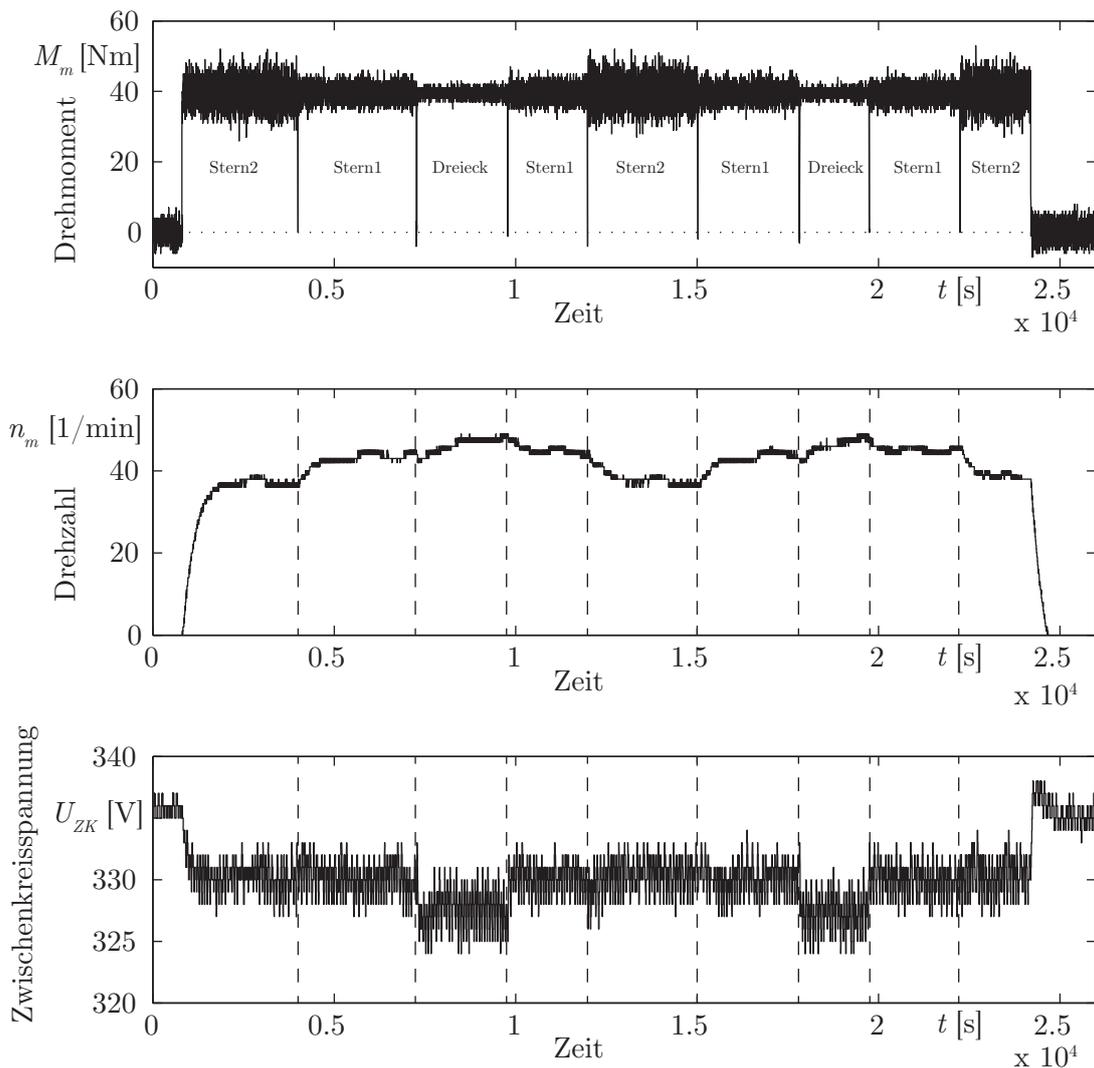


Abbildung 4.18: Drehmoment, Drehzahl und Zwischenkreisspannung einer Umschaltsequenz für die drei Wicklungskonfigurationen im Leerlauf [39]

Die Umschaltung hat auf die Zwischenkreisspannung keine Rückwirkung. In den Schaltunterbrechungen gibt es keine Spannungsanstiege oder Drehmomentstöße infolge einer ungenauen Parameteridentifikation im Entkopplungsnetzwerk. Die reduzierte Zwischenkreisspannung in Dreieckschaltung resultiert aus dem höheren Leistungsbedarf infolge des größeren Drehmomentes und der Drehzahl.

5 Integration eines Einzelradantriebes am Beispiel eines Bergtraktors

5.1 Vorstellung des Experimentalaufbaus

Als Basis für den Experimentalaufbau dient ein Rigitrac SKH 120. Das Systemkonzept eignet sich aufgrund der Vollrahmenbauweise und den vier gleichgroßen Rädern besonders für die Integration eines Einzelradantriebes. Das Hauptanwendungsprofil des Fahrzeuges charakterisiert sich durch alpine und kommunale Anwendungen. Abbildung 5.1 zeigt das Versuchsfahrzeug mit den eigens entwickelten Antriebskomponenten. In Tabelle A.17 sind die technischen Daten zusammengefasst.



Abbildung 5.1: Rigitrac EWD 120 - Realisiertes Versuchsfahrzeug mit Einzelradantrieb und dieselektrischem Antriebsstrang

Nachfolgend sind alle integrierten Systemkomponenten des dieselektrischen Antriebes beschrieben.

5.1.1 Generator und Dieselmotor

Die Dieselmotor-Generator-Einheit stellt die Antriebsleistung bereit und wird im folgenden (MGU) genannt. Von Deutz ist ein Dieselmotor TCD2012L042V mit unverändertem Kraftstoffverbrauchskennfeld verbaut. Dieser besitzt eine Leistung (ISO14396) [63] von 96 kW bei einer Nenndrehzahl von 2200 1/min , vgl. Kapitel A.8.1. Die Leistungsangabe gibt die gemessene Bruttoleistung am Motor an. In der Angabe sind Leistungen für Luftfilter und Schalldämpfer inbegriffen. Hingegen werden Leistungen für Lüfter und

Wasserpumpe nicht berücksichtigt. Für die Kühlung sind bei modernen Traktoren bis 10 % der Motorleistung im Nennbetriebspunkt von der Motorleistung abzuziehen [77]. Die Solldrehzahl des Motors wird mittels CAN-Bus als Sollgröße vom Antriebsmanagement übergeben.

Entsprechend der Kennfeldcharakteristik des Dieselmotors wurde der Generator PME 250 mit vier Rotor-scheiben von der Firma Kirsch GmbH gewählt, siehe Abbildung 5.2. Dieser besitzt bei Nenndrehzahl eine Dauerleistung von 85 kW, vgl. Kapitel A.8.2. Zwischen Dieselmotor und Generator erfolgt keine Drehzahl-Drehmoment-Wandlung. Die Kühlung des Generators erfolgt über einen statornahen Wassermantel.

5.1.2 Bremschopper mit Bremswiderstand

Der Bremswiderstand besteht aus zwei Modulen, vgl. Kapitel A.8.3. Jedes Modul besitzt einen Innenwiderstand von 4 Ohm, wodurch sich der parallele Gesamtwiderstand von 2 Ohm einstellt. Die Dauerleistung des Bremswiderstandes wird mit 40 kW gewählt, um nach StVZO¹ ausreichend Bremsenergie während Bergabfahrten zu absorbieren. Die Maximalleistung entspricht der maximalen Summenleistung von 176 kW ($\sim 4 \times 44$ kW) der Radnabenantriebe. Nach Gleichung 2.17 und dem Innenwiderstand ist die maximale Bremsleistung bereits ab einer Zwischenkreisspannung von 593 V zu erreichen. Die obere Spannungsgrenze ist bei 750 VDC festgelegt. Generator, Bremschopper und Bremswiderstand sind in einer modularen Einheit zusammengefasst, um diese zentral unter der Kabine des Fahrzeuges anzuordnen, siehe Abbildung 5.2.

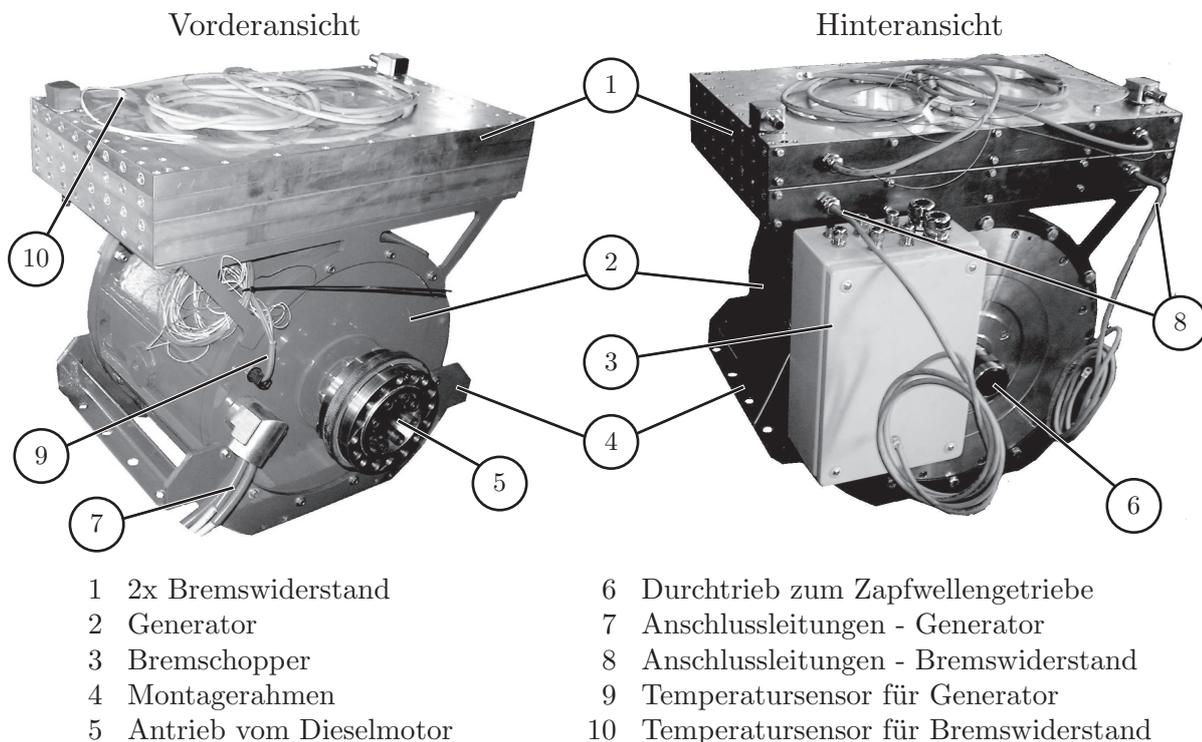


Abbildung 5.2: Modul bestehend aus Generator, Bremswiderstand und Bremschopper

¹§41 Absatz 15 - Dauerbremse

5.1.3 Stromrichter

Abbildung 5.3 zeigt den integrierten Sechspulsgleichrichter mit Isolationswächter und Leitungsschutzschalter. Der Leitungsschutzschalter stellt für das Versuchsfahrzeug ein Trennelement zum Überlastschutz für Generator und elektrischem Gleichspannungszwischenkreis dar. Das Hochvoltbordnetz lässt sich ebenso von der elektrischen Leistungsquelle für Service- und Umbauarbeiten abtrennen.

Der Sechspulsgleichrichter ist als passiver Diodengleichrichter ausgeführt, um die Anforderungen an Kosten und Bauraum zu erfüllen. Der Diodengleichrichter ist kostengünstig und robust aufgrund seines einfachen Aufbaus mit passiven Bauelementen.

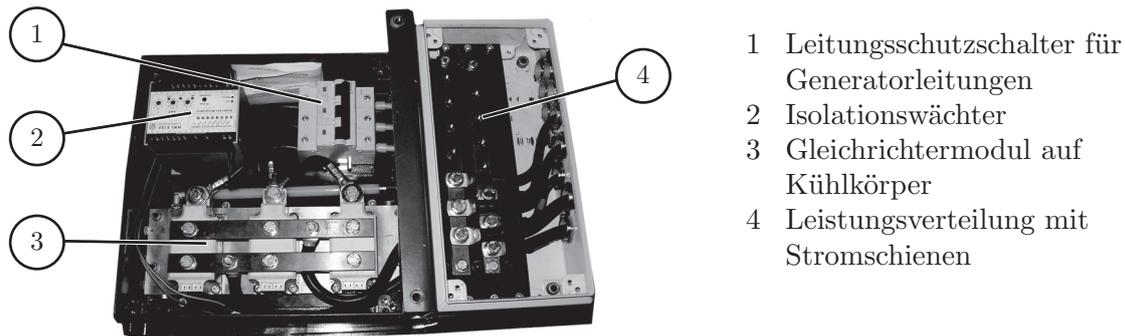
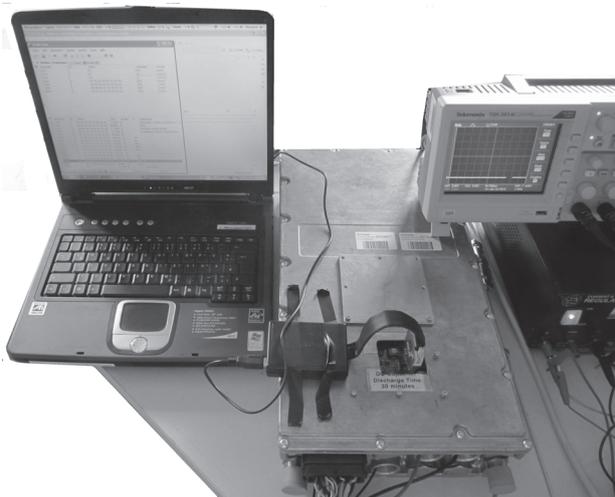


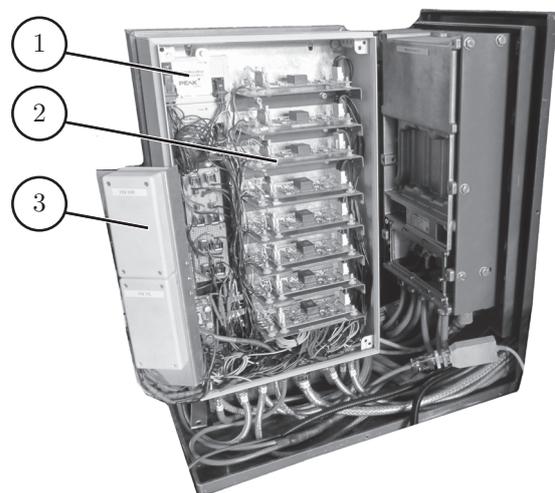
Abbildung 5.3: Sechspulsgleichrichter mit Isolationswächter und Leitungsschutzschalter

Für die Fahrmotoren wird das SKAI2-Modul von Semikron mit freiprogrammierbarem Mikrocontroller eingesetzt. In Abbildung 5.4 ist die Entwicklungsumgebung dargestellt.

1) Entwicklungsumgebung SKAI2



2) Umschaltelektronik



- 1 2x CAN IO-Erweiterung
- 2 8x IGBT-Treiber
- 3 4x Hilfsspannungsquelle

Abbildung 5.4: Entwicklungsumgebung für den SKAI2 und Umschaltelektronik

Der SKAI2 ist für eine Zwischenkreisspannung bis 800 VDC und einem Strom von 300 A spezifiziert, siehe Tabelle A.22. Die maximale Betriebstemperatur ist bis zu einer Temperatur von 75°C angegeben, wobei ein Leistungsderating oberhalb von 75°C vorgeschrieben wird. Die Entwicklung der Software erfolgte für den spezifischen Anwendungsfall. Die implementierten Regelalgorithmen sind in Kapitel 3.5.6 und die

Ablaufsteuerung der Umschaltung in Abbildung 3.39 sowie in Abbildung 3.40 vorgestellt. Abbildung 5.4 zeigt ebenso die realisierte Umschaltelektronik der Wicklungsumschaltung der vier Räder. Zum Zweck einer erleichterten Inbetriebnahme sowie vereinfachten Bedienbarkeit erfolgt die Integration der notwendigen Komponenten in ein Gehäuse, örtlich getrennt von der Wicklungsumschaltung.

5.1.4 Antriebsmanagement

Das Antriebsmanagement ist ein zentrales Element der übergeordneten Steuerung und ist auf einer MicroAutoBox von dSpace implementiert. Eine prinzipielle Struktur des Aufbaus und der Schnittstellen sind in Abbildung 5.5 dargestellt. Das Antriebsmanagement steuert die Erzeugung und Verteilung der

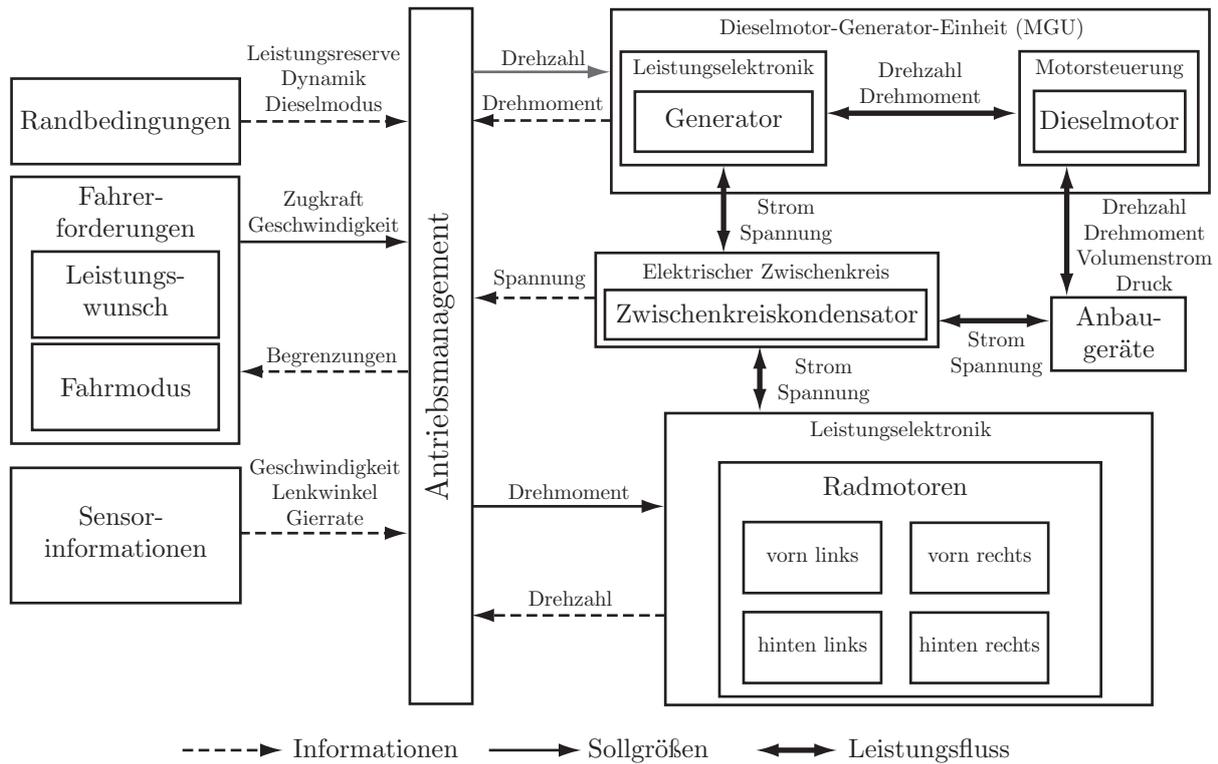


Abbildung 5.5: Struktur eines Antriebsmanagements für dieselelektrische Antriebssysteme

benötigten Leistung des Antriebssystems, um einen ausbalancierten Leistungsfluss zwischen Leistungserzeugern und -verbrauchern sicherzustellen. Die Antriebsarchitektur bestimmt im Wesentlichen die Anzahl der Betriebszustände und den Umfang der Betriebsstrategie [43]. Bei dem realisierten System mit serieller Energieübertragung und fehlendem Energiespeicher ist die Anzahl möglicher Betriebszustände eingeschränkt, wodurch die Strategie des Antriebsmanagements weniger Stellgrößen besitzt.

Ein dieselelektrischer Antrieb ermöglicht einen entkoppelten Betrieb vom Dieselmotor, der eine Betriebspunktverschiebung und einen Kennlinienbetrieb ermöglicht. Eine Betriebspunktverschiebung erlaubt den Betrieb des Dieselmotors entlang einer Hyperbel gleicher Leistung, wodurch die Belastung am Dieselmotor zwischen Drehzahl $n_{D,soll}$ und Drehmoment $M_{D,soll}$ verschoben wird.

$$n_{D,soll} = \frac{P_{D,soll}}{M_{D,soll}} \quad (5.1)$$

Die eingesetzte Sechspulsbrücke schränkt das Arbeitskennfeld jedoch mit der bereitgestellten Zwischen-

kreisspannung ein. Von den Radnabenmotoren wird eine Mindestspannung im Zwischenkreis $U_{ZK,min}$ in Abhängigkeit der Wicklungskonfiguration und der Motordrehzahl gefordert. Unter Berücksichtigung der Nebenbedingungen lässt sich der Dieselmotor entlang einer optimalen Kennlinie betreiben. Als Sonderfall gilt die Kennlinie des optimalen Verbrauchs:

$$n_{D,soll} = f_{D,optimal}(P_{D,soll}, U_{ZK,min}) \quad (5.2)$$

BOGE beschreibt die Einzelfunktionen eines Antriebsmanagements für ein Hybridsystem [15] und zeigt Lösungsvorschläge auf. Im Folgenden sind diese Einzelfunktionen für ein System ohne Energiespeicher zusammengefasst:

- Ermittlung der Sollleistung für das Diesellaggregat und Bestimmung der Solldrehzahl für das Diesellaggregat als Funktion des optimalen Dieserverbrauchs
- Ermittlung des Solldrehmomentes für ein Ein-Fahrmotormodell entsprechend des Fahrerwunsches, der Leistungs- und Drehmomentgrenzen
- Regelung der Leistungsbilanz des elektrischen Zwischenkreises mit Berücksichtigung der Wirkungsgrade
- Verteilung der Solldrehmomente auf die Fahrmotoren
- Regelung des Festhaltungemomentes im Stillstand des Fahrzeuges

Zur Ermittlung der optimalen Drehzahl des Dieselmotors müssen alle Leistungsflüsse berücksichtigt werden. Im Fahrantriebsbetrieb und der Versorgung des Anbaugerätes mit elektrischer Leistung ermittelt sich die Sollleistung des Dieselmotors aus der Fahrantriebsleistung P_{FA} , der externen elektrischen Leistung P_{ext} und einer drehzahlabhängigen Leerlaufleistung des Dieselmotors $P_{D,leer}$.

$$P_{D,soll} = P_{FA} + P_{ext} + P_{D,leer}(n_{DM}) \quad (5.3)$$

Die Ermittlung der verbrauchsoptimalen Dieselmotordrehzahl erfolgt nach Gleichung 5.2. Dynamische Einschränkungen der Leistungsanforderung entstehen durch die transiente Drehmomentcharakteristik des Dieselmotors und der abgegebenen Leistung.

Der Traktor stellt neben der Antriebsleistung für den Fahrantrieb auch elektrische, mechanische und hydraulische Leistung über Schnittstellen für Anbaugeräte bereit. Die mechanische Leistungsübertragung (Zapfwelle) ist als direkte Übertragung der Dieselmotordrehzahl zu den Aggregaten auf dem Anbaugerät realisiert. Für diesen Fall ist die Dieselmotordrehzahl nicht von den Aggregaten entkoppelt, wodurch sich eine Drehzahl-Randbedingung für das Antriebsmanagement ergibt. Wenn der Arbeitsprozess des Anbaugerätes die Drehzahl des Dieselmotors vorgibt, ist ein automatischer Betrieb des Dieselmotors mit Kennlinienbetrieb oder Lastpunktverschiebung nicht möglich. In diesem Fall müssen die aufgebrauchte Leistung des Dieselmotors und die Leistungsreserve quantifiziert werden, um eine Überlastung des Dieselmotors zu vermeiden. Eine Abschätzung der Gesamtleistung ist notwendig, da die mechanische Zapfwellenleistung und die hydraulische Leistung nicht gemessen werden.

Anhand der gemessenen Dieseldrehzahl n_D wird das maximale Leistungsvermögen $P_{D,max}$ des Dieselmotors aus der Abregelkennlinie bestimmt.

$$P_{D,max} = f_{D,Pmax}(n_D) \quad (5.4)$$

Ebenso wird durch die Steuerung des Dieselmotors die aktuelle Drehmomentauslastung A_D zyklisch über

den CAN-Bus bereitgestellt. Mit dem bekannten Maximaldrehmoment $M_{D,max}$ lässt sich das absolute Drehmoment $A_D \cdot M_{D,max}$ und die Leistung P_D ermitteln.

$$P_D = A_D \cdot M_{D,max} \cdot n_D \cdot \frac{2\pi}{60} \quad (5.5)$$

Da die Drehmomentauslastung aus Kennfelddaten und Hilfsgrößen bestimmt wird, unterliegt der Wert einem Toleranzbereich.

Für den Dieselmotor muss eine Leistungsreserve vorgehalten werden, damit eine ausreichende Regelreserve für Lastschwankungen vorliegt. Von WÜNSCHE wird eine Kennliniensteuerung mit konstanter Leistungsreserve vorgeschlagen [150], die im Folgenden abgeändert wird. Die Ermittlung der Leistungsreserve $P_{D,res}$ erfolgt aus dem maximalen Leistungsvermögen im Arbeitspunkt und der aktuellen Dieselmotorleistung:

$$P_{D,res} = P_{D,max} - P_D \quad (5.6)$$

Ist die ermittelte Leistungsreserve größer als eine definierte Leistungsgrenze, wird die Drehzahlstellung entsprechend der optimalen Verbrauchskennlinie Gleichung 5.2 eingestellt. Zur Bestimmung der Sollleistung des Dieselmotors $P_{D,soll}$ wird die ermittelte Dieselmotorleistung P_D unter Berücksichtigung der Beschleunigungsleistung genutzt.

$$P_{D,soll} = P_D - J_D \frac{\Delta\omega_D}{\Delta t} \cdot \omega_D \quad (5.7)$$

Sobald die Leistungsreserve eine vorgegebene Grenze unterschreitet, erfolgen die Korrekturfunktionen entsprechend der nachfolgenden Prioritätenliste:

1. Lastpunktverschiebung durch Anheben der Dieselmotordrehzahl zur Sicherstellung der geforderten Leistungsreserve, insofern keine Drehzahl-Randbedingung besteht.
2. Reduzieren der Leistungsreserve
3. Absenken der Fahrtriebsleistung zur Sicherstellung der Prozessleistung

Im dynamischen Fahrbetrieb, wie Frontladerarbeiten oder Beschleunigungsfahrten, wird die maximale Leistungsanforderung des Fahrtriebes über 1 s ermittelt und als Sollgröße für die Drehzahlbestimmung genutzt. Diese Strategie stellt eine Lastpunktverschiebung dar und liefert suboptimale Verbrauchswerte. Für den Fahrer bietet die geschaffene Leistungsreserve jedoch eine agilere Fahrdynamik.

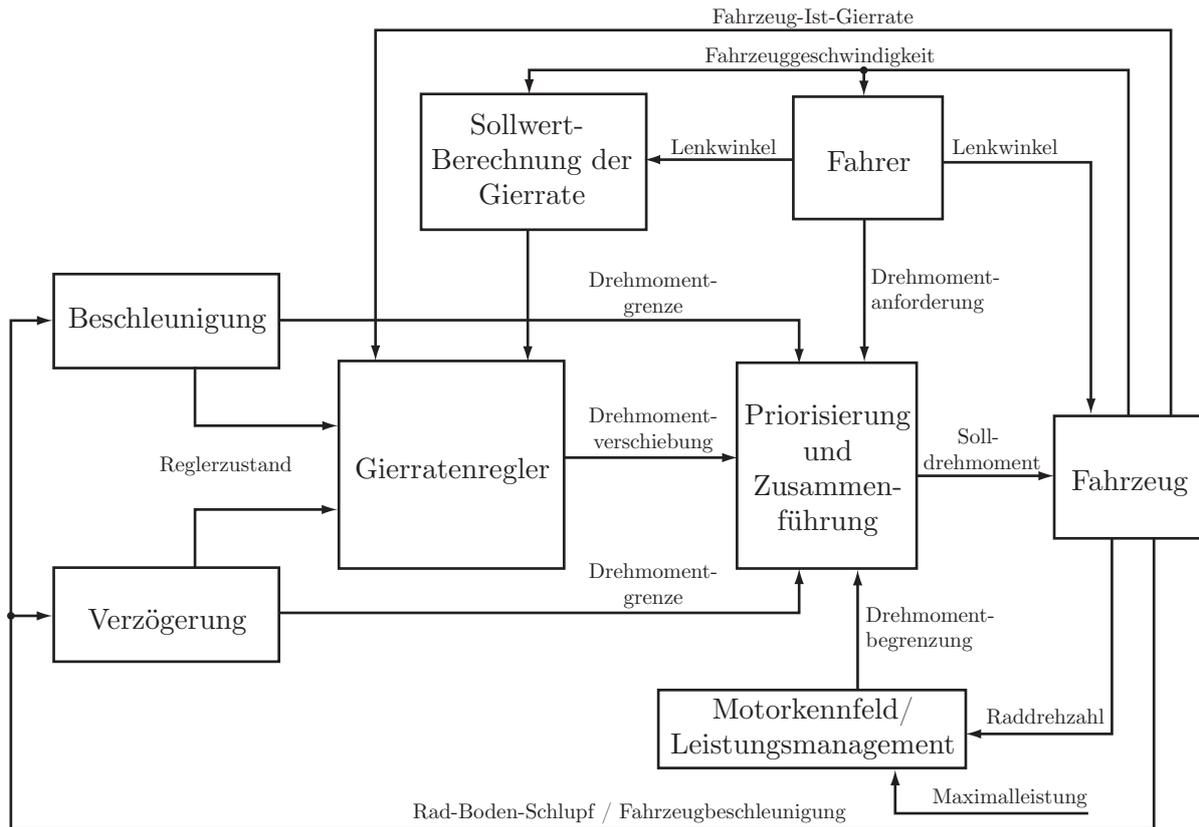


Abbildung 5.6: Signalfluss der übergeordneten Steuerung [erweitert nach [67]]

5.1.5 Antriebs-, Schlupf- und Fahrdynamikregelung

Von WÜNSCHE [150] wird die Drehmomentregelung gegenüber der Drehzahlregelung der Räder bevorzugt. Bei einer Drehzahlregelung entsteht aufgrund vieler Ungleichheiten der Endantriebe, wie Raddurchmesser, Kurvenrollradien und Reifenluftdrücke, eine Verspannung der Räder. Dieser Effekt wird mit Blindleistung bezeichnet, da sich die aufgebrachte Leistung nicht in Nutzleistung umsetzen lässt. Hingegen findet bei einer Drehmomentregelung kein Blindleistungsfluss zwischen den Rädern statt. Alle Räder stellen eine Raddrehzahl entsprechend dem Kräftegleichgewicht am Rad-Boden-Übergang ein. Eine Drehmomentregelung erfordert jedoch eine übergeordnete Drehzahlüberwachung, um bei ungleichem Rad-Boden-Kraftschlussverhältnis die Drehzahlen zu begrenzen. Ein Vorschlag zur optimalen Schlupfregelung wird von OSINENKO [106] beschrieben. Implementierung und Untersuchungen wurden an diesem Forschungsfahrzeug durchgeführt. Für die Regelung und Verteilung der Raddrehmomente zur Realisierung eines gewünschten Fahrverhaltens wurde in der Simulation und am Prüfstand eine Gierraten-Regelung (Torque-Vectoring) untersucht [38]. Eine Implementierung der Gierraten-Regelungsalgorithmen findet in dieser Arbeit nicht statt.

Umfangreiche Steuerungsuntersuchungen zur Regelung eines Geländefahrzeugs mit sechs Einzelradantrieben werden von JACKSON präsentiert [67]. Ein hierarchisches Managementsystem dient dabei zur Priorisierung der Algorithmen, da situationsabhängige Zustände zu einem Überschneiden der Drehmomentanforderungen führen, siehe Abbildung 5.6.

Für die Fahrzeugsicherheit besitzen Traktionskontrolle und Antiblockiersysteme eine höhere Priorität gegenüber einer Gierraten-Regelung. Der Signalfluss wurde um die Motorfeldbegrenzung und dem Leistungsmanagement erweitert.

5.2 Simulationsmodell der Fahr- und Antriebsdynamik und des Rad-Boden-Kontaktes

Die Simulationstheorie zur Fahrdynamikuntersuchung von Traktoren und Geländefahrzeugen und deren Wechselwirkung über den Rad-Boden-Kontakt zur Umgebung ist in der Literatur ausführlich dokumentiert [15, 45, 69, 109, 123, 126]. Die Simulation der Antriebsdynamik von Elektro-, Hybrid- und Offroad-Fahrzeugen wurde von [5, 15, 53] untersucht. Die verfügbare Literatur bietet somit eine umfassende Ressource zur Modellierung des Zielsystems. Die virtuelle Abbildung der physikalischen Vorgänge im Fahrzeug und die Interaktion des Fahrzeuges mit der Umwelt erfolgten in Matlab/Simulink®. Zu den drei elementaren Systembausteinen gehören die Fahrzeugtragstruktur, der Antriebsstrang und der Rad-Boden-Kontakt, siehe Abbildung 5.7. Als Eingangsparameter des Simulationsmodells sind das Fahrermodell, der Geländecharakter und die Bodeneigenschaften notwendig.

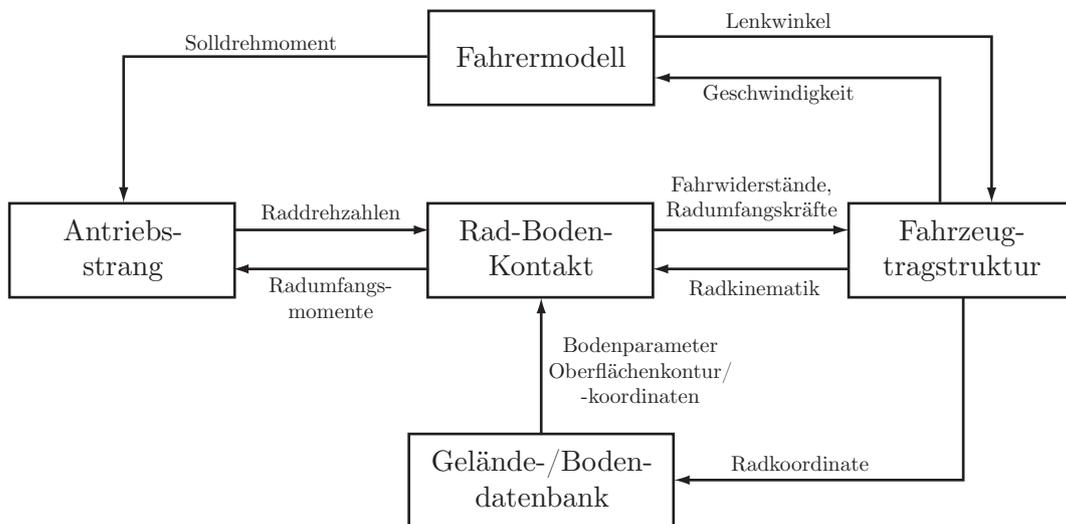


Abbildung 5.7: Aufbau des Modells zur Simulation von Antriebs- und Fahrdynamik [123]

SimMechanics™ dient zur Modellierung der mechanischen Fahrzeugtragstruktur als Mehrkörpermodell. Im Gegensatz zur Verwendung von analytischen Bewegungsgleichungen eignen sich Mehrkörpermodelle zur Realisierung komplexer kinematischer Zusammenhänge und lassen sich durch variable Schnittstellen komfortabel umkonfigurieren. Die Modellierung der Antriebsdynamik erfolgt mittels der mathematischen Beschreibung von physikalischen Verhaltensmodellen [5, 15, 43, 53, 105, 146] und lehnt sich an die Cause-Effect-Methode (Ursache-Wirkung) an [146]. Diese Methode stellt eine direkte Abbildung des Signal- und Leistungsflusses auf Grundlage von Differenzialgleichungen dar. Die Wicklungsumschaltung wird mit einer zeitlich gesteuerten Drehmomentabschaltung nachgebildet. Der Rad-Boden-Kontakt ist in der Simulation nach den Arbeiten von [123, 55] umgesetzt. Die Reifenparameter haben Einfluss auf das komplexe Reifenverhalten, was nur durch einen hohen Versuchsaufwand abgesichert werden kann [126]. Zur Reduzierung der Komplexität wurde für das Reifenverhalten eine Parallelschaltung eines Feder-Dämpfer-Systems gewählt [123].

5.3 Ergebnisse der simulierten Fahr- und Antriebsdynamik bei Wicklungsumschaltung

Das Ziel der Simulation ist die Nachbildung des Verhaltens einer Schaltunterbrechung auf die Fahrzeugdynamik und auf die Dynamik im Antriebsstrang. Das Umschalten der Wicklungen erzeugt eine Unterbrechung der Zugkraftherzeugung, die eine Verzögerung des Fahrzeugs hervorruft. Eine wesentliche Anforderung des Fahrtriebes ist die stufenlose Drehzahlstellung. So sollen die Ergebnisse eine Abschätzung zu den Zeiten der Schaltpausen und zu einer Schaltstrategie geben. Die Simulation liefert aber keine Ergebnisse zur Wahrnehmung der Umschaltung durch den Fahrer. Diesbezüglich sind Versuche erforderlich.

Des Weiteren verhält sich das Unterbrechen des Leistungsflusses wie ein kurzzeitiger Lastabwurf. Aufgrund der kleinen Zeitkonstanten wirkt sich dies insbesondere auf die Systemdynamik der elektrischen Komponenten aus. Insbesondere muss der steile Spannungsanstieg durch die Schaltstrategie und durch elektrische Komponenten begrenzt werden.

Die beiden folgenden Unterabschnitte zeigen die Wicklungsumschaltung bei einer Geschwindigkeit von 8 km/h für gleichzeitiges und achsweises Umschalten. In allen Fällen erzeugt der Fahrtrieb die maximale Zugleistung mit der verfügbaren Dieselmotorleistung. Die Umschaltvorgänge bei 25 km/h sind aufgrund ähnlicher Verhaltensmerkmale in Kapitel A.9 zusammengefasst.

Da in der Simulation die elastischen Verformungen des mechanischen Antriebs sowie des Fahrwerkes und ein komplexes Reifenverhalten nicht berücksichtigt wurden, ist eine Verifizierung der Ergebnisse durch den praktischen Versuch erforderlich.

5.3.1 Gleichzeitiges Umschalten bei 8 km/h und maximaler Zugleistung

Als Stellgröße des Fahrtriebes dient das Solldrehmoment der Radnabenmotoren, siehe Abbildung 5.8 (links). Die Drehmomentdifferenz zwischen Vorder- und Hinterrad resultiert aus der unterschiedlichen Radlast und Leistungsbegrenzung infolge der hinterlegten Kennfelder. Die Höhe des Schlupfes ist von den Eigenschaften der Kraftübertragung im Rad-Boden-Kontakt abhängig. Zur Simulationszeit von 10 s hat sich ein stationärer Fahrzustand eingestellt, was aus der Beschleunigung in Abbildung 5.9 hervorgeht. Die Schaltsequenz wird mit einer Drehmomentunterbrechung von 1 ms eingeleitet, die der Drehmomentcharakteristik bei der Umschaltung von Stern1 nach Stern2 sowie von Stern2 nach Stern1 entspricht. Die Drehmomentunterbrechung erfolgt an Vorder- und Hinterachse gleichzeitig. Die Drehmomentpause führt zu einer Verzögerung des Rades, wodurch der Schlupf um $0,05$ absinkt, siehe Abbildung 5.8 (rechts).

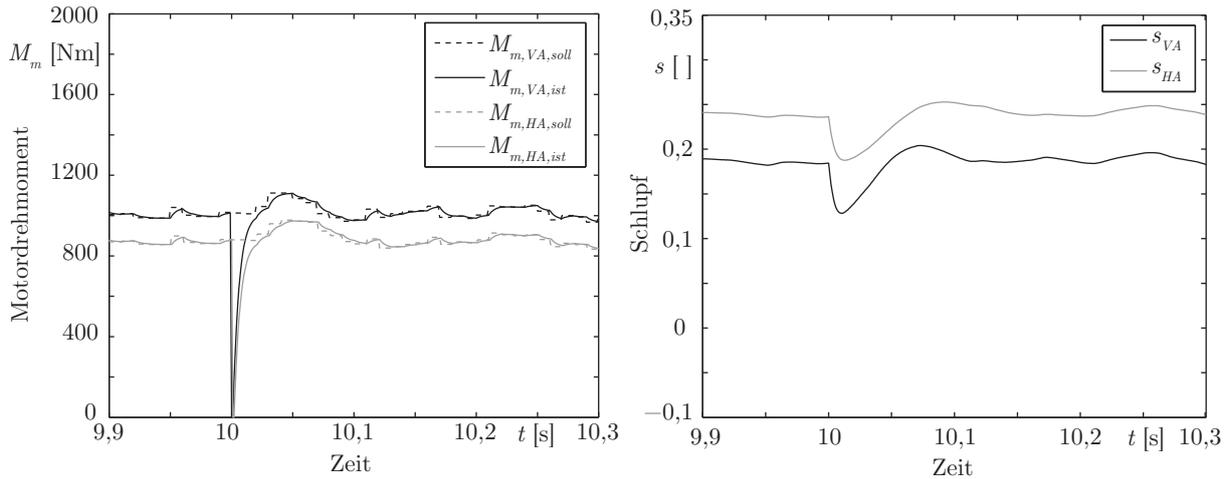


Abbildung 5.8: Zeitlicher Verlauf des Motordrehmomentes und Schlupfes für gleichzeitiges Umschalten bei 8 km/h

Während der Schaltunterbrechung stellt sich eine Verzögerung des Fahrzeuges von $0,4 \text{ m/s}^2$ für die Dauer von 5 ms ein, siehe Abbildung 5.9. Die Reduzierung der Fahrzeuggeschwindigkeit infolge der kurzen Unterbrechung ist kleiner als 1 %.

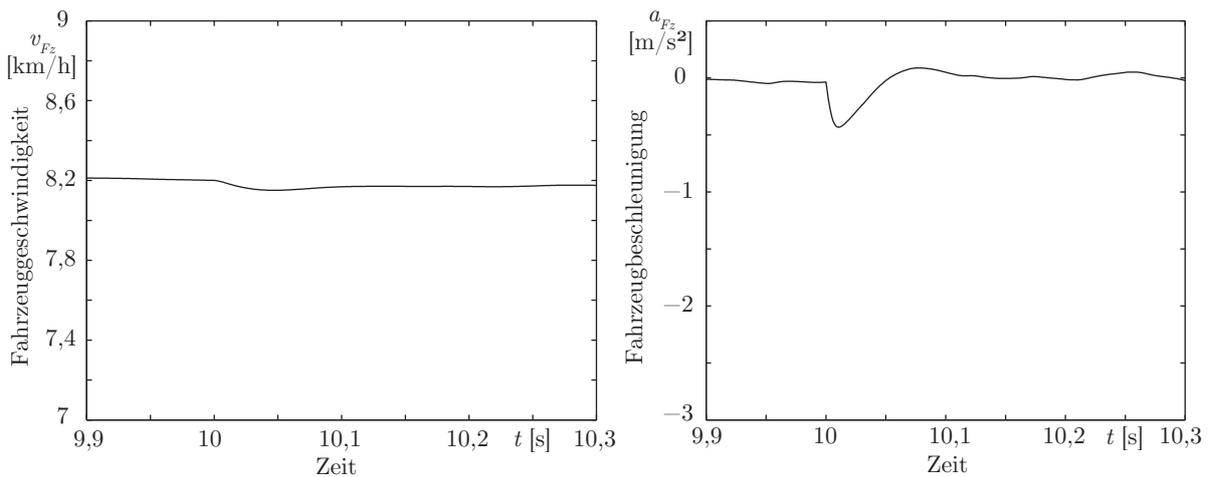


Abbildung 5.9: Zeitlicher Verlauf der Fahrzeuggeschwindigkeit und -beschleunigung für gleichzeitiges Umschalten bei 8 km/h

Im Antriebsstrang hat die Schaltunterbrechung eine Unterbrechung des Stromflusses und der Antriebsleistung zur Folge, was einem Lastabwurf entspricht, siehe Abbildung 5.10. Die Zwischenkreisspannung steigt während der Schaltunterbrechung auf den Wert der Leerlaufspannung von 680 V . Die Schwingung der Zwischenkreisspannung resultiert aus den Parametern von Generator und Zwischenkreiskondensator, die einen Reihenschwingkreis in der modellierten Anordnung bilden. Wenn die Leerlaufspannung des Generators höher ist als die Schaltschwelle des Bremschoppers, würde dieser während des Umschaltens aktiviert werden.

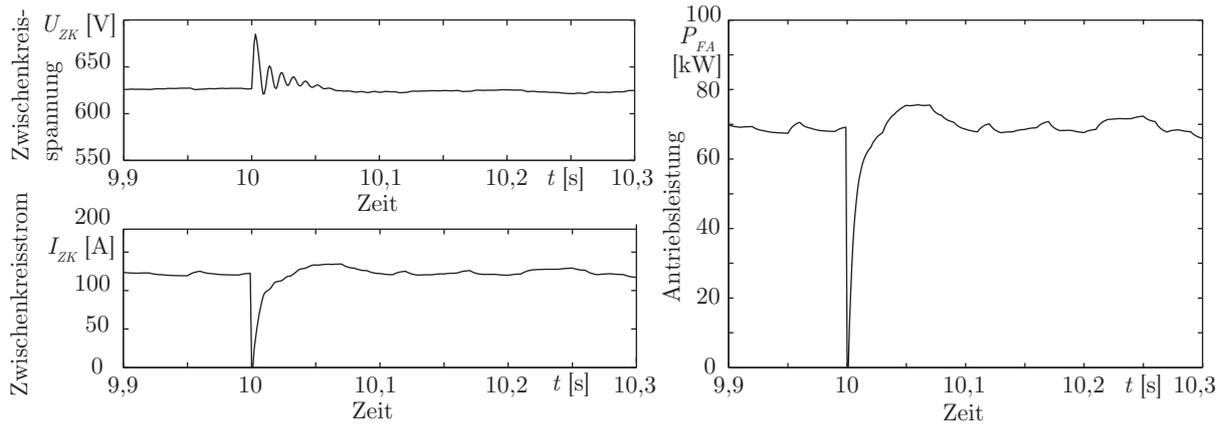


Abbildung 5.10: Zeitlicher Verlauf der Zwischenkreisspannung, Zwischenkreisstrom und Fahrleistungsleistung für gleichzeitiges Umschalten bei 8 km/h

5.3.2 Achsweises Umschalten bei 8 km/h und maximaler Zugleistung

Die nachfolgenden Diagramme zeigen den Verlauf der relevanten Systemgrößen unter denselben Randbedingungen wie in Kapitel 5.3.1. Die Schaltverzögerung zwischen Vorder- und Hinterachse wird hingegen mit 20 ms gewählt, vgl. Abbildung 5.11. Der Anstieg des Drehmomentes an der Vorderachse zur Zeit der abgeschalteten Hinterachse ergibt sich aus der freigegebenen und verfügbaren Antriebsleistung. Der resultierende Rad-Boden-Schlupf ist ähnlich zum Verlauf in Abbildung 5.8, jedoch mit einer zeitlichen Verschiebung.

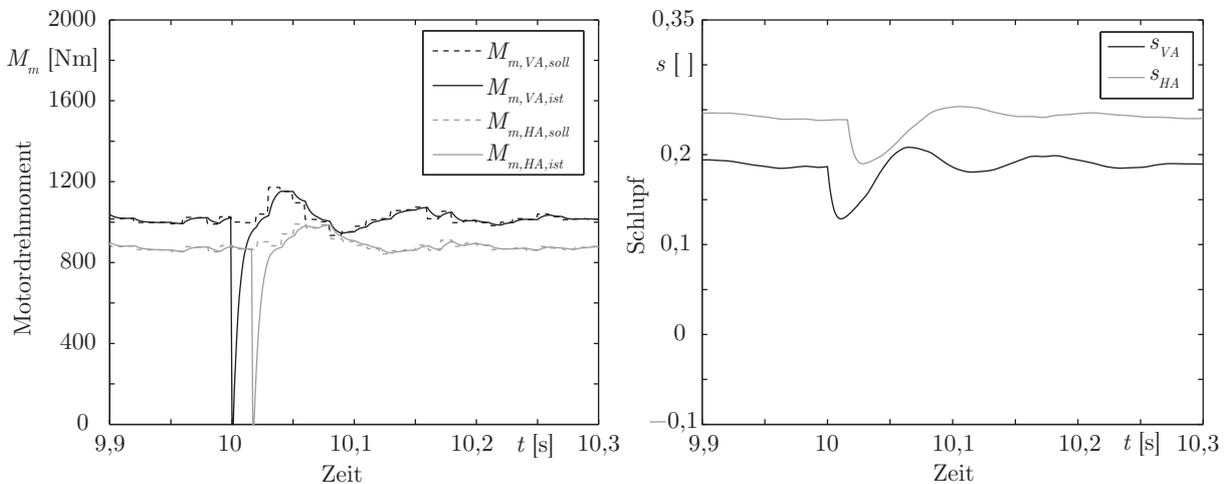


Abbildung 5.11: Zeitlicher Verlauf des Motordrehmomentes und Schlupfes für achsweises Umschalten bei 8 km/h

Die Verzögerung ist um $0,01 \text{ m/s}^2$ geringer im Vergleich zu Abbildung 5.12, was vom unterstützenden Drehmoment resultiert. Die Auswirkungen auf den Geschwindigkeitsverlauf sind im Vergleich zu Kapitel 5.3.1 vernachlässigbar. Die fahrdynamischen Vorgänge bei gleichzeitigen und achsweisen Umschalten sind bis auf die zeitliche Verschiebung vergleichbar.

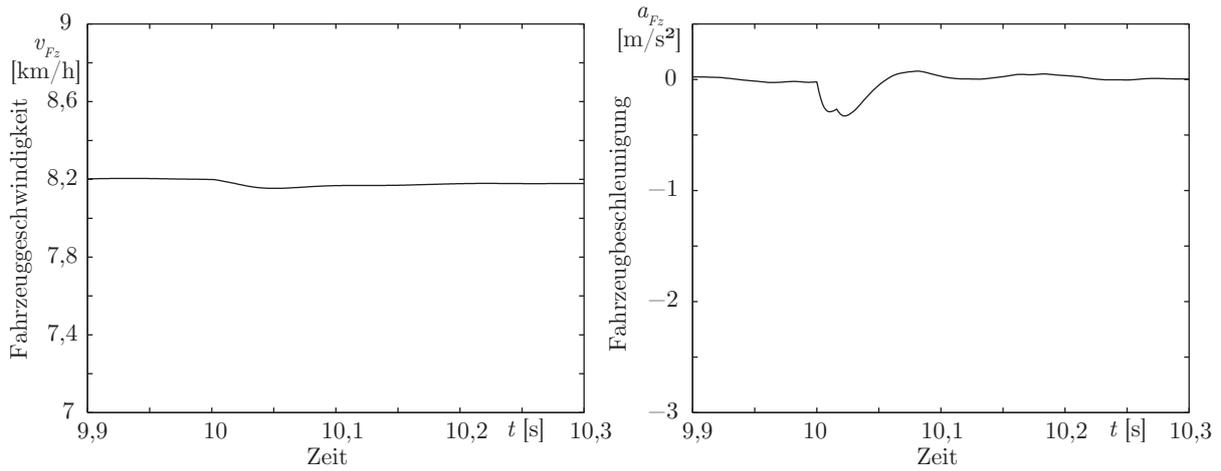


Abbildung 5.12: Zeitlicher Verlauf der Fahrzeuggeschwindigkeit und -beschleunigung für achsweises Umschalten bei 8 km/h

Die antriebsinternen Vorgänge unterscheiden sich hingegen deutlich von dem Verhalten aus Kapitel 5.3.1. Der Zwischenkreisstrom wird zweimal unterbrochen, wodurch während den Umschaltungen am Generator die halbe Leistung abgerufen wird, siehe Abbildung 5.13. Aufgrund der auftretenden Grundlast steigt die Zwischenkreisspannung bis zum entsprechenden Lastniveau und nicht auf Leerlaufspannung.

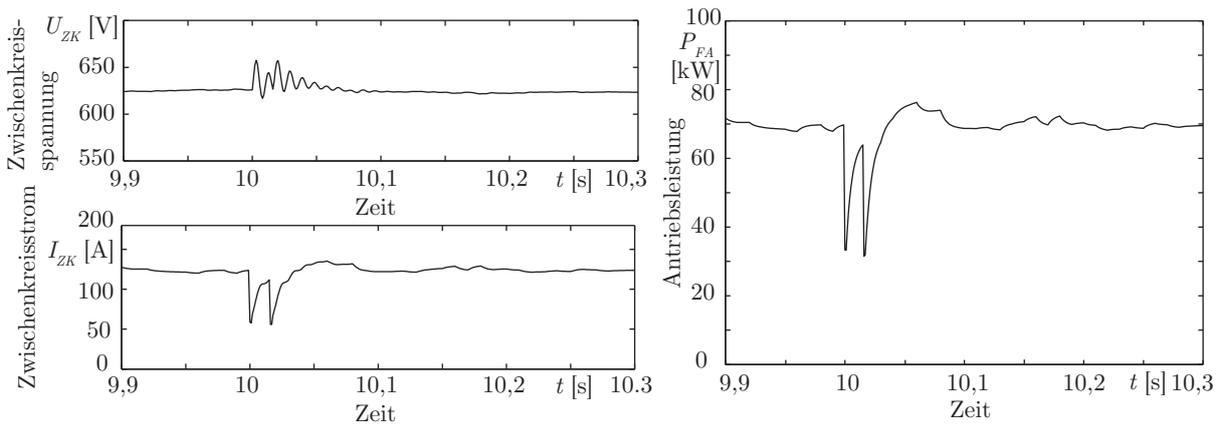


Abbildung 5.13: Zeitlicher Verlauf der Zwischenkreisspannung, Zwischenkreisstrom und Fahrtriebsleistung für achsweises Umschalten bei 8 km/h

5.3.3 Vergleich der Umschaltzeiten und Schaltstrategien

Die Simulationsergebnisse für die Untersuchungen bei einer Geschwindigkeit von 25 km/h sind in Kapitel A.9.1 zu finden. Abgeleitet aus der Fahrzeugverzögerung ist der Umschaltvorgang für den Fahrzeugführer als Zugkraftunterbrechung zu spüren. Zur Gegenüberstellung der Schaltstrategien sind die Verzögerungen als Funktion der Schaltpause für 8 km/h in Abbildung 5.14 und für 25 km/h in Abbildung 5.15 dargestellt. Neben den Simulationen mit Zugkraft wurde auch der Einfluss ohne Zugkraft betrachtet, um beide Grenzen abzusichern.

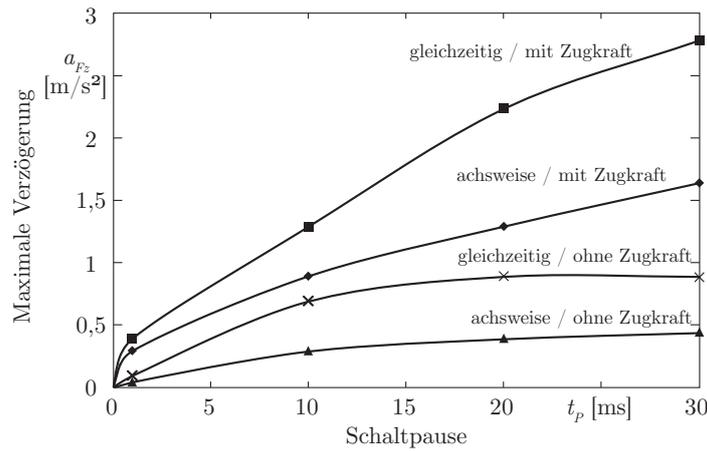


Abbildung 5.14: Maximale Verzögerung für achsweises und gleichzeitiges Umschalten bei 8 km/h als Funktion der Schaltpause

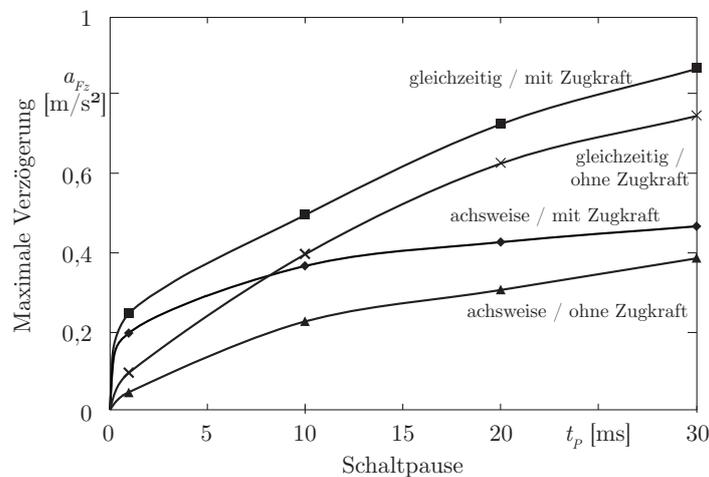


Abbildung 5.15: Maximale Verzögerung für achsweises und gleichzeitiges Umschalten bei 25 km/h als Funktion der Schaltpause

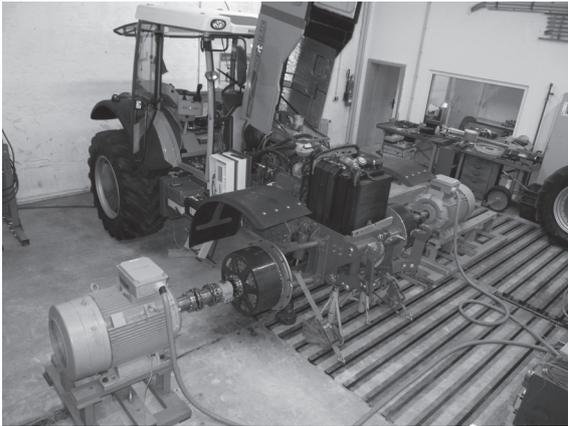
Ein achsweises Umschalten der Wicklungstopologie besitzt Vorteile gegenüber einer zeitgleichen Umschaltung. Bei einer achsweisen Umschaltung findet eine permanente Zugkraftübertragung statt, wodurch die Verzögerung und die Geschwindigkeitsreduzierung einen geringeren Wert annehmen. Für die Geschwindigkeit von 8 km/h sowie 25 km/h jeweils ohne wirkende Zugkraft liegen die Verzögerungswerte auf einem vergleichbaren Niveau. Unter dem Einfluss der maximal erreichbaren Zugleistung steigt die Verzögerung bei 8 km/h auf einen größeren Wert als bei 25 km/h. Dies ist auf eine Reduzierung der Zugkraft zurückzuführen. Der Wert der Zugkraft sinkt hyperbolisch mit steigender Fahrgeschwindigkeit bei konstanter Zugleistung. Das Zugkraftverhältnis beträgt 1 : 3,2 von 8 km/h zu 25 km/h unter Annahme von linearen Verhältnissen. Ebenso steigt die kinetische Energie des Fahrzeuges um den Faktor von $9,7 = \frac{25^2}{8^2}$ deutlich, wodurch Drehmomentunterbrechungen bei höheren Geschwindigkeiten stärker gedämpft werden.

Um die Verzögerung während der Umschaltung bei Geschwindigkeiten von 8 km/h aufgrund der hohen Zugkräfte gering zu halten, sind Schaltunterbrechungen zu reduzieren. Bei der Geschwindigkeit von 25 km/h besitzen die Verzögerungen einen kleineren Wert bei derselben Schaltpause. Die dargestellten Schaltpausen bis 30 ms ergeben akzeptable Verzögerungen von 0,85 m/s², was einer Bremsung auf nassem Eis entspricht.

5.4 Versuchsaufbau und Messtechnik

Die Versuchsaufbauten dienen der Verifizierung der entwickelten Antriebskomponenten und der Steuerungsfunktionen für das Antriebssystem. Aufgrund der Komplexität des Zusammenspiels der Komponenten wurden die Untersuchungen auf Prüfstands- und Fahrversuche aufgeteilt, da nicht alle Nachweise in einer Umgebung erbracht werden konnten. Abbildung 5.16 zeigt das Fahrzeug auf dem stationären Prüfstand (a) und bei Zugversuchen (b).

a) Stationärer Prüfstand



b) Zugversuche



Abbildung 5.16: Fahrzeug auf dem stationären Prüfstand (a) und bei Zugversuchen (b)

Auf dem stationären Prüfstand werden die Radnabenantriebe über Bremsmaschinen belastet. Stationäre Arbeitspunkte mittels konstanter Drehzahl und Drehmoment wurden eingestellt, um definierte Systemzustände nachzubilden und Baugruppen zu erproben. Die Untersuchungen mussten auf eine Achse reduziert werden, aufgrund der Verfügbarkeit von Bremsmaschinen. Abbildung 5.17 verdeutlicht schematisch den Prüfstands Aufbau mit den installierten Sensoren und den Bremsmotoren.

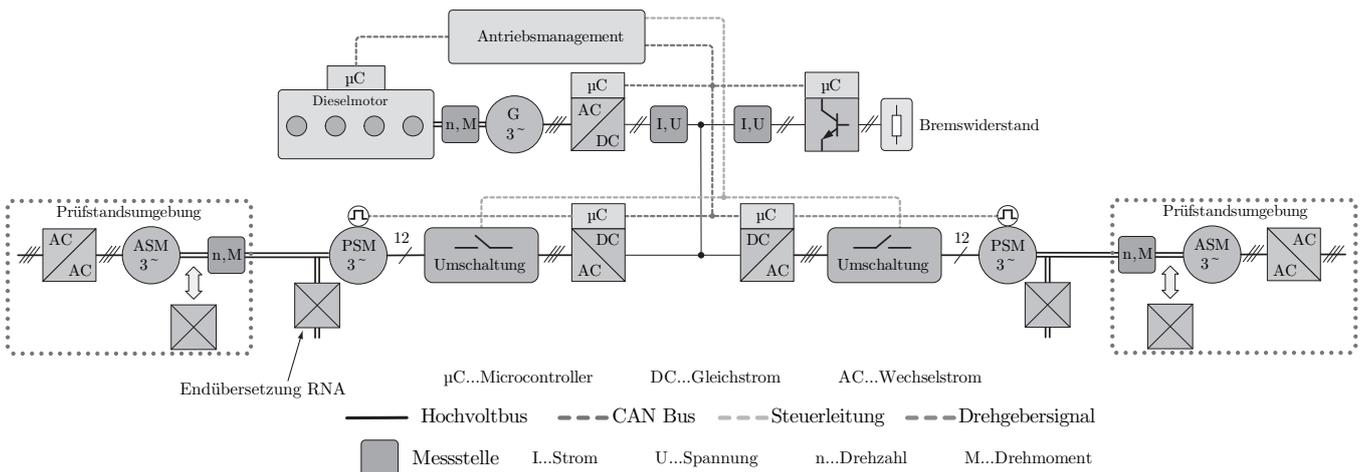


Abbildung 5.17: Aufbau des Antriebsprüfstandes zur Abbremsung der Vorderachse

Die Bremsmotoren erfordern Reduziergetriebe, die Kennlinie der Bremsmaschine an den Radnabenantrieb anzupassen. Die Endübersetzung dreht in den Versuchen frei mit, da diese sich aus bauraum- und messtechnischen Gründen nicht aktiv abbremst lässt. Der Einfluss der Endübersetzung wird mit Korrekturfaktoren berücksichtigt.

Zur Untersuchung und Belastung des Dieselmotors mit Generator dient ein Bremschopper mit Bremswi-

Tabelle 5.1: Versuchsumfang zur Untersuchung des dieselektrischen Antriebssystems bezüglich Systemeigenschaften, Wicklungsumschaltung und Antriebsdynamik

| Umgebung | Gegenstand der Untersuchung |
|-----------|---|
| Prüfstand | Bestimmen der Komponenten und Systemeffizienz |
| | Optimieren der Drehmomentregelung am Motor |
| | Messen des Temperaturverhaltens aller Antriebskomponenten |
| | Optimieren der Dieselmotorregelung und des Leistungsmanagements |
| Fahrbahn | Beschleunigungsverhalten mit Wicklungsumschaltung |
| | Zugkraftverhalten bei Wicklungsumschaltung |
| | Optimieren des Regelverhaltens des Antriebssystems |
| | Parametrieren des Fahrverhaltens |

derstand. Dieser Aufbau ermöglicht die Vorgabe von stationären Belastungen zur Kennfeldbestimmung. Ebenso lassen sich zeitliche Leistungsverläufe aus der Simulation vorgeben, um die Dieselmotorregelung und das Leistungsmanagement zu erproben.

Da der Prüfstand die Einschränkung mit dem Abbremsen von einer Achse besitzt, wird die Gesamteffizienz des Systems aus Generatorwirkungsgradkennfeld und Radantriebskennfeld bestimmt. Die Schnittstelle der Kennfelder ist Antriebsleitung und Spannung im Zwischenkreis.

Die Fahrversuche sind erforderlich, um das Zusammenspiel aller Systemkomponenten zu erproben und das Fahrverhalten abzustimmen. Die Versuche wurden auf ebener, fester Fahrbahn (Kopfsteinpflaster) durchgeführt. Da es sich um Untersuchungen zum Antriebsstrang und zur Systemdynamik handelt, spielt der Fahrbahnwirkungsgrad und damit nachgiebige Böden eine untergeordnete Rolle. Die Belastung des Traktors wurde durch eine Bremskraft mit einem Bremstraktor aufgebracht. Abbildung 5.16 (b) zeigt den Aufbau zur Belastung des Fahrzeugs mit Zugkräften. Die Messung der Zugkräfte erfolgt mit einer Zugstange, die über einen Zugkraftsensor verfügt. Der Aufbau ermöglicht die Charakterisierung des Schaltverhaltens der Wicklungsumschaltung und die Beurteilung des Zug- sowie Bremsverhalten.

Tabelle 5.1 zeigt eine Übersicht zu den Untersuchungen auf dem Antriebsprüfstand und den Fahrversuchen. Eine Übersicht der eingesetzten Messtechnik und dem Anwendungsbereich ist in Tabelle A.23 zusammengefasst.

5.5 Untersuchungsergebnisse von Generator mit Dieselmotor

Die ermittelten Abhängigkeiten von Zwischenkreisspannung, Wirkungsgrad, Zwischenkreisstrom und Generatordrehzahl als Funktion der abgegebenen Generatorleistung sind in Abbildung A.14 bis Abbildung A.17 zusammengefasst. Die Messergebnisse zeigen eine drehzahl- und leistungsspezifische Spannungskonstante der MGU. Der Betrieb der Radnabenmotoren erfordert eine Mindestspannung im Zwischenkreis in Abhängigkeit der Motordrehzahl und Wicklungsverschaltung. Um dieser Randbedingung zu genügen, muss die Drehzahl des Dieselmotors entsprechend der Spannungs- und Leistungsanforderung nachgestellt werden. Das Wirkungsgradkennfeld zeigt eine Abhängigkeit des Wirkungsgrades von der Generatorleistung, wobei der Wirkungsgrad für Leistungen von kleiner 30 kW deutlich unter $0,9$ abnimmt. Dieses Verhalten muss in die Bilanzierung des Leistungsflusses einfließen.

Abbildung 5.18 zeigt eine Überlagerung der Wirkungsgraddiagramme von dem Dieselmotor und dem Generator.

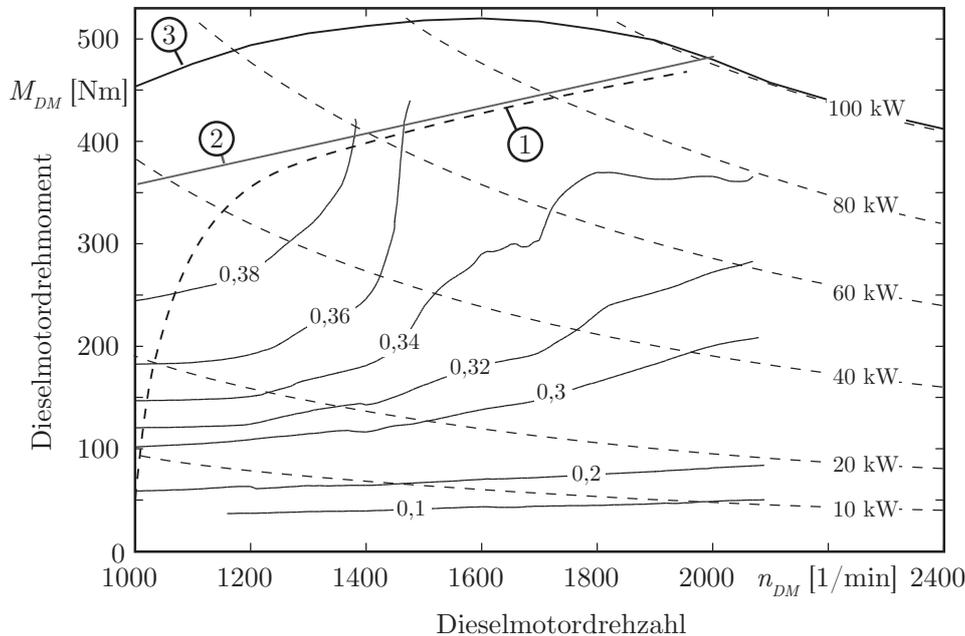


Abbildung 5.18: Gesamtwirkungsgrad von Dieselmotor und Generator als Funktion des Dieselmotordrehmomentes und der Dieselmotordrehzahl - 1) Minimaler Kraftstoffverbrauch; 2) Nennleistung des Generators; 3) Abregelkennlinie des Dieselmotors

Die Kennlinie der Generatornennleistung (2) stellt eine dauerhafte Leistungsabgabe der MGU dar. Höhere Leistungen bei gleicher Drehzahl können dennoch durch das Überlastverhalten kurzzeitig aufgebracht werden. Der Abstand zwischen der Nennleistungsgeraden des Generators und der Abregelkennlinie des Dieselmotors (3) stellt eine Leistungsreserve dar, die eine Abfederung von Leistungsspitzen aus dem Antriebsstrang erlaubt und ausreichend Beschleunigungsleistung für den Dieselmotor vorhält. Die Kennlinie des minimalen Kraftstoffverbrauchs (1) kennzeichnet die leistungsspezifischen Betriebspunkte, bei denen die MGU den höchsten Gesamtwirkungsgrad und damit den niedrigsten Kraftstoffverbrauch besitzt. Aus dem Kennfeld geht hervor, dass die MGU den besten Wirkungsgrad von $> 0,38$ bei 1050 1/min bis 1400 1/min und einer Leistung von 30 kW bis 60 kW entwickelt. Weiterhin besitzt die MGU ein breites Plateau für Wirkungsgrade von $> 0,34$. Dies erfordert keine permanente Drehzahlanpassung bei geringen Leistungsänderungen, wodurch sich eine harmonisierte Dieseldrehzahlsteuerung ableitet.

5.6 Untersuchungsergebnisse des Radantriebes

5.6.1 Untersuchungsergebnisse von Getriebe und Bremse

Abbildung 5.19 zeigt die ermittelten Leerlaufverlustleistungen des Radnabenantriebes mit vier Belaglamellen bei einer Öltemperatur von 50°C .

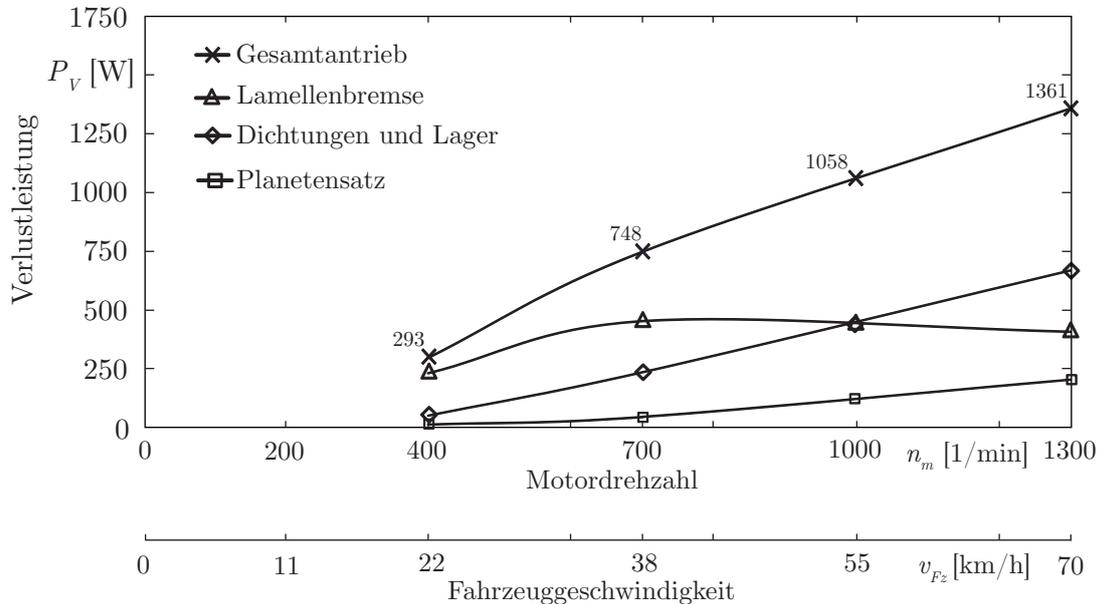


Abbildung 5.19: Leerlaufverlustleistung des Radantriebes als Funktion der Motordrehzahl mit vier Belaglamellen

Diese setzt sich zusammen aus den Reibungsverlusten der Lagerung (Rotor und Rad), der Dichtungen, des Planetensatzes und der Lamellenbremse. Die Lamellenbremse zeigt ein Freischleudern ab einer Geschwindigkeit von 30 km/h , wodurch die Schleppleistung sinkt. Die Gestaltung des Lamellenpaketes ermöglicht ein Ausschleudern des Öls infolge der Fliehkraftwirkung, siehe Kapitel 3.4.3. Bei kleinen Drehzahlen hingegen drehen sich die Bremslamellen im Ölbad und werden mit einem Ölvolumenstrom versorgt, wodurch eine Kühlwirkung entsteht. Die gesamten Leerlaufverluste ergeben sich zu 1058 W bei einer Motordrehzahl von 1000 1/min , was einer Fahrzeuggeschwindigkeit von 55 km/h entspricht. Lastverluste der Getriebestufe und der Radlager konnten am Prüfstand nicht ermittelt werden.

Eine identische Lagervorspannung der Kegelrollenlager in den vier Antrieben stellte sich als problematisch heraus. Insbesondere musste beim Einstellen der Motorlager ein Optimum zwischen Reibmoment und ausreichender Lagervorspannung zur Vermeidung von Spiel unter Kreiselwirkung gefunden werden.

5.6.2 Wirkungsgradverhalten des Radnabenantriebes

Das Gesamtwirkungsgradkennfeld in Abbildung 5.20 setzt sich aus der Überlagerung der drei Kennfelder der Elektromotorcharakteristik und dem Getriebe zusammen. An den Kennfeldübergängen ist ein Sprung des Wirkungsgrades vorhanden, der aus der Widerstandscharakteristik der Verschaltungsvariante resultiert. Für die Stern2-Schaltung ergibt sich ein maximaler Wirkungsgrad von $0,91$. Dominierend sind die Stromwärmeverluste. Daher stellt sich der maximale Wirkungsgrad im mittleren Drehmomentbereich ein. Bei größeren Drehmomenten steigen die Verluste mit dem quadratischen Strom. In Stern1-Schaltung besitzt der

Radantrieb einen maximalen Wirkungsgrad von 0,92. In Dreieckschaltung dominieren die Ummagnetisierungsverluste und die Verluste der mechanischen Teile im Getriebe. Der maximale Wirkungsgrad beträgt ebenso 0,92. Die Leistungshyperbel für 17 kW zeigt die Nominalbelastung bei einer gleichmäßigen Motorleistungsaufteilung auf die Radnabenantriebe unter Berücksichtigung der verfügbaren Dieselmotorleistung und der Wirkungsgradkette. Die Leistungshyperbel für 33 kW zeigt hingegen die Dauerleistung der Motoren, die sich aus der Motorenauslegung ergibt. Die Leistungshyperbel für 44 kW stellt eine kurzzeitig abrufbare Leistung dar, die für singuläre Erscheinungen vorgehalten wird.

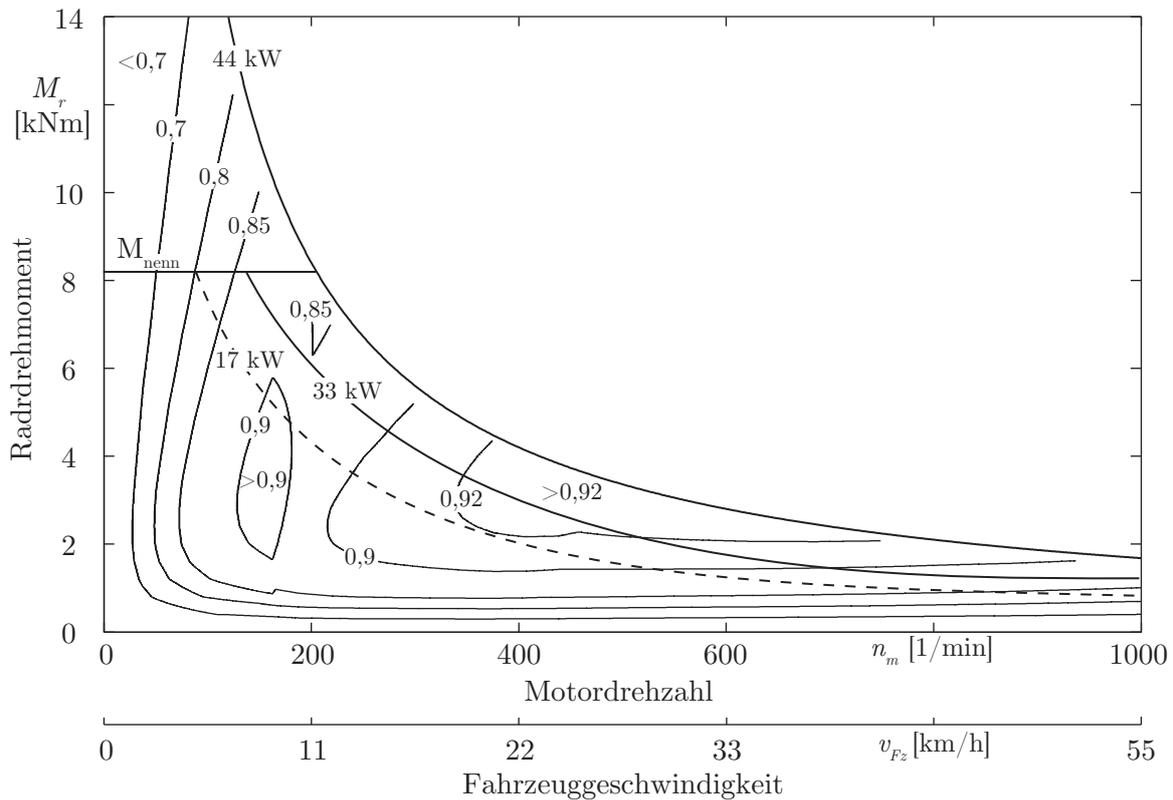


Abbildung 5.20: Wirkungsgradverhalten des Radnabenantriebes

Abbildung 5.21 zeigt den Wirkungsgradverlauf für eine Antriebsleistung von 10 kW, 17 kW und 33 kW. Die Wirkungsgradsprünge zwischen den Wicklungstopologien sind in der 33 kW-Kennlinie deutlicher ausgeprägt als in der 10 kW und der 17 kW-Kennlinie. Dies ist auf die unterschiedlichen Stromwärmeverluste zurück zu führen. Im Vergleich zur Nennleistung von 33 kW bilden sich für kleinere Antriebsleistungen und kleinere Drehzahlen höhere Wirkungsgrade und bei höheren Drehzahlen niedrigere Wirkungsgrade aus. Wird die verfügbare Dieselmotorleistung von 80 kW gleichmäßig mit 20 kW auf die Radantriebe aufgeteilt, ergibt sich ein Wirkungsgradverlauf zwischen der 33 kW und 17 kW Kennlinie.

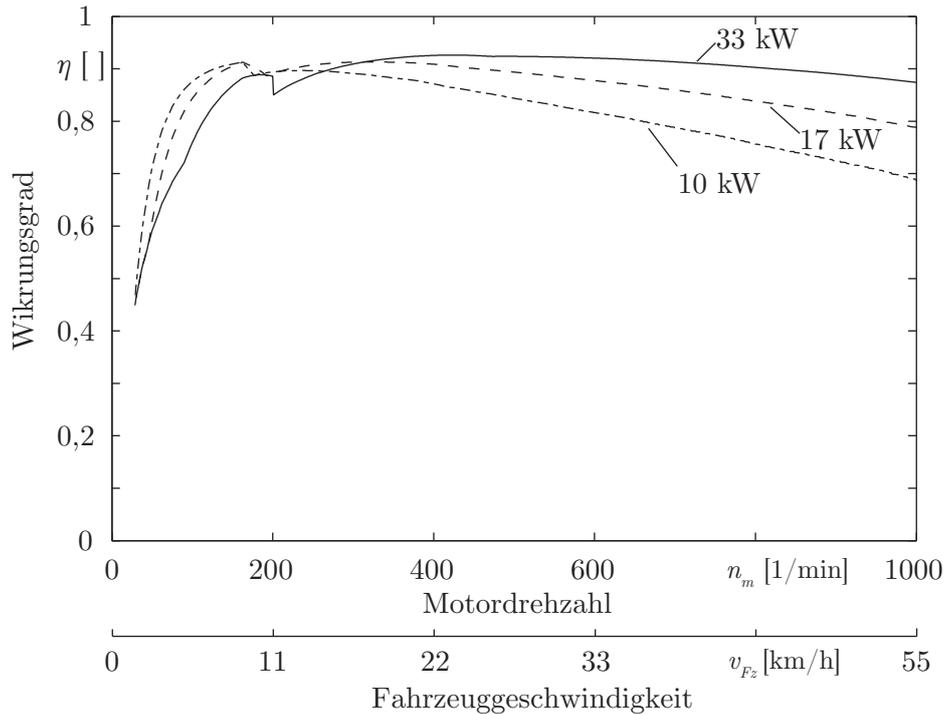


Abbildung 5.21: Wirkungsgradkennlinie für die konstante Antriebsleistung von 10 kW, 17 kW und 33 kW

5.6.3 Temperaturverlauf des Radnabenantriebes

Abbildung 5.22 zeigt das Erwärmungsverhalten des Motors bei Nennbelastung. Das höhere Temperaturniveau der Messstelle des Stranges U ist der näheren Positionierung zu den Wickelköpfen begründet.

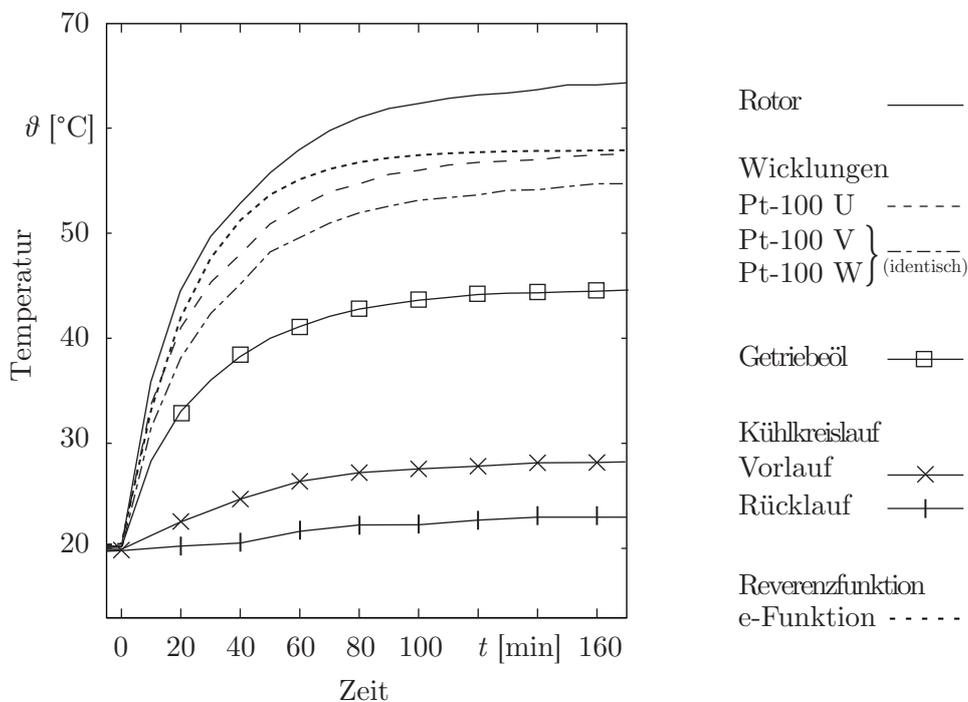


Abbildung 5.22: Gemessenes Erwärmungsverhalten des Radnabenantriebes bei der Bemessungsleistung von 33 kW, dem Nennmoment von 2030 Nm und einer Drehzahl von 155 1/min

Bei einer Nennleistung von 33 kW und dem Nennmoment von 2030 Nm betragen die erzeugten Verluste

$P_V = 3,73 \text{ kW}$. Das entspricht einem Wirkungsgrad von 89,3%. Die Temperaturdifferenz in der Verharrung beträgt zwischen Vor- und Rücklauf 4,5 K bei einem Volumenstrom von 12 l/min.

Die eingezeichnete e-Funktion entspricht der Erwärmungscharakteristik für ein Einkörpermodell:

$$\Delta\vartheta = \Delta\vartheta_{end} \left(1 - e^{-t/\tau_{th,m}}\right) \quad (5.8)$$

Mit der gemessenen Temperaturerhöhung vom Strang U $\Delta\vartheta_{U,end} = 38 \text{ K}$ lässt sich die thermische Zeitkonstante des Motors zu $\tau_{th,m} = 24 \text{ min}$ ermitteln.

5.7 Ergebnisse der gemessenen Fahr- und Antriebsdynamik bei Wicklungsumschaltung

5.7.1 Beschleunigungsverhalten

Für das Antriebsverhalten während Beschleunigungs- und Verzögerungsphasen ist ein gesamter Zyklus dargestellt. Abbildung 5.23 zeigt Fahrzeuggeschwindigkeit und die Raddrehzahlen der rechten Fahrzeugseite (VR...Rad vorn rechts, HR...Rad hinten rechts).

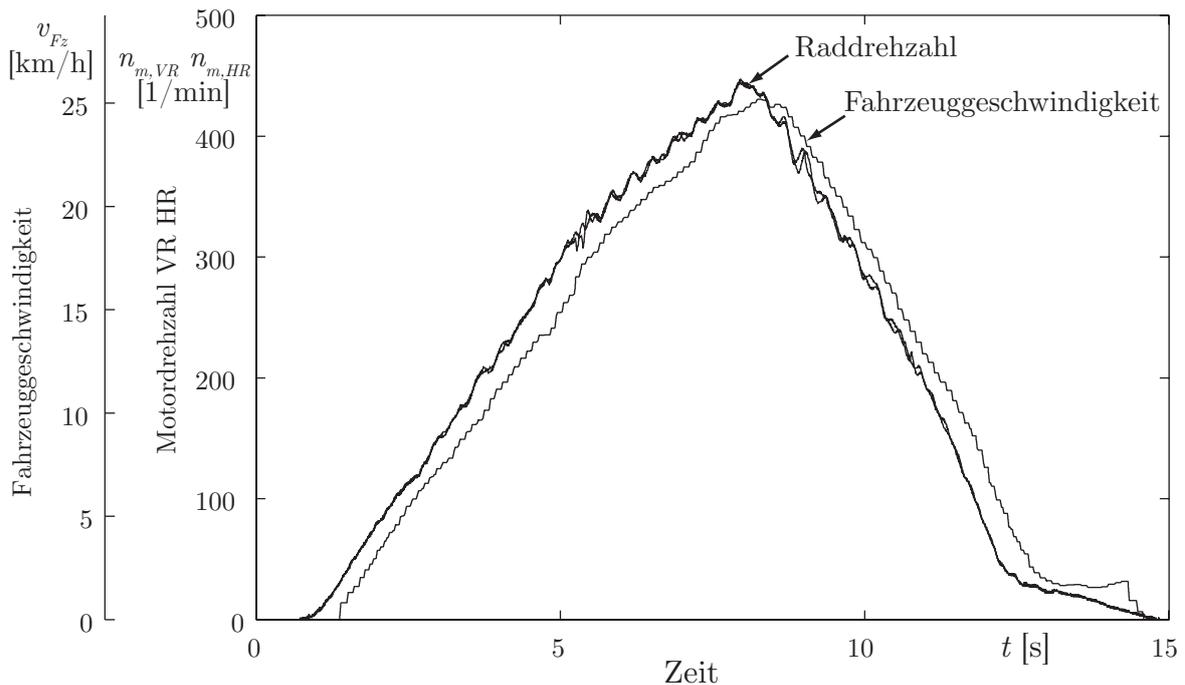


Abbildung 5.23: Zeitlicher Verlauf der Fahrzeuggeschwindigkeit und der Raddrehzahlen

Das Fahrzeug wird bis zu einer Geschwindigkeit von 25 km/h beschleunigt. Die erste Umschaltung von Stern2 nach Stern1 erfolgt bei 3 s und einer Geschwindigkeit von 7 km/h. Zum Zeitpunkt von 5,3 s und einer Geschwindigkeit von 16 km/h erfolgt eine zweite Umschaltung von Stern1 nach Dreieck. Nach dem Erreichen der 25 km/h erfolgt die Einleitung der Verzögerungsphase mit einer maximalen Bremsleistung von 35 kW. Die Umschaltung erfolgt bei denselben Geschwindigkeiten wie beim Beschleunigen. Die Umschaltzeiten lauten 10,6 s (Dreieck nach Stern1) und 12,3 s (Stern1 nach Stern2).

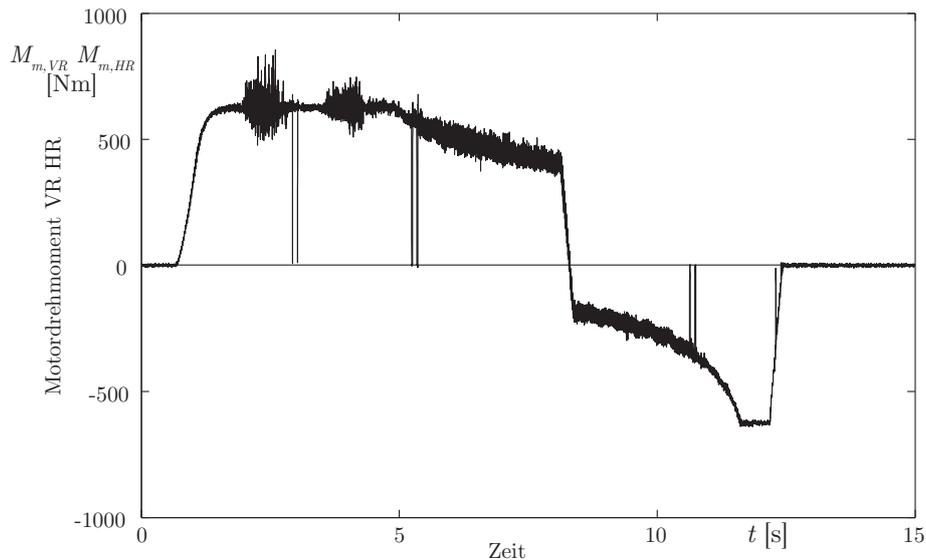


Abbildung 5.24: Zeitlicher Verlauf der Motordrehmomente am rechten Vorder- und Hinterrad

In Abbildung 5.24 wird der Drehmomentverlauf für den Fahrzyklus gezeigt. Die Drehmomentunterbrechungen sind zu den Umschaltzeitpunkten sichtbar. Die Umschaltverzögerung zwischen Vorder- und Hinterachse beträgt 100 ms . Für die Umschaltung von Stern1 nach Stern2 bei $12,3\text{ s}$ ist eine Schaltunterbrechung sichtbar. Der Drehmomentsollwert ist zum Zeitpunkt der zweiten Umschaltung bereits abgestellt.

Aufgrund der konstanten Drehmomentanforderung des Fahrtriebes und der ansteigenden Fahrzeuggeschwindigkeit wächst die Antriebsleistung linear mit der Zeit. Sobald sich die Leistung von 76 kW einstellt, wird das Drehmoment der Elektromotoren entsprechend reduziert. An den Umschaltzeitpunkten sinkt die Antriebsleistung auf den halben Wert.

Der dynamische Betrieb des Dieselmotors in Abbildung 5.25 zeigt zum Abschluss der Beschleunigungsphase einen Drehzahlanstieg von 1720 1/min auf 1790 1/min . Ebenso steigt die Zwischenkreisspannung auf Leerlaufspannungsniveau. Nachdem für 1 s keine Leistung angefordert wird, verzögert der Dieselmotor im Schleppbetrieb auf die Leerlaufdrehzahl.

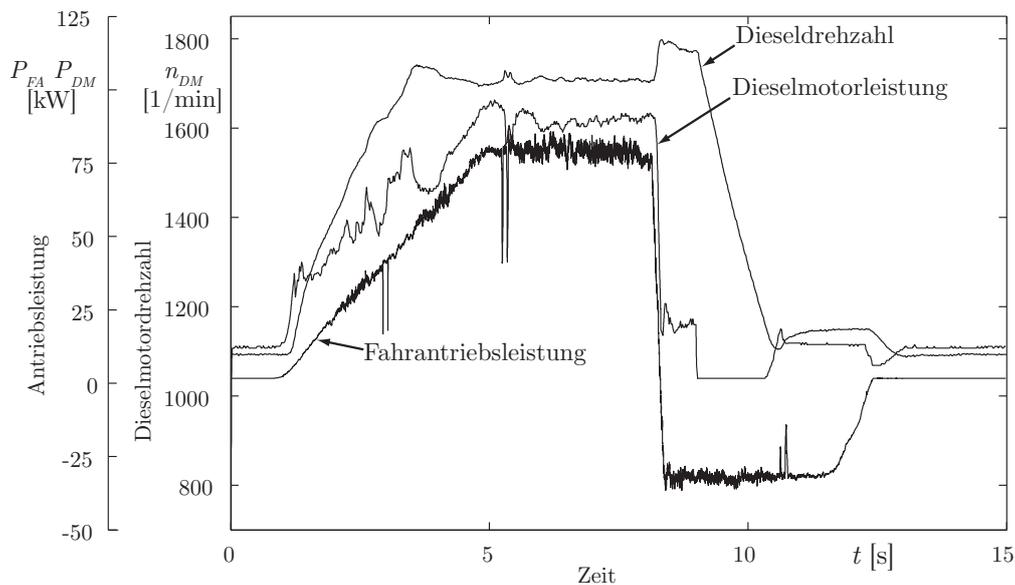


Abbildung 5.25: Zeitlicher Verlauf der Dieselmotordrehzahl und der Fahrtriebsleistung

Die Zwischenkreisspannung unterliegt Schwankungen zwischen 440 V und 770 V aufgrund des dynamischen Leistungsflusses, siehe Abbildung 5.26. Zu Beginn des Zyklus steigt die Spannung mit steigender Dieselmotordrehzahl. Der degressive Anstieg ist auf den lastabhängigen Spannungsabfall zurückzuführen. Die Spannungsreduzierung infolge des Leistungsflusses wird besonders bei konstanter Dieselmotordrehzahl und steigender Antriebsleistung zwischen 3,8 s und 5,1 s sichtbar. Sobald die konstante Antriebsleistung angefordert wird, stellt sich eine konstante Zwischenkreisspannung ein. Dies wird ab dem Zeitpunkt konstanter Dieselmotordrehzahl bei 5 s deutlich.

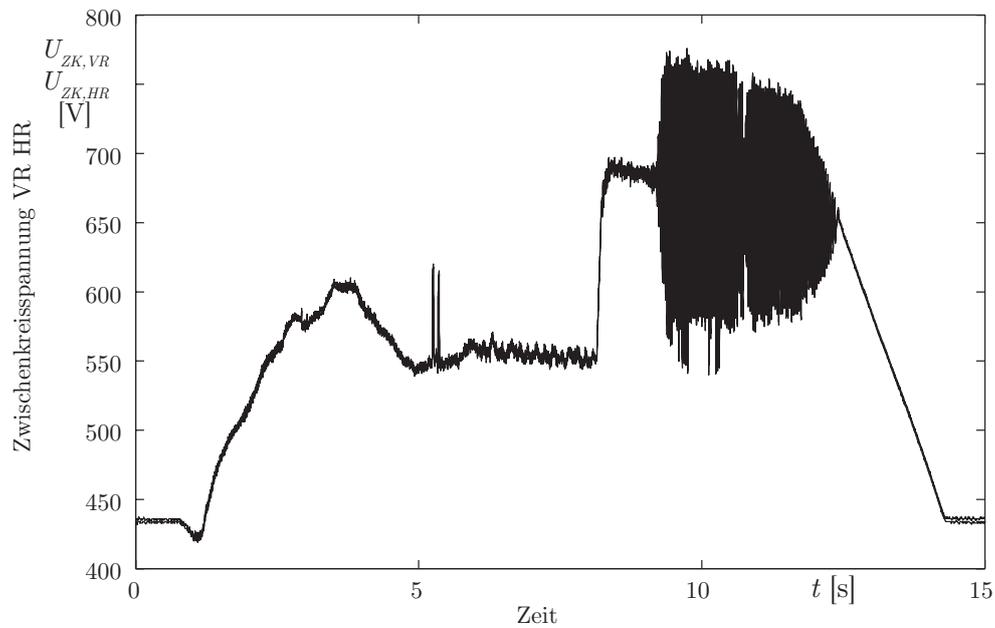


Abbildung 5.26: Zeitlicher Verlauf der Zwischenkreisspannung am rechten Vorder- und Hinterrad

Die Umschaltung von Stern2 nach Stern1 bei 3 s ist im Verlauf der Zwischenkreisspannung wegen des schnellen Schaltens nicht sichtbar. Bei der Umschaltung von Stern1 nach Dreieck steigt die Zwischenkreisspannung hingegen auf ein Lastniveau von 620 V an. Dies entspricht dem halben Spannungshub von Leerlaufspannung 690 V zur Spannung unter Vollast 550 V, vgl. Abbildung A.14. Die Spannungsozillation zwischen 8,9 s und 12,4 s entsteht durch den pulsierenden Bremschopper und lässt sich auf ein verbesserungswürdiges Regelverhalten zurückführen. Das Absinken der Zwischenkreisspannung von 631 V auf die Leerlaufspannung von 436 V zwischen 12,5 s und 14,3 s ist auf die Leerlaufleistung und Entladevorgänge des Antriebssystems zurückzuführen, da keine Spannungseinspeisung in dieser Zeit erfolgt. Während dieses Entladevorganges reduziert sich die gespeicherte Energie der Zwischenkreiskondensatoren um:

$$\begin{aligned} \Delta E &= \frac{1}{2} \cdot C \cdot (U_2^2 - U_1^2) = \frac{1}{2} \cdot 0,004 F \cdot ((631 V)^2 - (436 V)^2) \\ &= 493,6 Ws \end{aligned} \quad (5.9)$$

Daraus ergibt sich eine konstante Leerlaufleistung von:

$$\begin{aligned} P_{V,leer} &= \frac{\Delta W}{\Delta t} = \frac{493,6 Ws}{14,3 s - 12,5 s} \\ &= 274 W \end{aligned}$$

5.7.2 Zugkraftverhalten der Gesamtmaschine

Zur Verifizierung des Schaltverhaltens zwischen Stern1- und Stern2-Schaltung unter Zugkraft wurden zwei Schaltzeiten untersucht. In den nachfolgenden Abbildungen beträgt die Pausenzeit $\Delta t_1 < 1 \text{ ms}$ für die erste Schaltunterbrechung und die Pausenzeit von $\Delta t_2 = 12 \text{ ms}$ für die zweite Schaltunterbrechung. Die Schaltverzögerung zwischen Vorder- und Hinterachse beträgt 100 ms . Als Fahrzustand wurde eine Fahrzeuggeschwindigkeit von 6 km/h und ein Motordrehmoment von 1500 Nm gewählt. Die Aufzeichnung der Messsignale der Radmotoren (Drehzahl, Drehmoment und Zwischenkreisspannung) erfolgte mit einer Abtastrate von 2 ms . Eine kleinere Abtastrate war aufgrund der Buslast des CAN-Bus vom Fahrtrieb nicht möglich. Abbildung 5.27 zeigt den Drehmomentverlauf der Motoren.

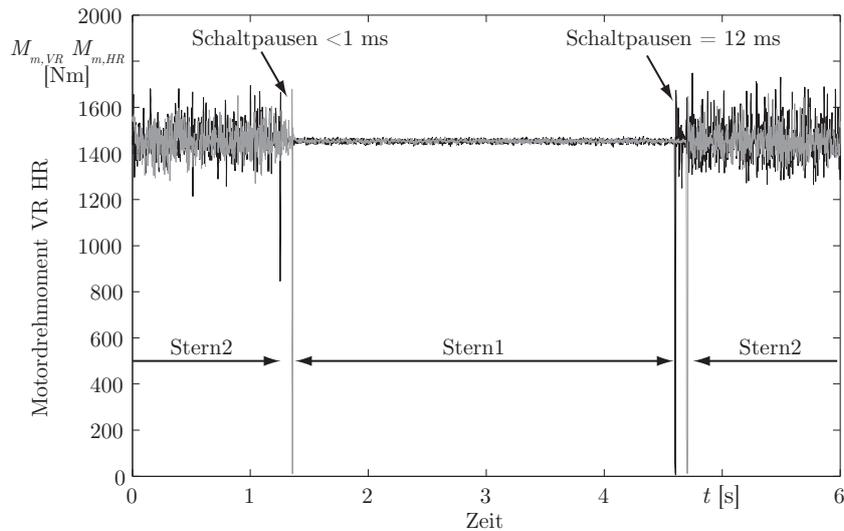


Abbildung 5.27: Zeitlicher Verlauf der Motordrehmomente am rechten Vorder- und Hinterrad

Die kurze Drehmomentunterbrechung für die erste Schaltunterbrechung löst das Messsignal unzureichend auf. Während den Schaltpausen von 12 ms ist eine deutliche Drehmomentunterbrechung für das rechte Vorderrad (VR) und dem rechten Hinterrad (HR) zu erkennen.

Aus dem Drehzahlverlauf lässt sich ableiten, dass sich für den ersten Schaltpunkt keine Beeinflussung der Rad- und Fahrzeugdynamik ergibt, siehe Abbildung 5.28, was die Simulationsergebnisse bestätigt.

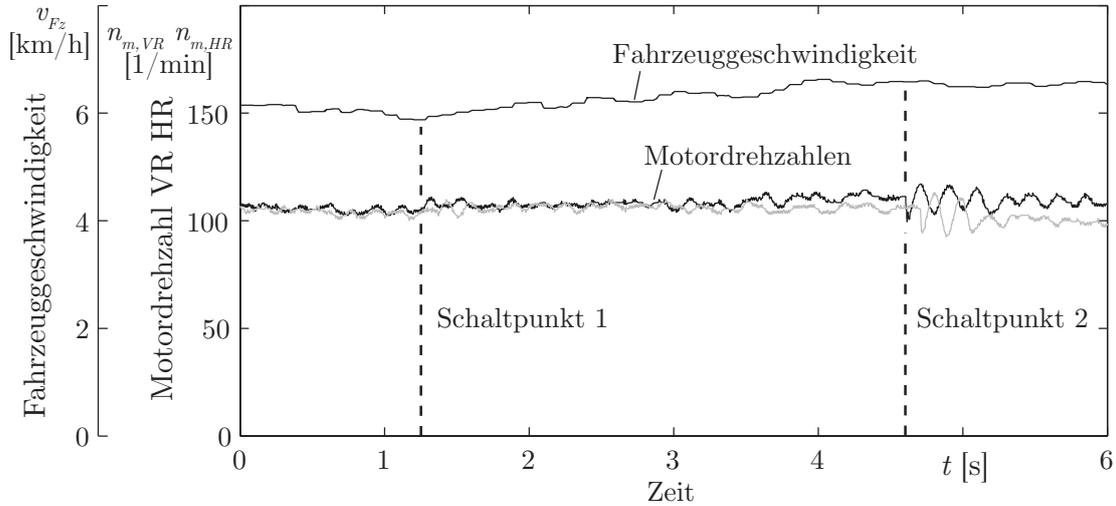


Abbildung 5.28: Zeitlicher Verlauf der Fahrzeuggeschwindigkeit und der Raddrehzahlen

Die Schaltunterbrechung zum zweiten Schaltpunkt erzeugt hingegen eine Schwingungsanregung in beiden Antrieben, die auch für den Fahrer spürbar ist. Aufgrund der Eigenschaften des Messsystems ist in der Fahrzeuggeschwindigkeit keine Schwingungsanregung aufgezeichnet. Der Radarsensor zeichnet die Geschwindigkeit mit einer Abtastrate von 130 Pulsen pro m, was einer Messrate von einem Puls pro 4,6 ms entspricht. Die Auswerteeinheit zeichnet jedoch zunächst 20 Messwerte, wodurch eine Mittelwertbildung entsteht.

Die Fahrleistungsleistung ist für die stationäre Antriebssituation nahezu konstant, siehe Abbildung 5.29.

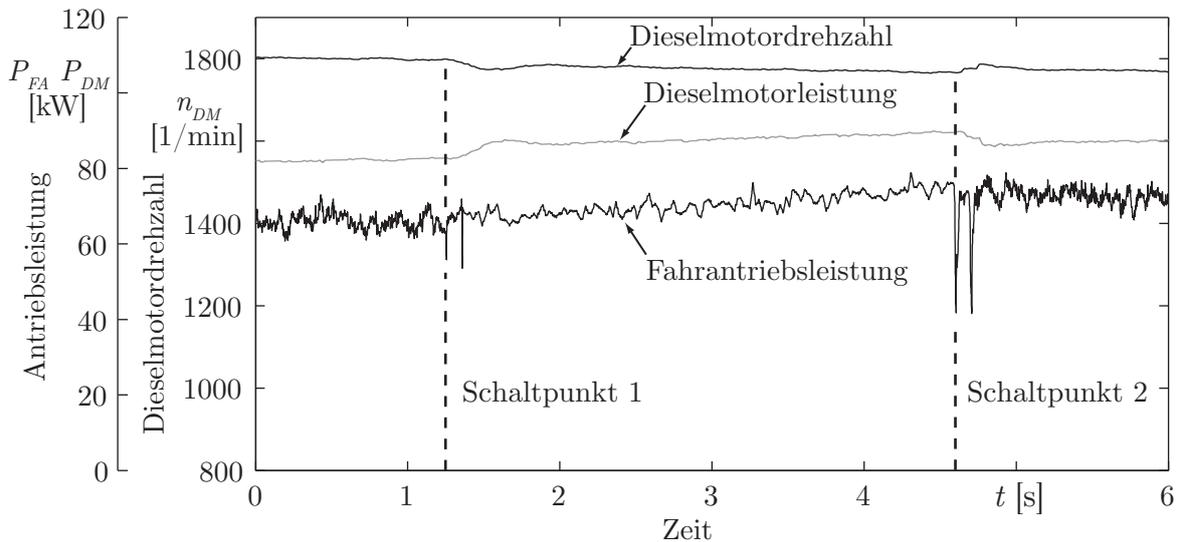


Abbildung 5.29: Zeitlicher Verlauf der Dieselmotordrehzahl und der Fahrleistungsleistung

Der leichte Anstieg ist auf die ansteigende Fahrzeuggeschwindigkeit zurückzuführen. Die höhere Dieselmotorleistung während der Stern1-Schaltung ist durch die schlechteren Motorwirkungsgrade begründet. Die Zwischenkreisspannung steigt bei beiden Schaltunterbrechungen, siehe Abbildung 5.30.

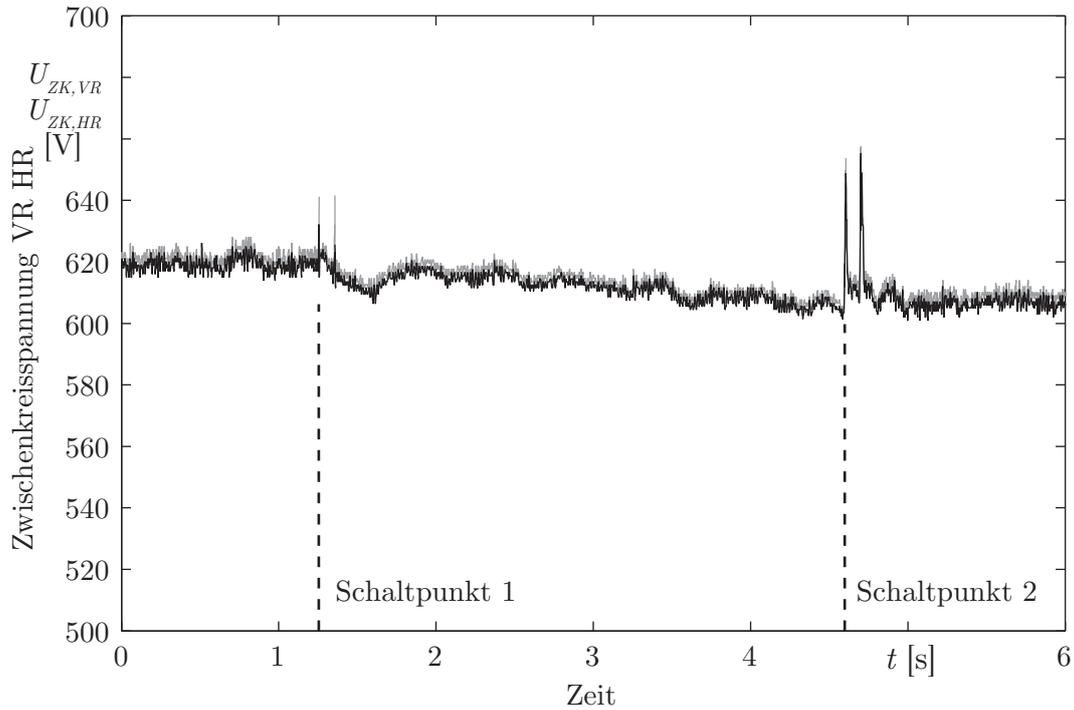


Abbildung 5.30: Zeitlicher Verlauf der Zwischenkreisspannung am rechten Vorder- und Hinterrad

Die längere Schaltpause zum zweiten Zeitpunkt lässt die Zwischenkreisspannung höher steigen. Die Schaltverzögerung zwischen Vorder- und Hinterachse verhindert hingegen den Anstieg auf Leerlaufspannungsniveau. Die Spannungsverläufe entsprechen den Simulationsergebnissen.

Die zweite Schaltunterbrechung ist durch eine Schwingungsanregung in der Zugkraftmessung zu erkennen, siehe Abbildung 5.31. Das Abklingen erfolgt innerhalb von 0,5 s. Bei den Messungen ergaben sich stärkere und schwächere Schwingungsamplituden für die während und nach der Umschaltung, aber mit gleichem Abklingverhalten. Im Gegensatz zur ersten Umschaltung ist die zweite Umschaltung durch eine leichte Stoßanregung im Fahrzeug wahrnehmbar.

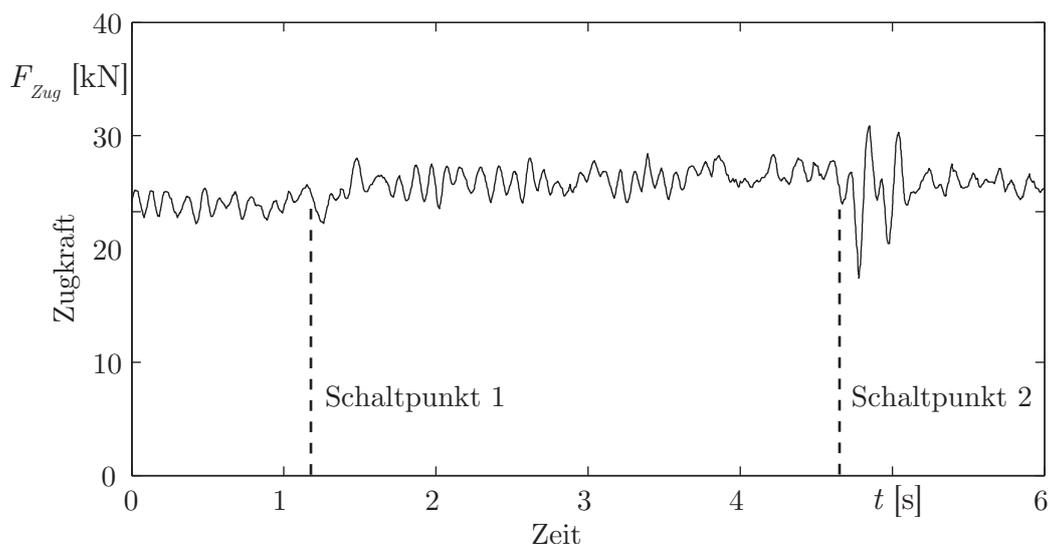


Abbildung 5.31: Zeitlicher Verlauf der Zugkraft

5.8 Bewertung des Einzelradantriebssystems

5.8.1 Eigenschaften von Einzelradantriebskonzepten

Einzelradantriebe ermöglichen einen individuellen Fahrzeugaufbau sowie zugkraft- und bodendruckoptimierte Fahrwerkskonzepte durch die freie Anordnung der Antriebskomponenten am Fahrzeug, siehe Abbildung 5.32. Durch die Reduktion der Teile im Antriebsstrang befinden sich weniger bewegliche Teile im Eingriff, wodurch sich der Wartungsaufwand und Fehlerquellen reduzieren. Ebenso verkleinert sich die Bauteilevielfalt bei einer Vergrößerung der Anzahl von Gleichteilen. Ohne die Verspannungen im Antriebsstrang schränken sich die Randbedingungen bei der Auslegung der mechanischen Antriebs Elemente ein. Ebenso können die einfachen Antriebsstränge exakter ausgelegt werden, da keine Kupplungsmomente, Stöße und Wechselwirkungen zu anderen Antrieben zu berücksichtigen sind. Für Einzelradantriebe lassen sich die verfügbaren Bauräume in den Felgen nutzen, wodurch freigewordener Bauraum im Fahrzeug anderweitig zur Verfügung steht. Der Wegfall der Räderkopplung vermindert den Reifenverschleiß und bietet eine hohe Toleranz gegenüber unterschiedlichen Reifenradien. Ein niedriger Schwerpunkt aufgrund der Integration der Antriebe in Radnähe erhöht die Kippsicherheit.

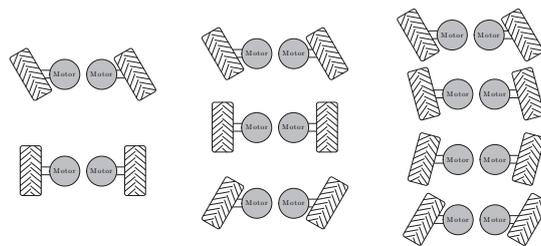


Abbildung 5.32: Fahrzeugkonfiguration mit Einzelradantrieben

Die Herausforderungen bei der Integration von Einzelradantrieben in mobile Maschinen stehen in Wechselwirkung. Zum einen müssen geeignete Anwendungen für die Implementierung des Antriebssystems aufgrund der begrenzten Leistungsdichte und der hohen Kosten der Elektroantriebe gefunden werden. Zum anderen muss bei der Auslegung der Antriebe eine optimale Auslegung von Drehmoment und Leistung erfolgen, um ausreichend Reserve für Sonderanforderungen zu schaffen. Ebenso steht das Drehzahl-Drehmoment-Kennfeld der Elektromaschinen im Konflikt zu den Fahrtriebsanforderungen. Durch die hohen Anfahrtdrehmomente und Endgeschwindigkeiten liegt die Eckleistung eines Fahrtriebes deutlich über der Eckleistung eines industriellen Antriebes.

Im Vergleich zu anderen Antriebskonzepten (Zentral- und Achsantriebe) wirkt sich der Einzelradantrieb vorteilhaft auf die Funktion aus und soll im Folgenden näher noch betrachtet werden.

Aus dem verbesserten Einlenkverhalten durch eine aktive Regelung der Raddrehmomente ergeben sich kleinere Wendekreise. Als Sonderfall ist das Drehen auf der Hochachse zu nennen, das aber keine praktische Relevanz besitzt. Durch die gezielte Steuerung der Raddrehmomente wird eine Bodenschonung erreicht. Die Motordrehmoment-Regelung ermöglicht ein dynamisches Beschleunigungs- und Verzögerungsverhalten sowie eine aktive Rad-Boden-Schlupfregelung. Die Funktionalitäten erfordern robuste, komplexe Regelungs- und Steuerungsfunktionen sowie Entscheidungsmechanismen. Da ein Fahrtrieb sicherheitskritische Anforderungen erfüllen muss, ist ein ausfallsicherer Betrieb unter der Berücksichtigung aller zulässigen Steuerungsfunktionen sicherzustellen, was mit Sicherheit zu der komplexesten Entwicklungsaufgabe gehört.

5.8.2 Vergleich des Wirkungsgrades mit den Anforderungen

Die Wirkungsgradkette des Einzelradantriebes beinhaltet die Leistungsbereitstellung (Generator mit Gleichrichter) und die Leistungsverbraucher (Wechselrichter mit Radmotoren). Aufgrund der parallelen Arbeitsweise der Fahrmotoren ergibt sich ein Wirkungsgradbereich für den Fahrtrieb. Der Wirkungsgrad des Fahrtriebes setzt sich aus einer gleichmäßigen Aufteilung der Antriebsleistung von 80 kW ($= 4 \times 20\text{ kW}$) zusammen. Abbildung 5.33 zeigt den Gesamtwirkungsgrad des Fahrtriebes in Abhängigkeit der Fahrzeuggeschwindigkeit. Der Referenzwirkungsgrad für Traktoren mit stufenlosen Getrieben nach RENIUS und für Mähdrescher nach BERNHARD Kapitel 2.3.1 dient dem Vergleich zur Einordnung der Ergebnisse. Der Gesamtwirkungsgrad ergibt sich zu 0,78 bis 0,84 für die Bestpunkte. Unter 8 km/h zeigt das elektrische Antriebssystem Wirkungsgradnachteile (0,72 bei 4 km/h) gegenüber dem Referenzwirkungsgrad für Traktoren. Oberhalb von 8 km/h sind die Wirkungsgradverhältnisse ausgeglichen.

Im Vergleich zu den Wirkungsgradanforderungen von Mähdreschern ergeben sich Nachteile im Geschwindigkeitsbereich unterhalb von 4 km/h . Mit einer größeren Getriebeübersetzung lässt sich das Kennfeld des Einzelradantriebes anpassen, um die maximalen Fahrgeschwindigkeiten anzugleichen. Entsprechend würde der Einzelradantrieb die Wirkungsgradanforderungen im gesamten Geschwindigkeitsbereich erfüllen.

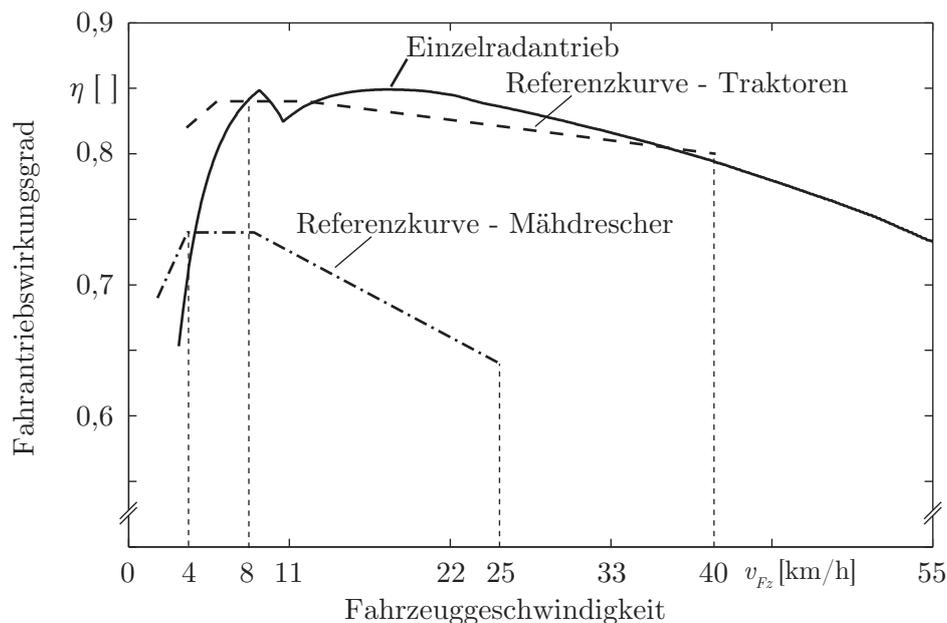


Abbildung 5.33: Vollastwirkungsgrad des Einzelradantriebes bei einer Dieselmotorleistung von 80 kW und die Referenzkurve für Traktoren nach RENIUS [115] und für Mähdrescher nach BERNHARD [11]

5.8.3 Massenbilanz zur Basismaschine

Für den Aufbau des Versuchsfahrzeugs mit elektrischem Einzelradantrieb wurde die Basismaschine (Rigitrac SKH120) genutzt. Zu den Umbauarbeiten des Basisfahrzeuges gehörte der Ausbau des hydrostatischen Fahrtriebes und der Starrachsen mit Gelenkwellen, siehe Tabelle 5.2. Die beiden Starrachsen wurden mit einer Einzelradaufhängung ersetzt. Ein Großteil der Massenreduzierung wurde in Folge der Umrüstung auf eine Einzelradaufhängung aufgebraucht (Nettobilanz $+20\text{ kg}$). Neben der Achskinematik erfordern die Federfunktionalitäten eine umfangreiche hydraulische Ausrüstung mit Ventilen und Gasspeichern. Die

Kühlung des hydrostatischen Antriebs wurde unverändert für den elektrischen Radantrieb genutzt.

Tabelle 5.2: Massenbilanz des Versuchsfahrzeugs zur Basismaschine

| | Anzahl | Gewicht [kg] |
|---|--------|--------------|
| Hydrostatischer Fahrtrieb (Motor, Pumpe, Schläuche) | 1 | -330 |
| Starrachsen mit Endantrieben und Gelenkwellen | 2 | -890 |
| Einzelradaufhängung | 4 | +1200 |
| Elektrischer Fahrtrieb (Gesamt) | 1 | +1700 |
| Bilanz | | +1680 |

Die Gesamtmasse des elektrischen Einzelradantriebes beträgt 1700 kg. Die Untergliederung der Komponenten des elektrischen Fahrtriebes ist in Tabelle 5.3 zusammengestellt. Weiterhin wird das Leistungsgewicht angegeben. Die Basis bildet die summierte Dauerleistung.

Tabelle 5.3: Elektrische Ausrüstung des Einzelradantriebes

| | Anzahl | Gesamtgewicht [kg] | Dauerleistung [kW] | Leistungsgewicht $\left[\frac{\text{kg}}{\text{kW}}\right]$ |
|-------------------------------|--------|--------------------|--------------------|---|
| Generator | 1 | 175 | 85 | 2,05 |
| Gleichrichter mit ISO-Wächter | 1 | 15 | 85 | 0,18 |
| Leitungen | 1 | 30 | 132* | 0,23 |
| Bremschopper | 1 | 60 | 40 | 0,67 |
| Wechselrichter | 4 | 60 | 132* | 2,20 |
| Wicklungsumschaltung | 4 | 120 | 132* | 1,10 |
| Radantrieb Rotor + Stator | 4 | 920 | 132* | 6,97 |
| Getriebe + Bremse | 4 | 320 | 132* | 2,42 |
| Gesamter Fahrtrieb | | 1700 | 85 | 20 |

* $132 \text{ kW} = 4 \cdot 33 \text{ kW}$

Im Vergleich zur Basismaschine (Zentralantrieb, hydrostatischer Fahrtrieb und Starrachsen) liegt das Fahrzeuggewicht der Versuchsmaschine um 1680 kg höher. Die Einzelradaufhängung bringt einen Zuwachs an Masse von 700 kg zu einer Starrachsenkonstruktion. Dieser Wert ist von der Versuchsmaschine abziehen, um die Netto-Gewichtszunahme infolge der Integration des Einzelradantriebes zu bewerten. Von der Zusatzmasse bereinigt, liegt die Gewichtszunahme der Versuchsmaschine bei 1000 kg. Bezogen auf die Gesamtmasse der Maschine ohne Einzelradaufhängung besitzt der Einzelradantrieb dennoch einen Gewichtsanteil von 30,8%. Die Leistungsgewichte der Komponenten zeigen, dass das Potenzial zur Verbesserung der Massenbilanz bei Generator, Motoren, Wechselrichtern und Wicklungsumschaltung liegt. Optimierte Kühlverfahren und eine umfassende Bauteilintegration müssen für eine weitere Ausbaustufe betrachtet werden. Das größte Einsparpotenzial an Masse liegt für den Motor bei 40% durch eine Anhebung des Drehschubs von $\tau_{Schub,nenn} = 30 \text{ kN/m}^2$ auf $\tau_{Schub,nenn} = 50 \text{ kN/m}^2$. Weiterhin sind die Gewichtungsfaktoren der Getriebeoptimierung anzupassen, siehe Kapitel 3.3.7. Das Anheben der Getriebeübersetzung zu

Lasten der kinetischen Energie würde ein weiteres Einsparpotenzial an Masse von 20 % für den Motor eröffnen. Die Kombination der beiden Verbesserungen ergibt eine Einsparung von 52 %. Das Potenzial an Massenreduktion liegt bei der Leistungselektronik mit Wicklungsumschaltung bei 50 %, das durch eine optimierte Wechselrichterauslegung, einer Bauteilintegration der Schalterelemente und einer Integration der Elektronik in die Radnabe begründet ist. Optimierte Generatoren, wie bei dem Fendt X-Concept, eröffnen ein Einsparpotenzial von größer 30 %.

Werden alle vorgeschlagenen, gewichtsoptimierenden Maßnahmen zusammengefasst, lässt sich die Gesamtmasse des Fahrtriebes von 1700 kg auf 1080 kg reduzieren.

5.8.4 Kostenstruktur der elektrischen Antriebskomponenten

Die Kosten des Radnabenantriebes werden im Wesentlichen durch den Materialeinsatz und die Wicklungsumschaltung getrieben. Die Zusammensetzung der Kosten für das Material eines Radnabenantriebes ist in Abbildung 5.34 zusammengestellt. Die mechanischen Teile des Radnabenantriebes, wie Getriebe und Bremse, sind in der Betrachtung nicht enthalten.

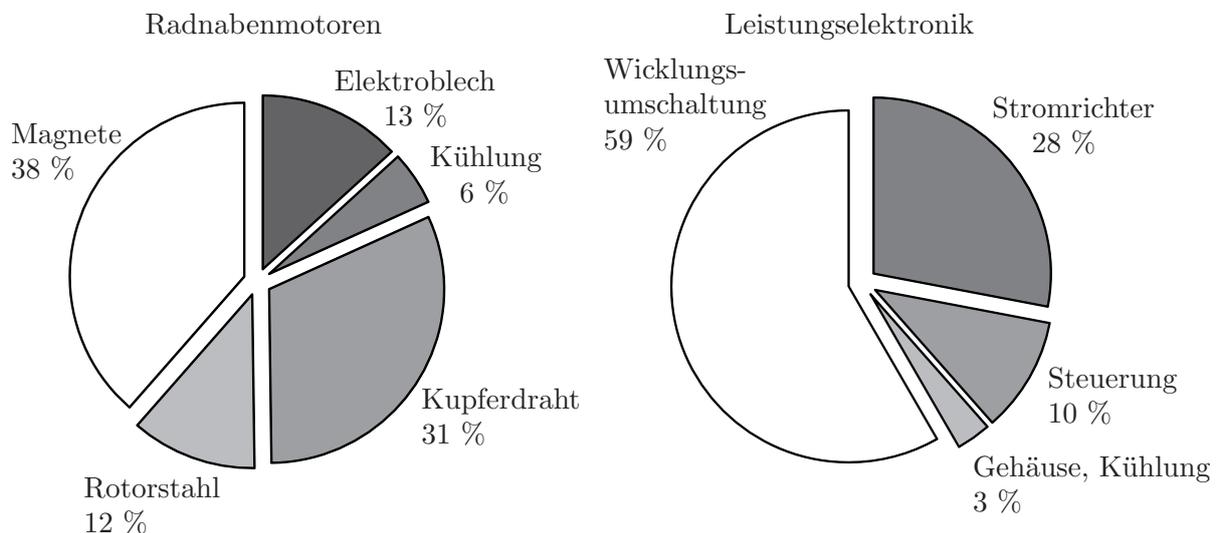


Abbildung 5.34: Kostenstruktur der elektrischen Komponenten des Radnabenantriebes

Die Kostenstruktur des Radnabenmotors ist aufgrund des Materialeinsatzes von Seltenen Erden, Elektroblech und Kupfer deutlich von den Marktpreisen abhängig. Die Kosten ändern sich ebenso linear mit der Motorlänge, wodurch ein optimiertes Kühlverfahren und eine hohe Leistungsdichte durch das Anheben der Drehzahl eine Kostensenkung bewirkt.

Die Kostenstruktur der Leistungselektronik wird durch die Wicklungsumschaltung bestimmt. Für Stückzahlen bis 100 Stück pro Jahr und einem optimierten Stromrichter nehmen die Umschaltungskomponenten einen Anteil von 59 % ein. Wird eine Bauteilintegration durchgeführt, lässt sich der Kostenanteil reduzieren. Die Gesamtkosten für den gesamten Antriebsstrang des Prototypen (siehe Tabelle 5.3) belaufen sich auf 58 400 €. Mit einer hohen Integration und entsprechenden Stückzahlen ist eine Kostenreduzierung von 56 % auf 25 700 € denkbar. Dieser Wert stellt eine Abschätzung mit dem bekannten Optimierungspotenzial dar. Im Vergleich zu einem leistungsverzweigten Getriebe und einer Allradlösung ist der Einzelradantrieb dennoch teurer und muss sich durch funktionelle und systemische Vorteile beweisen.

6 Zusammenfassung

Das Ziel der Arbeit ist der Nachweis der Integration eines dieselektrischen Einzelradantriebes in eine landwirtschaftliche Maschine. Hierbei kommt es darauf an, die elektrischen Komponenten in die verfügbaren Bauräume zu integrieren und die Anforderungen an Fahrtriebe für landwirtschaftliche Maschinen zu erfüllen. Das Basisfahrzeug bildet ein Rigitrac SKH 120. Der Traktor verfügt über vier identische Räder, eine Vierradlenkung und wurde für Steilhanglagen sowie für vielfältige kommunale Arbeiten konzipiert. Als weitere Besonderheit des Trägerfahrzeugs gelten die Vollrahmenbauweise, der modulare Fahrzeugaufbau und das CAN-Kommunikationssystem. Da elektrische Fahrtriebe, insbesondere der Einzelradantrieb, für mobile Maschinen aktuell nicht serienmäßig verfügbar sind, wird eine weitestgehende Neuentwicklung des Radnabenantriebes durchgeführt.

In einem ersten Schritt werden die Anforderungen an das Antriebssystem und das Versuchsfahrzeug festgelegt. Als Vorzugsvariante einer umfangreichen Analyse gilt die Integration des Radnabenantriebes in den Felgeninnenraum unter Ausnutzung des radialen Bauraumes. Die Anbindung des Antriebsmoduls an das Fahrwerk ist mit einer Flanschverbindung konzipiert, wodurch eine Modularisierung garantiert und eine fahrzeugunabhängige Anwendung gegeben ist.

Der axial begrenzte Bauraum der Felgen erfordert eine Antriebsintegration unter dem Einsatz einer axialen und radialen Komponentenanordnung. Der Antriebsmotor ist als Außenläufer in der Bauart eines dünnwandigen Zylinders ausgeführt. In den Motorinnenraum sind die Lagerung des Rotors, die mechanische Bremse mit Bremsbetätigung und das Planetengetriebe angeordnet. Neben der Flanschverbindung gehören zur Anbindung des Radnabenantriebes an das Fahrzeug die Motor-, Kühlflüssigkeits- und Datenleitung für den Drehgeber, Temperaturfühler sowie Bremsleitungen für die Betriebsbremse und für die Feststellbremse. Zur Entwicklung des Radnabenantriebes wird eine Entwicklungsmethodik aufgezeigt.

Für die Wahl der Getriebeübersetzung sind Optimierungsverfahren dargestellt, die die Motormasse und die kinetische Energie des Fahrzeugs betrachten. Es zeigt sich, dass das Optimum der Getriebeübersetzung vom Luftspaltdurchmesser und von der Ausprägung der Kraftdichte des Elektromotors abhängt. Für die Realisierung ergibt sich die optimale Getriebeübersetzung bei $i = 4$.

Die konstruktive Integration der Antriebskomponenten erfordert die Realisierung einer einseitigen Lagerung des Rotors. Als Folge der Rotordrehung und der Radbewegung entstehen dynamische Kräfte, die bei der Gestaltung der Rotorträgerstruktur zu berücksichtigen sind. Zur Gewährleistung des schmalen Luftspaltes von 1 mm ist eine steife Konstruktion gefordert, um ein Zusammenstoßen des Rotors mit dem Stator zu vermeiden und Schwingungsanregungen durch eine einseitig wirkende Radialkraft im Luftspalt abzumildern. Die Nachbildung der Kräfteinflüsse und der bestehenden Wechselwirkungen erfordert den Einsatz von Softwarewerkzeugen der Finite-Elemente-Methoden.

Die Integration einer mechanischen Bremse ist essentiell notwendig zum Erfüllen der StVZO-Anforderungen. Die Realisierung der Bremsfunktionalität mit den elektrischen Radnabenmotoren kann nur mit einer

erheblichen Überdimensionierung erfolgen, die sich durch nachteilige Wirkungsgrade, Kosten und Massen widerspiegeln. Nasslaufende Lamellenbremsen haben sich in den mobilen Maschinen aufgrund zahlreicher Vorteile durchgesetzt. Zur Reduzierung der Schleppmomente, die Leerlaufverluste verursachen, sind spezifische konstruktive Maßnahmen vorzusehen.

Ein wesentlicher Schwerpunkt der Arbeit bildet die Realisierung der Fahrtriebskennlinie. Die Kennlinie einer elektrischen Maschine deckt die Anforderungen des Fahrtriebes der Versuchsmaschine nicht ab. Zur Kennlinienanpassung werden unterschiedliche Umsetzungen mittels Getriebe, Motor und Leistungselektronik vorgestellt und diskutiert. Für einen Lösungsansatz ist die Kombination der Technologien zweckmäßig. Für den Radnabenantrieb wird eine Kombination aus Feldschwächung und Wicklungsumschaltung vorgestellt. Als Basistechnologie für den elektrischen Fahrtrieb haben sich Synchronmotoren hervorgehoben. Deren Rotorgeometrie erlaubt die gezielte Beeinflussung der Motorkennlinie durch die Anordnung von Magneten und Flussbarrieren. Weiterhin ist das erzielbare Wirkungsgradkennfeld mit dem geforderten Wirkungsgradkennfeld des Fahrtriebes abzugleichen.

Für den Radnabenantrieb wurde eine permanentmagneterregte Synchronmaschine mit Oberflächenmagneten realisiert. Die Wicklungen sind geteilt und aus dem Radnabenantrieb herausgeführt. Die Wicklungsumschaltung erlaubt zwei Sternschaltungen und eine Dreieckschaltung. Dieses Prinzip gestattet die Reduzierung der induzierten Motorspannung um den Faktor 3,46, wodurch sich die Nenndrehzahl entsprechend erhöht. Mit dem Feldschwächfaktor der permanentmagneterregte Synchronmaschine von $k_F = 1,85$ ergibt sich der Konstantleistungsbereich der Synchronmaschine mit Wicklungsumschaltung zu $k_{F,max} = 6,4$. Die Umschaltung wirkt sich ebenso auf den Strangwiderstand des Motors aus, wodurch sich drei Wirkungsgradkennfelder mit drei Wirkungsbereichen ergeben.

Die Ablaufsteuerung der Wicklungsumschaltung und die Parameterlisten sind in einem programmierbaren Stromrichter implementiert. Die Umschaltung läuft anhand eines zeit- und ereignisgesteuerten Ablaufschemas ab. Die Parameteranpassung des Drehmomentreglers und des Entkopplungsnetzwerkes erfolgen während des Umschaltens. Zur Vermeidung von Spannungs- und Drehmomentspitzen beim Wiedereinschalten müssen die Motorparameter exakt im Entkopplungsnetzwerk hinterlegt werden.

Für die Schalter und leistungselektronischen Bauelemente der Wicklungsumschaltung sind Dimensionierungsberechnungen angegeben. Bedingt durch die Architektur und die verwendeten Komponenten erfolgt die Umschaltung der Wicklungen mit Schaltpausen. Es werden Simulationsergebnisse des elektrischen Schaltverhaltens gezeigt und der Einsatz der Hilfsspannungsquelle für die Dreieckschaltung erläutert.

Auf das Zugkraftverhalten, die Fahrdynamik und die Antriebsdynamik wirken sich die Schaltzeiten und die Schaltreihenfolge aus. Mit Hilfe eines Fahrzeugsimulationsmodells erfolgt die Untersuchung der einzelnen Einflüsse. Ein achsweises Umschalten führt insgesamt zu einem gedämpfteren Schaltverhalten gegenüber einem gleichzeitigen Umschalten der Antriebe.

Die Festlegung der Schaltzeiten erfolgt nach zwei Kriterien. Zum einen sind physikalische Randbedingungen der Motorinduktivitäten und des Drehmomentreglers zu berücksichtigen. Zum anderen besitzen die mechanischen Schalter ein prinzipbedingtes Schaltverhalten. Die Umschaltpause beträgt 1 ms für den Wechsel zwischen den beiden Sternschaltungen und 30 ms für die Umschaltung zwischen der Stern- und Dreieckschaltung

Für den dieselektrischen Antrieb sind die integrierten Antriebskomponenten Generator, Gleichrichter,

Kühlsystem, Sicherheitstechnik und Stromrichtertechnik beschrieben. Die Validierung des entworfenen Antriebssystems erfolgt in einem Versuchsträger mit Hilfe eines stationären Prüfstands und Fahrversuchen. Für die Dieselmotor-Generator-Einheit wurde das überlagerte Wirkungsgradkennfeld bestimmt. Für die Steuerung der Dieselmotordrehzahl ergibt sich eine nichtlineare Drehzahl-Drehmoment-Kennlinie für einen optimalen Wirkungsgrad. Ein ausgeglichener Leistungsfluss zwischen Dieselmotor und Radnabenantrieben wird mit einem Antriebsmanagement sichergestellt. Entsprechend der Leistungsanforderung erfolgt eine Kennliniensteuerung der Dieselmotordrehzahl. Die Versuche haben gezeigt, dass die Dynamik des elektrischen Antriebs den Dieselmotor überragt. Für den Betrieb des Dieselmotors entlang der optimalen Wirkungsgradkennlinie ist eine deutliche Reduzierung der Fahrtriebsdynamik erforderlich. Ist eine hohe Dynamik gefordert, muss der Dieselmotor bei einer hohen Drehzahl betrieben werden, um eine ausreichende Leistungsreserve bereitzustellen. Die Sollwertvorgabe der Radnabenantriebe erfolgt mittels Steuerung der Motordrehmomente. Die Überwachung und die Begrenzung der Antriebsleistung erfolgt mit einem Leistungsmanagement.

Das Wirkungsgradkennfeld ist für einen Radnabenantrieb dargestellt. Der maximale Wirkungsgrad beträgt 0,92, wobei sich das Kennfeld aus den drei Wicklungskonfigurationen zusammensetzt.

Der Vollastwirkungsgrad des gesamten Fahrtriebs ergibt sich aus der Wirkungsgradkette zwischen Generatoreingangswelle und dem Abtrieb des Radnabenantriebes. Unter der Annahme einer gleichen Leistungsverteilung zwischen den Rädern liegt der Wirkungsgrad entlang der Referenzkurve von RENIUS oberhalb von 8 km/h und erfüllt die Erwartungen. Bei 4 km/h beträgt die Abweichung 10 % von der Referenzkennlinie. Zur Abdeckung des Wirkungsgradpolygons für Mährescher nach BERNHARD ist eine Reduzierung der maximalen Geschwindigkeit des Radnabenantriebes durch eine Erhöhung der Getriebeübersetzung gefordert. Die erzielbare Kennlinie würde das gesamte Zielpolygon erfüllen.

Das Umschaltverhalten der Wicklungskonfiguration wird für den Beschleunigungs- und den Verzögerungsvorgang sowie für eine maximale Zugleistung bei 6 km/h gezeigt. Während der Beschleunigung besitzt die Umschaltung keinen Einfluss auf die Fahrdynamik. In der Antriebsdynamik wirkt sich die Umschaltung durch einen kurzzeitigen Spannungsanstieg und einer reduzierten Fahrtriebsleistung aus. Den größten Einfluss auf die Fahrdynamik besitzt die Umschaltung bei kleinen Geschwindigkeiten und maximaler Fahrtriebsleistung. Die Umschaltung zwischen den Sternkonfigurationen ist für zwei Schaltzeiten dargestellt. Bei einer Umschaltzeit unter 1 ms ist keine Anregung der Antriebsdynamik erkennbar. Durch eine Erhöhung der Umschaltzeit auf 12 ms ist im Gegensatz eine Schwingungsanregung erkennbar, die für den Fahrer physisch und akustisch wahrnehmbar ist.

Das Versuchsfahrzeug ist um 1680 kg schwerer als das Basisfahrzeug. In der Massenbilanz ist die funktionelle Erweiterung des Versuchsfahrzeuges mit einer Einzelradaufhängung berücksichtigt. Ohne die Berücksichtigung der Einzelradaufhängung liegt die bereinigte Masse der Versuchsmaschine um 1000 kg höher gegenüber der Basismaschine. Die Gewichtszunahme liegt mit 500 kg über den Erwartungen, wodurch die Anforderung an die Leermasse des Fahrzeugs nicht erfüllt wird. Untersuchungen zeigen jedoch, dass durch eine konsequente Massenreduzierung als Folge der Anwendung von Integration und verbesserten Kühlverfahren eine Massereduktion von 680 kg ermöglicht. Der Gewichtsnachteil als Folge des Einzelradantriebes würde entsprechend 320 kg ($= 1000 \text{ kg} - 680 \text{ kg}$) betragen.

Zusammenfassend bleibt festzuhalten, dass die Integration eines elektrischen Radnabenantriebes in eine

Landmaschine erfolgreich umgesetzt wurde. Die gestellten Anforderungen an den Fahrantrieb lassen sich durch eine konsequente Optimierung und Integration der Komponenten erfüllen. Durch weitere Optimierungsmaßnahmen, wie effizientere Kühlverfahren für den Elektromotor, Anheben der Getriebeübersetzung und durchgängige Komponentenintegration, lassen sich die Massedefizite abmildern. Des Weiteren stellt der Einzelradantrieb erhöhte Anforderungen an das Steuer- und Regelungskonzept für die Radmotoransteuerung sowie an die Sicherheitstechnik zur Erkennung und Vermeidung von Fehlerzuständen gegenüber dem Basisfahrzeug.

7 Ausblick

Aufbauend auf den Entwicklungen, den Ergebnissen und den gewonnenen Erkenntnissen lassen sich weitere Untersuchungen und Optimierungen formulieren, die eine Empfehlung für weiterführende Arbeit darstellen. Folgende Punkte zur Bearbeitung und zur Untersuchung gehören:

- Feldversuche sind mit dem Versuchsträger erforderlich, um die Diskrepanz zwischen dem vorgehaltenen Raddrehmoment für Sonderfälle sowie den nominellen Arbeitspunkten mit Zahlenwerten zu spezifizieren.
- In weiteren Untersuchungen muss ein Schwerpunkt auf die Optimierung der Steuerungs- und Regelalgorithmen gelegt werden, um die funktionalen Vorteile eines Einzelradkonzeptes zu validieren. Dazu gehört das:
 - Untersuchen und Bewerten einer dynamischen Raddrehmomentverteilung mit einer Gierraten-Regelung unter Feldbedingungen
 - Validieren der Schlupfregelungsalgorithmen zur Kraftstoffeinsparung nach OSINENKO [106]
- Der notwendige Bauraum und der Verschaltungsaufwand der Wicklungsumschaltung lassen sich durch eine Integration der Halbleiterelemente zu einem Modul deutlich reduzieren. Des Weiteren unterliegen die mechanischen Schalter für die Dreieckschaltung einem Verschleiß. Das Ersetzen mit Halbleiterschaltern stellt diesbezüglich eine Alternative dar und ist zu prüfen.
- Die Sättigungsüberwachung des IGBT-Treibers schützt den IGBT durch Abschalten, wenn sich der fließende Strom außerhalb der Spezifikation befindet. Für die permanentmagneterregte Synchronmaschine lässt sich durch diese Funktionalität der zweiphasige Kurzschluss, der ein Pendelmoment hervorruft, oder der dreiphasige Kurzschluss, der ein Kurzschlussmoment verursacht, verhindern. Diese Funktionalität und das Ansprechverhalten sind durch Simulation und Prüfstandsversuche zu validieren.
- Die Kombination einer permanentmagneterregten Synchronmaschine mit einer Wicklungsumschaltung ermöglicht einen Konstantleistungsbereich von $k_F = 6,4$. Für die Realisierung eines Konstantleistungsbeereiches von $k_F > 12$ unter Verwendung der vorgeschlagenen Umschalttopologie ist ein Motorenkonzept mit einem Feldschwächfaktor von $k_F > 3,75$ gefordert. Insofern von den Anforderungen des Fahrtriebes eine Zugkraftunterbrechung zulässig ist, ist die Verwendung eines Schaltgetriebes im Antriebsstrang zu prüfen.
- Mit den gesammelten Erkenntnissen lassen sich weitere Optimierungsaufgaben für den elektrischen Fahrtrieb formulieren, um die Anforderungen von Leistungsdichte, Kosten und Zuverlässigkeit zu verbessern.
- Eine Weiterführung der Modularisierung erfordert eine Integration der Leistungselektronik in den Radnabenantrieb [125]. Dies führt zu einer Reduzierung
 - der Störanfälligkeit durch den Wegfall der Drehgeber-Datenleitung,
 - des Verkabelungsaufwandes und der Steckverbinder auf eine Minimalausrüstung (Datenschnittstelle

und Leistungsschnittstelle),

- der Störausstrahlung durch einen EMV-optimierten Aufbau
- des Bauraumbedarfs
- Die Antriebsdynamik ist bei einer geringen Leistungsreserve des Dieselmotors deutlich eingeschränkt. Die Ausführung und der Nutzen eines elektrischen Energiespeichersystems sollten für eine Grenzlastregelung bestimmt werden.
- Die modularen Antriebseinheiten lösen statische Antriebsstrukturen auf und verändern Fahrzeugstrukturen.
 - Verschiebbare Achsen zur Änderung des Radstandes gestatten eine Anpassung der statischen Radlasten
 - Die Verschiebung der Antriebseinheiten auf einer Achse ermöglicht eine Verstellung der Spurweite entsprechend der vorhandenen Fahrspuren auf dem Feld und der zulässigen Transportbreite auf der Straße.
 - Ohne komplexe Getriebestrukturen lassen sich mehrachsige Fahrzeuge mit bodenschonenden und zugkraftoptimierten Fahrwerken realisieren.
- Durch die Verfügbarkeit modularer Antriebseinheiten sind neuartige Maschinenkonzepte realisierbar. Maschinen lassen sich losgelöst von konstruktiven Zwängen an die Anforderung des Bearbeitungsprozesses anpassen. Zur effektiveren Bearbeitung der Feldflächen lassen sich kleine, mittlere und große Maschinenverbände konfigurieren und entsprechend ihrer Aufgabe zusammenstellen [58].
- Da sich das Tätigkeitsfeld eines Landwirts zum Energiewirt (Biogas, Solar) verschiebt, wird die Verwertung der selbsterzeugten Energie von wachsender Bedeutung sein. Neue Konzepte der elektrischen Energieversorgung zur Ablösung der Verbrennungsmotoren und als Option für zukünftige landwirtschaftliche Produktionssysteme werden in einer Forschungsarbeit diskutiert [36]. Das modulare elektrische Antriebskonzept stellt ein Baustein für die Kette der alternativen Maschinen- und Bearbeitungssysteme dar.

Formelverzeichnis, Einheiten und Abkürzungen

Lateinische Formelzeichen

| Größe | Einheit | Bedeutung |
|-----------------|-------------------------------|--|
| a | \square | Anzahl der parallelen Zweige je Strang |
| a_z | $\left[\frac{m}{s^2}\right]$ | Zentrifugalbeschleunigung |
| A | $\left[\frac{A}{cm}\right]$ | Effektivwert des Strombelages |
| A | $[m^2]$ | Fläche |
| A_D | \square | Dieselmotorausnutzung |
| \hat{A}_1 | $\left[\frac{A}{cm}\right]$ | Spitzenwert des Strombelags der Grundwelle |
| A_L | $[mm^2]$ | Leiterquerschnitt |
| $A_{S,N}$ | $[mm^2]$ | Statornutfläche |
| b | $[mm]$ | Reifen- / Latschbreite |
| b_S | $[m]$ | Spurbreite |
| $b_{S,0}$ | $[mm]$ | Zahnöffnung |
| $b_{S,N}$ | $[mm]$ | Statornutbreite |
| $b_{S,Z}$ | $[mm]$ | Statorzahnbreite |
| B | $[T]$ | magnetische Flussdichte (auch magnetische Induktion) |
| c | $\left[\frac{N}{cm^2}\right]$ | Kohäsionsbeiwert |
| c_1 | $\left[\frac{N}{m}\right]$ | Federkonstante |
| c_2 | $\left[\frac{N}{m^2}\right]$ | Federkonstante |
| C | $[F]$ | Kapazität |
| C_{th} | $\left[\frac{Ws}{K}\right]$ | thermische Kapazität |
| d_1 | \square | Reglernullstelle |
| $d_{Luftspalt}$ | $[mm]$ | Luftspaltdurchmesser |
| $d_{S,i}$ | $[mm]$ | Innendurchmesser des Stators |
| $d_{S,a}$ | $[mm]$ | Außendurchmesser des Stators |
| $d_{R,a}$ | $[mm]$ | Außendurchmesser des Rotors |
| $d_{R,i}$ | $[mm]$ | Innendurchmesser des Rotors |
| d_{Wand} | $[mm]$ | Wandstärke eines Motors in Hohlzylinderbauform |
| D^* | $[mm]$ | Ersatzkreisdurchmesser |
| e | \square | Regelabweichung |
| e | $[m]$ | Hebelarm der Radlast |

| Größe | Einheit | Bedeutung |
|-------------------|----------------------------|---|
| E | $[Ws = J]$ | Energie |
| f | $[Hz]$ | Frequenz |
| f_K | $[m]$ | Einfederweg |
| f_j | $[\frac{1}{kgm^2}]$ | Kostenfaktor für die Massenträgheit |
| f_m | $[\frac{1}{kg}]$ | Kostenfaktor für die Motormasse |
| F_G | $[N]$ | Gewichtskraft |
| F_H | $[N]$ | Horizontalkraft |
| F_{Kolben} | $[N]$ | Bremskolbenkraft |
| F_L | $[N]$ | Lorentzkraft |
| F_N | $[N]$ | Normalkraft |
| F_{Rel} | $[N]$ | Reluktanzkraft |
| F_R | $[N]$ | Rollreibung |
| F_{RR} | $[N]$ | Rollwiderstand durch Reifenverformung |
| F_{RB} | $[N]$ | Rollwiderstand durch Bodenverformung |
| F_{RBx} | $[N]$ | Rollwiderstand durch Bodenverformung in Längsrichtung |
| F_S | $[N]$ | Seitenkraft |
| F_T | $[N]$ | Triebkraft / Radzugkraft |
| F_U | $[N]$ | Umfangskraft |
| F_Z | $[N]$ | Radlast |
| F_{Zug} | $[N]$ | Zugkraft |
| g | $[\frac{kg}{m \cdot s^2}]$ | Erdbeschleunigung |
| G_Z | $[\]$ | Übertragungsfunktion der Regelstrecke |
| h | $[mm]$ | Höhe |
| $h_{Lüft}$ | $[mm]$ | Gesamtlüftspiel |
| h_S | $[mm]$ | Statorhöhe |
| $h_{S,0}/h_{S,1}$ | $[mm]$ | Zahnkopfhöhe |
| h_{Sp} | $[m]$ | Höhe des Schwerpunktes |
| $h_{S,N}$ | $[mm]$ | Statornuthhöhe |
| h_W | $[m]$ | Höhe des Hilfsschwerpunktes |
| h_{Zug} | $[m]$ | Höhe des Zugpunktes |
| I, i | $[A]$ | elektrischer Strom |
| i | $[\]$ | Getriebeübersetzung, Zählvariable |
| i_D | $[A]$ | Diodenstrom |
| I_C | $[A]$ | Durchlassstrom eines IGBTs |
| I_d/i_d | $[A]$ | Gleichgerichteter Strom |
| I_{eff} | $[A]$ | Stromeffektivwert |
| I_D | $[A]$ | Durchlassstrom einer Diode |

| Größe | Einheit | Bedeutung |
|----------------|-----------------------|---|
| I_s | [A] | Strangstrom |
| I_S | [A] | Sättigungssperrstrom einer Diode |
| $I_{s,K}$ | [A] | Kurzschlussstrom |
| j | [m] | Scherweg |
| j_{rel} | ∅ | relatives Massenträgheitsmoment |
| J | [kgm ²] | Massenträgheitsmoment |
| J_G | [kgm ²] | Massenträgheitsmoment des Getriebes |
| J_m | [kgm ²] | Massenträgheitsmoment des Rotors |
| $J_{minimal}$ | [kgm ²] | minimales Massenträgheitsmoment |
| J_{red} | [kgm ²] | reduziertes Massenträgheitsmoment |
| k_F | ∅ | Feldschwächfaktor |
| $k_{Getriebe}$ | ∅ | Getriebespreizung |
| k_{hyst} | ∅ | Einflussfaktor zur Berücksichtigung der Gefügeänderung an den Schnittkanten infolge des Schnittprozesses |
| k_m | ∅ | Anzahl der Motoren |
| k_r | ∅ | Anzahl an gleicher Räder |
| k_{neig} | ∅ | Korrekturfaktor des Neigungswinkels für das Raddrehmoment |
| k_{steig} | ∅ | Korrekturfaktor des Steigungswinkels für das Achsdrehmoment |
| $k_{T_1 T_2}$ | ∅ | Transformationsfaktor |
| k_{ver} | ∅ | Verstärkungsfaktor |
| k_{w1} | ∅ | Wicklungsfaktor |
| k_{wb} | ∅ | Zuschlagsfaktor zur Berücksichtigung der Einflussfaktoren neben der Induktionsamplitude der Grundschwingung |
| K | [cm] | Tangentenmodul der Boden-Schubdeformation |
| K_t, K_{emk} | [Vs] | Spannungskonstante |
| $K()$ | ∅ | Kostenfunktion |
| l | [m] | Länge |
| l_A | [m] | Achsabstand |
| l_m | [m] | mittlere Windungslänge |
| $l_{WK,S}$ | [mm] | Wickelkopflänge der Schaltseite |
| $l_{WK,nS}$ | [mm] | Wickelkopflänge der Nichtschaltseite |
| l_{Zug} | [m] | Abstand des Zugpunktes vom Schwerpunkt |
| L | [H] | Induktivität |
| \dot{L} | [$\frac{kgm^2}{s}$] | Drehimpuls |
| L_S | [H] | Stranginduktivität |
| M, m | [Nm] | Drehmoment |
| m | ∅ | Strangzahl |
| m | [kg] | Masse |

| Größe | Einheit | Bedeutung |
|-----------------|-------------------|---|
| m_1 | \square | Regelstreckenpolstelle |
| m_H | $[kg]$ | Virtuelle Hilfsmasse |
| $m_{S,Z}$ | $[kg]$ | Masse der Statorzähne |
| $m_{Zuladung}$ | $[kg]$ | Masse der Zuladung |
| $M_{Kreisel}$ | $[Nm]$ | Kreiselmoment |
| M_T | $[Nm]$ | Antriebsdrehmoment |
| M_{VS} | $[Nm]$ | Schleppmoment der Lamellenbremse |
| n | \square | Zeitpunkt |
| n_m | $[1/\text{min}]$ | Motordrehzahl |
| N_c | \square | Spulenwindungszahl. |
| N_s | \square | Windungszahl eines Stranges |
| p | \square | Polpaarzahl |
| $p()$ | $[\frac{N}{m^2}]$ | Druckverteilungsfunktion |
| P | $[W]$ | Leistung |
| P_B | $[W]$ | Bremsleistung |
| P_V | $[W]$ | Verlustleistung |
| P_{VU} | $[W]$ | Ummagnetisierungsverluste |
| $p_{VU,hyst}$ | \square | relative Hystereseverluste |
| $P_{VU,R}$ | $[W]$ | Ummagnetisierungsverluste des Statorrückens |
| $p_{VU,wb}$ | \square | relative Wirbelstromverluste |
| $P_{VU,Z}$ | $[W]$ | Ummagnetisierungsverluste der Statorzähne |
| P_{VW} | $[W]$ | Stromwärmeverlustleistung |
| p_{VW} | \square | relative Stromwärmeverlustleistung |
| q_w | \square | geometrischer Wickelfaktor |
| r_{CE} | $[\Omega]$ | Ersatzwiderstand, Durchlasswiderstand, Differenzieller Widerstand eines IGBTs |
| r_D | $[\Omega]$ | Ersatzwiderstand, Durchlasswiderstand, Differenzieller Widerstand einer Diode |
| $r_{Kreishahn}$ | $[m]$ | Kreisbahnradius |
| R | $[\Omega]$ | elektrischer Widerstand |
| R_{th} | $[\frac{K}{W}]$ | thermischer Widerstand |
| R_S | $[\Omega]$ | Strangwiderstand |
| s | \square | Rad-Boden-Schlupf |
| s | $[m]$ | Weg, Länge |
| S | \square | Sicherheitsfaktor |
| S | \square | Speichervariable |
| t | $[s]$ | Zeit |
| t_P | $[ms]$ | Schaltpause |
| T | $[s]$ | Periodendauer |

| Größe | Einheit | Bedeutung |
|---------------------|------------------------------|---|
| T | \square | Topologie der Verschaltung |
| T_A | $[s]$ | Abtastzeit |
| T_t | $[s]$ | Totzeit |
| T_S | $[s]$ | Streckenzeitkonstante |
| U, u | $[V]$ | elektrische Spannung |
| U_C | $[V]$ | Kondensatorspannung |
| U_{CE} | $[V]$ | Durchlassspannung eines IGBT, Spannungsabfall |
| U_{CE0} | $[V]$ | Schwellspannung eines IGBTs |
| U_D | $[V]$ | Durchlassspannung einer Diode, Spannungsabfall |
| $U_{D,BR}$ | $[V]$ | Durchbruchspannung |
| U_{DC} | $[V]$ | Spannung im Gleichspannungszwischenkreis |
| $U_{H,DK}$ | $[V]$ | Hilfsspannung für den Dämpferkondensator |
| U_{krit} | $[V]$ | Kritische Spannung |
| U_S | $[V]$ | Schleusenspannung / Schwellspannung einer Diode |
| U_P | $[V]$ | Polradspannung |
| v | $\left[\frac{m}{s}\right]$ | Geschwindigkeit |
| \dot{V} | $\left[\frac{l}{min}\right]$ | Volumenstrom |
| V | $[dm^3]$ | Volumen |
| V | $[\%]$ | Achslastanteil |
| V_R | \square | Reglerverstärkung |
| V_S | \square | Streckenverstärkung |
| V_Z | \square | Gesamtverstärkung der Regelstrecke |
| x | $[m]$ | Weg, Strecke |
| x_{ist}, x_{soll} | \square | Ist- und Sollwert |
| X_R | \square | Anzahl der Wicklungen in Reihenschaltung |
| X_P | \square | Anzahl der Wicklungen in Parallelschaltung |
| y | \square | Stellgröße des Reglers |
| z | \square | diskreter Zeitschritt |
| Z_{th} | $\left[\frac{K}{W}\right]$ | Transienter Wärmewiderstand |
| z_{Reib} | \square | Anzahl der Reibflächen |

Griechische Formelzeichen

| Größe | Einheit | Bedeutung |
|--------------------|-------------------------------------|---|
| α | $\left[\frac{rad}{s^2}\right]$ | Winkelbeschleunigung |
| α | $[^\circ]$ | Steigungswinkel |
| Δ | $[\]$ | Differenz |
| γ | $[^\circ]$ | Hangneigungswinkel |
| δ | $[mm]$ | Luftspaltlänge |
| η | $[\]$ | Wirkungsgrad |
| $\eta_{\text{Öl}}$ | $\left[\frac{kg}{m \cdot s}\right]$ | dynamische Viskosität des Ölmediums |
| η_T | $[\]$ | Rad-Boden-Wirkungsgrad |
| θ | $[^\circ]$ | Rotorwinkel |
| ϑ | $[^\circ C]$ | Temperatur |
| κ | $[\]$ | Triebkraftbeiwert / elektrische Leitfähigkeit |
| μ | $[\]$ | Reibbeiwert der Reibpaarung |
| μ | $[\]$ | Kraftschlussbeiwert |
| μ_q | $[\]$ | Kraftschlussbeiwert in Querrichtung |
| ρ | $[\]$ | Rollwiderstandsbeiwert |
| ρ_M | $\left[\frac{kg}{dm^3}\right]$ | mittlere Materialdichte |
| $\sigma_{hyst1,5}$ | $\left[\frac{W}{kg}\right]$ | Materialkennwert der spezifischen Hystereseverluste |
| $\sigma_{wb1,5}$ | $\left[\frac{W}{kg}\right]$ | Materialkennwert der spezifischen Wirbelstromverluste |
| τ | $[s]$ | Zeitkonstante |
| τ_P | $[m]$ | Polteilung des Läufers |
| τ_S | $[m]$ | Nutteilung des Stators |
| $\tau_{th,i}$ | $[s]$ | thermische Zeitkonstante |
| τ_{Schub} | $\left[\frac{kN}{m^2}\right]$ | spezifischer Drehschub |
| v_U | $\left[\frac{W}{kg}\right]$ | spezifische Ummagnetisierungsverluste |
| v_{hyst} | $\left[\frac{W}{kg}\right]$ | spezifische Hystereseverluste |
| v_{wb1} | $\left[\frac{W}{kg}\right]$ | spezifische Wirbelstromverluste |
| φ | $[^\circ]$ | Phasenverschiebungswinkel |
| ϕ | $[\]$ | Parameter der Schlupfregelung |
| Ψ, ψ | $[A s]$ | elektrischer Fluss / Verschiebungsfluss |
| ψ_M | $[V s]$ | Rotorflussverkettung |
| ω | $\left[\frac{rad}{s}\right]$ | Winkelgeschwindigkeit |
| ω_P | $\left[\frac{rad}{s}\right]$ | Winkelgeschwindigkeit um die Hochachse |
| ω_R | $\left[\frac{rad}{s}\right]$ | Winkelgeschwindigkeit des Rotors |

Indizes

| Indizes | Bedeutung |
|-------------------|--------------------------------------|
| \square_a | außen |
| \square_A | Achse |
| \square_{ab} | abgegeben |
| \square_{aus} | aus |
| \square_{AV} | Mittelwert |
| \square_{BC} | Bremschopper |
| \square_d | Längsrichtung |
| \square_{dq} | Rotorfestes Koordinatensystem |
| \square_{dyn} | dynamisch |
| \square_D | Dieselmotor |
| \square_{Diode} | Diode |
| \square_{DK} | Dämpferkondensator |
| \square_{DM} | Diodenmodul |
| \square_{ein} | ein |
| \square_{ek} | Entkopplungsnetzwerk |
| \square_{elek} | elektrisch |
| \square_{ext} | extern |
| \square_{End} | Endwert |
| \square_{FA} | Fahrtrieb |
| \square_{Fe} | Eisen |
| \square_{Fz} | Fahrzeug |
| \square_{grenz} | Grenzwert |
| \square_{HA} | Hinterachse |
| \square_i | Zählvariable |
| \square_{IGBT} | IGBT |
| \square_{jc} | Sperrschicht-Gehäuse (Junction-Case) |
| \square_{kin} | kinetisch |
| \square_i | innen |
| \square_{ind} | induziert |
| \square_{leer} | leer, Leerlauf |
| \square_L | Leiter; Links |
| \square_m | Motor |
| \square_{mag} | magnetisch |
| \square_{max} | maximal |
| \square_{min} | minimal |
| \square_{nenn} | nenn / Bemessungs |

| Indizes | Bedeutung |
|--------------------------|---|
| \square_{Modul} | Modul |
| \square_{opt} | optimal |
| \square_O | Oberfläche |
| \square_{phph} | Phase-Phase |
| \square_{pu} | per-unit-System |
| \square_{PM} | Permanentmagnet |
| \square_q | Querrichtung |
| \square_r | Rad |
| \square^r | Rotorkoordinatensystem |
| \square_{rel} | relativ |
| \square_{res} | Reserve |
| \square_{rms} | quadratischer Mittelwert / Effektivwert |
| \square_R | Rotor; Rücken; Rechts |
| \square_{RNA} | Radnabenantrieb |
| \square^s | Statorkoordinatensystem |
| \square_s | Strang |
| \square_S | Strecke |
| \square_{soll} | Sollgröße |
| \square_{SR} | Stromrichter |
| \square_{stat} | statisch |
| \square_{sum} | Summe |
| \square_{th} | thermisch |
| $\square_{U,V,W}$ | U- V- W- Wicklungsstrang |
| \square_{VA} | Vorderachse |
| \square_w | Widerstand |
| $\square_{x,y,z}$ | x,y,z-Achse |
| \square_{zu} | zugeführt |
| \square_Z | Zahn |
| \square_{ZK} | Zwischenkreis |
| \square_0 | Anfangswert, Bezugswert |
| $\square_{\alpha,\beta}$ | statorfestes Koordinatensystem |
| \square_{Δ} | Dreieckschaltung |

Abkürzungen

| | |
|--------|---|
| ASM-AL | Asynchronmaschine mit Aluminiumläufer |
| ASM-CU | Asynchronmaschine mit Kupferläufer |
| BOD | Betragsoptimum |
| F | Forderung |
| HR | Rad hinten rechts |
| HSM | Hybriderregte Synchronmaschine |
| IGBT | Insulated-Gate Bipolar Transistor |
| IH | International Harvester |
| KPM | Klauenpolmaschine |
| MELA | Mobile elektrische Leistungs- und Antriebstechnik |
| MGU | Motor-Generator-Einheit |
| PSM1 | Synchronmaschine mit Oberflächenmagnete |
| PSM2 | Synchronmaschine mit eingelassene Magnete |
| QFSM | Querfluss-Synchronmaschine |
| REL | Synchronreluktanzmaschine |
| SMC | Soft Magnetic Compounds |
| SRM | Geschaltet Reluktanzmaschine |
| SSM | Synchronmaschine mit stromerregtem Rotor |
| StVZO | Straßenverkehrszulassungsordnung |
| TFM | Transversalfussmaschine |
| VR | Rad vorn rechts |
| W | Wunsch |

Literaturverzeichnis

- [1] AUMER, W. ; LINDNER, M. ; GEISSLER, M. ; HERLITZIUS, T. : Elektrischer Traktor: Vision oder Zukunft? In: *Landtechnik* 63 (2008), Nr. 1, S. 14–15
- [2] BACK, M. : *Prädiktive Antriebsregelung zum energieoptimalen Betrieb von Hybridfahrzeugen*, Universität Fridericiana Karlsruhe, Diss., 2005
- [3] BACKHAUS, K. : Electronic systems for auxiliaries in agricultural vehicles and busses. In: *ECPE – Seminar, More Electric Vehicles*, 2009
- [4] BARRELMAYER, T. : *Untersuchungen der Kräfte an gelenkten und angetriebenen Ackerschlepperrädern bei Gelände- und Straßenfahrt*, Universität Stuttgart, Diss., 1996
- [5] BARUCKI, T. : *Optimierung des Kraftstoffverbrauches und der Dynamik eines dieselelektrischen Fahrtriebes für Traktoren*, Technische Universität Dresden, Diss., 2001
- [6] BASERRAH, S. ; ORLIK, B. : Comparison study of permanent magnet transverse flux motors (PMTFMs) for in-wheel applications. In: *2009 International Conference on Power Electronics and Drive Systems (PEDS)*, Institute of Electrical and Electronics Engineers, 2009, S. 96–101
- [7] BASERRAH, S. ; RIXEN, K. ; ORLIK, B. : Transverse flux machines with distributed windings for in-wheel applications. In: *2009 International Conference on Power Electronics and Drive Systems (PEDS)*, Institute of Electrical and Electronics Engineers, 2009, S. 102–108
- [8] BECKER, H. D.: Porsche von Fallersleben: Geschichte eines Automobiles. In: *Der Spiegel*. Spiegel Verlag, 1950, S. 21–26
- [9] BERNET, S. : *Selbstgeführte Stromrichter am Gleichspannungszwischenkreis: Funktion, Modulation und Regelung*. Springer-Verlag, 2012
- [10] BERNHARD, B. ; KUTZBACH, H.-D. : Alternative Konzepte für den Mähdrescher Fahrtrieb. In: *VDI/MEG Tagung Landtechnik*, VDI Verlag GmbH, Halle/Saale (2002), S. 93–97
- [11] BERNHARD, B. : *Untersuchungen zur Bewertung stufenloser Fahrtriebe für Mähdrescher*, Universität Hohenheim, Diss., 2011
- [12] BILLER, R. H.: *Ermittlung repräsentativer Lastkollektive für Antriebs Elemente eines auf einem Modellbetrieb eingesetzten 70-kW-Schleppers*, Technische Universität München, Diss., 1983
- [13] BINDER, A. : *Elektrische Maschinen und Antriebe*. Springer-Verlag, 2012. – 1248 S.
- [14] BLIESENER, M. : *Optimierung der Betriebsführung mobiler Arbeitsmaschinen: Ansatz für ein Gesamtmaschinenmanagement mobiler Arbeitsmaschinen*, Universität Karlsruhe (TH), Diss., 2011
- [15] BOGE, S. : *Elektrisch angetriebene Geländefahrzeuge in der Simulation*, Universität der Bundeswehr Hamburg, Diss., 2003
- [16] BRAIG, A. : Fliegl "PowerDriveElect". In: *3. Kolloquium: Elektrische Antriebe in der Landtechnik*, Dresden, 2013
- [17] BRAIWISH, N. Y. ; ANAYI, F. J. ; FAHMY, A. A. ; ELDUKHRI, E. E.: Design optimization comparison of BLPM traction motor using bees and genetic algorithms. In: *Industrial Technology (ICIT), 2015 IEEE International Conference on*, 2015, S. 702–707
- [18] BRANDHUBER, R. ; DEMMEL, M. ; KOCH, H.-J. ; BRUNOTTE, J. : Bodenschonender Einsatz von Landmaschinen Empfehlungen für die Praxis. In: *DLG Merkblatt 344*. DLG e.V., Fachzentrum Land- und Ernährungswirtschaft; Bayerische Landesanstalt für Landwirtschaft (LfL), 2008
- [19] BRENNINGER, M. M.: *Stufenlos geregelter Allradantrieb für Traktoren*, Technische Universität München, Diss., 2003

- [20] BREU, W. ; PICHLMAIER, B. ; SZAJEK, A. : Electrification of tractors – challenges and strategies. In: *VDI/MEG Tagung Landtechnik, VDI Verlag GmbH, Hannover* (2013), S. 9–14
- [21] BREUER, B. ; BILL, K. H.: *Bremsenhandbuch: Grundlagen, Komponenten, Systeme, Fahrdynamik (ATZ/MTZ-Fachbuch) (German Edition)*. Vieweg+Teubner Verlag, 2012. – ISBN 3834817961
- [22] BUTTAY, C. ; RASHID, J. ; MARK JOHNSON, C. ; IRELAND, P. ; UDREA, F. ; AMARATUNGA, G. ; MALHAN, R. K.: High performance cooling system for automotive inverters. In: *2007 European Conference on Power Electronics and Applications*, Institute of Electrical and Electronics Engineers, 2007, S. 1–9
- [23] CHRISTEN, T. ; CARLEN, M. W.: Theory of Ragone plots. In: *Journal of Power Sources* 91 (2000), Nr. 2, S. 210–216
- [24] CLARKE, E. : *Circuit analysis of AC power systems*. Bd. 1. Wiley, 1943
- [25] COLOTTI, A. : Feldschwächung bei Synchronmaschinen. In: *A&D – Kompendium* (2005/2006), S. 118–121
- [26] CRAVERO, L. G.: *Entwurf, Auslegung und Betriebsverhalten von dauermagneterregten bürstenlosen Motoren kleiner Leistung*, Technische Universität Ilmenau, Diss., 2005
- [27] CROS, J. ; VIAROUGE, P. : Synthesis of high performance PM motors with concentrated windings. In: *Energy conversion, IEEE transactions on* 17 (2002), Nr. 2, S. 248–253
- [28] CUMMINS, S. : Advanced electrical drives for vehicle transmission. In: *British Gear Association, Gears2005, Manchester Airport Moat House* (2005)
- [29] DAJAKU, G. ; GERLING, D. : A novel 24-slots/10-poles winding topology for electric machines. In: *Electric Machines & Drives Conference (IEMDC), 2011 IEEE International*, 2011, S. 65–70
- [30] DEUTSCHES INSTITUT FÜR NORMUNG (DIN): *DIN 5480-1:2006-03 – Passverzahnungen mit Evolventenflanken und Bezugsdurchmesser – Teil 1: Grundlagen*. Deutsch, März 2006
- [31] DEUTSCHES INSTITUT FÜR NORMUNG (DIN): *DIN EN 60034-1:2015-02 – Drehende elektrische Maschinen – Teil 1: Bemessung und Betriebsverhalten*. Deutsch, Februar 2015
- [32] DOPPELBAUER, M. : Ein systematischer Vergleich von langsam laufenden Direktantrieben und Motoren mit Vorschaltgetriebe. In: *ETG-Fachbericht 113 – Elektrisch-mechanische Antriebssysteme, Böblingen* (2008)
- [33] DRESIG, H. ; HOLZWEISSIG, F. : Dynamik der starren Maschine. In: *Maschinendynamik*. Springer, 2012, S. 67–176
- [34] ECKARDT, B. : Anforderungsgerechte Auslegung von Leistungselektronik im Antriebsstrang. In: *ETG-Fachbericht-EMA 2008 Elektromobilausstellung* (2008)
- [35] FENKER, O. : Diesel electric trucks with drive power in the megawatt range. In: *ECPE – Seminar, More Electric Vehicles, München, 30–31 März* (2009)
- [36] FRERICHS, L. ; THIELKE, L. : Neue Konzepte der Energieversorgung landtechnischer Systeme. In: *Landtechnik* 70 (2015), Nr. 4, S. 167–176
- [37] GALLMEIER, M. : *Vergleichende Untersuchungen an hydraulischen und elektrischen Baugruppenantrieben für landwirtschaftliche Arbeitsmaschinen*, Technische Universität München, Diss., 2009
- [38] GEISLER, M. : *Entwicklung, Implementierung und Verifizierung der Steuerung und Regelung für einen elektrischen Einzelradantrieb*, TU Dresden, Lehrstuhl Landmaschinen, Diplomarbeit, 2007
- [39] GEISLER, M. ; OSINENKO, P. ; HERLITZIUS, T. : Winding switching strategy for electric wheel drives in agricultural machinery. In: *Industrial Technology (ICIT), 2015 IEEE International Conference on IEEE*, 2015, S. 851–856
- [40] GEITNER, G.-H. : *Entwurf digitaler Regler für elektrische Antriebe*. VDE VERLAG GmbH, 1996
- [41] GÜNTHER, A. ; BERNHARDT, G. ; MANN, S. ; JÄHNE, H. : Anforderungen an einen elektrischen Radnabenantrieb. In: *Landtechnik* 60 (2005), Nr. 4, S. 192–193
- [42] GÖHRING, H. : *Betriebsstrategien für serielle Hybridantriebe*, Technische Hochschule Aachen, Diss., 1997
- [43] GRAAF, R. : *Simulation hybrider Antriebskonzepte mit Kurzzeitspeicher für Kraftfahrzeuge*, Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule Aachen, Diss., 2002
- [44] GRAD, K. : *Zur Steuerung und Regelung des Allradantriebs bei Traktoren*, Technische Universität München, Diss., 1997

- [45] GRAHN, M. : *Einfluß der Fahrgeschwindigkeit auf die Einsinkung und den Rollwiderstand von Radfahrzeugen auf Geländeböden*, Universität der Bundeswehr Hamburg, Diss., 1996
- [46] GREINER, W. : *Klassische Mechanik II*. Bd. 2. Harri Deutsch Verlag, 2008
- [47] GRÜNDL, A. ; HOFFMANN, B. ; RASCH, R. : *Verbesserte Axialflussmaschine*. 82319 Starnberg : Offenlegungsschrift, DE102009021703B4, 2010
- [48] GUGEL, R. ; TARASINSKI, N. : Infinitely variable PTO transmission. In: *VDI/MEG Tagung Landtechnik, VDI Verlag GmbH, Hannover (2009)*, S. 441–444
- [49] GUO, Y. ; ZHU, J. G. : Study of permanent magnet transverse flux motors with soft magnetic composite core. In: *Australasian Universities Power Engineering Conference, 2004*
- [50] GUO, Y. ; ZHU, J. G. ; WATTERSON, P. ; WU, W. : Comparative study of 3-D flux electrical machines with soft magnetic composite cores. In: *IEEE Transactions on Industry Applications* 39 (2003), Nr. 6, S. 1696–1703
- [51] HACKMANN, W. : *Systemvergleich unterschiedlicher Radnabenantriebe für den Schienennahverkehr: Asynchronmaschine, permanenterregte Synchronmaschine, Transversalfflussmaschine*, Technischen Universität Darmstadt, Diss., 2003
- [52] HACKMANN, W. ; WAGNER, B. ; ZWINGEL, R. ; DZIEDZEK, I. ; WELKE, K. : Fremderregte Synchronmaschinen im Einsatz als Achshybridantriebe. In: *ETG-Fachbericht – Internationaler ETG-Kongress 2007, 2007*
- [53] HAHN, K. : *Einsatzmöglichkeiten elektrischer Antriebe für landwirtschaftliche Maschinenkombinationen*, Universität Hohenheim, Diss., 2012
- [54] HARMS, H.-H. : Elektrische oder hydraulische Antriebe in der Landtechnik. In: *VDI/MEG Tagung Landtechnik, VDI Verlag GmbH, Garching (1998)*, S. 61–63
- [55] HARNISCH, C. : *Dynamische Echtzeitsimulation der Geländefahrt mehrachsiger Radfahrzeuge*, Universität der Bundeswehr Hamburg, Diss., 2002
- [56] HECKMANN, M. ; BERNHARDT, H. : Comparative analysis of hydrostatic and electric rear axle traction drives, including in-field-tests; Testing and evaluation of two different types of rear axle traction drives in a self-propelled forage harvester. In: *VDI/MEG Tagung Landtechnik, VDI Verlag GmbH, Hannover (2013)*, S. 137–142
- [57] HELFERT, M. : *Rotorabstürze in Wälzlager – Experimentelle Untersuchung des Rotor-Fanglager-Kontakts*, Technische Universität Darmstadt, Diss., 2009
- [58] HERLITZIUS, T. ; GROSA, A. ; HENKE, M. ; KRZYWINSKI, J. ; PAHNER, F. ; KLINGER, M. : Concept Study of a Modular and Scalable Self – Propelled Implement System – Limitations of current Tillage and Seeding Tractor – Implement Systems and Vision of future Technologie. In: *VDI/MEG Tagung Landtechnik, VDI Verlag GmbH, Hannover (2013)*, S. 37–45
- [59] HERLITZIUS, T. : Gegenwart und Zukunft der Antriebstechnik für Landmaschinen. In: *Vortrag bei der Jahreshauptversammlung des Landesverbandes Lohnunternehmen NRW e. V., Harsewinkel (2009)*
- [60] HERLITZIUS, T. ; AUMER, W. ; GEISSLER, M. : Powerpack systems and their potential for agricultural machines and implements. In: *MobilTron 2010, Mannheim (2010)*
- [61] INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION (ISO): *ISO 12933 – Agricultural traktors – Safety and performance requirements for braking*
- [62] INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION (ISO): *ISO 611:2003 Road vehicles – Braking of automotive vehicles and their trailers – Vocabulary*
- [63] INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION (ISO): *ISO 14396:2002–06 Hubkolben-Verbrennungsmotoren – Bestimmung und Messverfahren der Motorleistung – Zusätzliche Anforderungen zur Abgasprüfung nach ISO 8178*. Deutsch, Juni 2002
- [64] INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION (ISO): *ISO 6469-3:2011–12 Electrically propelled road vehicles – Safety specifications – Part 3: Protection of persons against electric shock*. Englisch, 2011
- [65] INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION (ISO): *ISO 20653:2013–02 Straßenfahrzeuge – Schutzarten (IP-Code) – Schutz gegen fremde Objekte, Wasser und Kontakt – Elektrische Ausrüstungen*. Deutsch, Februar 2013

- [66] INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION (ISO): *ISO/DIS 16230-1 Agricultural machinery and tractors – Safety of higher voltage electrical and electronic components and systems – Part 1: General requirements*. Englisch, 2014
- [67] JACKSON, A. E.: *Intelligent mobility control of a hybrid electric off-road vehicle with individual wheel control*, University of Leeds, Diss., 2003
- [68] JENNE, S. ; PÖTTER, K. ; ZENNER, H. : *Zählverfahren und Lastannahme in der Betriebsfestigkeit*. Springer-Verlag, 2012
- [69] KAPLICK, C. : *Verifikation und Bewertung fahrdynamischer Traktor-Simulationsmodelle*, Technische Universität Berlin, Diss., 1995
- [70] KARNER, J. : Development of a hybrid implement carrier. In: *4. Kolloquium: Elektrische Antriebe in der Landtechnik, Wieselburg, Österreich*, 2013
- [71] KEIL, R. : E-Premium – Höhere Spannung in landwirtschaftlichen Nutzfahrzeugen. In: *ETG-Fachbericht 113 – Elektrisch-mechanische Antriebssysteme, Böblingen (2008)*, S. 187–191
- [72] KOFFMANE, T. : *Auslegung und Modellierung einer elektrischen Radnabenantriebseinheit*. Großer Beleg, 2010. – TU Dresden, Lehrstuhl Agrarsystemtechnik, Betreut durch Dipl.-Ing. Mike Geißler und Prof. Thomas Herlitzius
- [73] KOLAR, J. W. ; DROFENIK, U. ; BIELA, J. ; HELDWEIN, M. L. ; ERTL, H. ; FRIEDLI, T. ; ROUND, S. D.: PWM Converter Power Density Barriers. In: *2007 Power Conversion Conference – Nagoya*, Institute of Electrical and Electronics Engineers, 2007, S. 9–29
- [74] KRASSER, B. : *Optimierte Auslegung einer Modularen Dauermagnetmaschine für ein Autarkes Hybridfahrzeug*, Technische Universität München, Diss., 2000
- [75] KREMSER, A. : *Elektrische Maschinen und Antriebe: Grundlagen, Motoren und Anwendungen (German Edition)*. Vieweg+Teubner Verlag, 2007
- [76] KUME, T. ; IWAKANE, T. ; SAWA, T. ; YOSHIDA, T. ; NAGAI, I. : A wide constant power range vector-controlled AC motor drive using winding changeover technique. In: *IEEE Trans. on Industry Applications* 27 (1991), Nr. 5, S. 934–939
- [77] KUTSCHENREITER, W. : Leistungsangaben bei Traktoren. In: *Neue Landwirtschaft* 8 (2004), S. 52–55
- [78] MAERZ, M. ; POECH, M. H. ; SCHIMANEK, E. ; SCHLETZ, A. : Mechatronic integration into the hybrid powertrain – The thermal challenge. In: *1th International Conference on Automotive Power Electronics (APE)*, 2006
- [79] MAIER, S. : *Adaptive Kompensation sinusförmiger Störungen im Antriebsstrang von Robotern*, Karlsruher Institut für Technologie, Diss., 2011
- [80] MÄRZ, M. ; ECKARDT, B. ; SCHIMANEK, E. : Leistungselektronik für Hybridfahrzeuge – Einflüsse von Bordnetztopologie und Traktionsspannungslage. In: *ETG Fachbericht 107, Hybridantriebstechnik – Energieeffiziente elektrische Antriebe, Internationaler ETG Kongress*, 2007, S. 83–90
- [81] MÄRZ, M. ; SCHLETZ, A. ; ECKARDT, B. ; EGELKRAUT, S. ; RAUH, H. : Power electronics system integration for electric and hybrid vehicles. In: *Integrated Power Electronics Systems (CIPS), 2010 6th International Conference on*, 2010, S. 1–10
- [82] MATHOY, A. : Abschlussbericht: Antriebsentwicklung "Coaster Gentle Mobile"/ Brusa Elektronik AG, 9466 Sennwald. 2004. – Forschungsbericht
- [83] MAY, M. : Einfluss von Wicklungstopologien auf die Energieumwandlung von PM-erregten Synchronmaschinen. In: *Jahresbericht*. Institut für Elektrische Maschinen, Antriebe und Bahnen der TU Braunschweig, 2007
- [84] MEINERS, H.-H. : Die Beanspruchung einzelner Schlepperaggregate bei unterschiedlichen landwirtschaftlichen Arbeiten. In: *Landtechnik* 39 (1984), Nr. 10, S. 438–441
- [85] MESTRUDE, J. : VOLTIS: sa particularité est dans son nom, ses caractéristiques vous électriseront. In: *Tecnomat; Pressemitteilung vom 25. Oktober (2012)*
- [86] MEYER, H. J.: Trockenlaufende Bremssysteme in Traktoren und mobilen Arbeitsmaschinen. In: *Landtechnik* 62 (2004), Nr. 2, S. 86–87
- [87] MICHEL, M. : *Leistungselektronik: Einführung in Schaltungen und deren Verhalten*. Bd. 4. Auflage. Springer-Verlag, 2008

- [88] MONTONEN, J. ; LINDH, P. ; PYRHONEN, J. : Design process of traction motor having tooth coil windings. In: *2012 XXth International Conference on Electrical Machines* (2012)
- [89] MOORE, S. : Electric plowing: IH Electrall and the Zimmerman System. In: *Farm Collector* (2001)
- [90] MÜLLER, C. ; HÄBERLE, S. ; BÖTTINGER, S. : Lastkollektive von Mähdrescherantrieben für spezifische Teilaufgaben beim Mähdrusch. In: *VDI-MEG Kolloquium Landtechnik* 70 (2013), Nr. 4, S. 158–166
- [91] MÜLLER, C. ; KALKMANN, B. ; SONTHEIM, J. : Duplex pulse controlled inverter with a film capacitor DC-link. In: *Integrated Power Systems (CIPS), 2008 5th International Conference on*, 2008, S. 1–5
- [92] MÜLLER, C. ; KALKMANN, B. ; SONTHEIM, J. : A highly innovated transversal flux motor design with integrated inverter. In: *Electric Drives Production Conference (EDPC), 2012 2nd International*, Institute of Electrical and Electronics Engineers, 2012, S. 1–6
- [93] MÜLLER, G. ; PONICK, B. : *Grundlagen elektrischer Maschinen*. Bd. 9. WILEY-VCH Verlag GmbH & Co. KGaA, 2006
- [94] MÜLLER, G. ; VOGT, K. ; PONICK, B. u. a.: *Berechnung elektrischer Maschinen*. Wiley. com, 2009
- [95] MULZER, F. : *Systematik hoch übersetzender koaxialer Getriebe*, Technische Universität München, Diss., 2010
- [96] NACKE, E. : Ein Simulationsmodell zur Analyse der Einsatz- und Leistungsparameter von Erntemaschinen. In: *Landtechnik, Sonderheft* 62 (2007), Nr. SH, S. 278–279
- [97] NAKAMURA, K. ; KATSUZAWA, Y. ; NAKAZAWA, Y. : Verfahren und Vorrichtung zur Regelung und zum Antrieb von Induktionsmotoren. In: *EP0547243B1*, 1996
- [98] NAUNHEIMER, H. ; BERTSCHE, B. ; LECHNER, G. : *Fahrzeuggetriebe: Grundlagen, Auswahl, Auslegung und Konstruktion*. Bd. 2. Bearbeitete und erweiterte Auflage. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2007
- [99] NEUNABER, M. : Vier zusätzliche Motoren sparen ein viertel Sprit. In: *Profi; Landwirtschaftsverlag GmbH* 3 (2011), S. 36–38
- [100] NIEMÖLLER, B. ; THIEL, M. : Potato harvester with an add on generator and an electric wheel drive. In: *VDI/MEG Tagung Landtechnik, VDI Verlag GmbH, Hannover* (2013), S. 151–156
- [101] NIPP, E. : *Permanent magnet motor drives with switched stator windings*, KTH Royal Institute of Technology, Stockholm, Diss., 1999
- [102] NN: *Die Dienstvorschriften der Nationalen Volksarmee NVA der DDR; Universalpioniermaschine DOK-M, Beschreibung und Nutzung: A 052/1/117*. 1976
- [103] NN: *L-1350 Loader specifications Rev 9/04*. Produktbroschüre von LeTourneau, 2004
- [104] NN: *K-SERIE S; 944K WHEEL LOADER*. Produktbroschüre von John Deere, 2015
- [105] NORÉUS, O. : Simulation of electric transmission for off-road vehicle. In: *Proceedings of the 15th International Conference of the ISTVS. Hayama, Japan September 25–29, 2005*, 2005
- [106] OSINENKO, P. : *Optimal slip control for tractors with feedback of drive torque*, Technische Universität Dresden, Diss., 2014
- [107] OTADUY, P. ; HSU, J. ; ADAMS, D. : Study of the advantages of internal permanent magnet drive motor with selectable windings for hybrid-electric vehicles / Oak Ridge National Laboratory (ORNL), Oak Ridge, TN. 2007. – Forschungsbericht
- [108] PARK, R. H.: Two-reaction theory of synchronous machines generalized method of analysis – part I. In: *Transactions of the American Institute of Electrical Engineers* 48 (1929), July, Nr. 3, S. 716–727. – ISSN 0096–3860
- [109] PICKEL, P. : *Simulation fahrdynamischer Eigenschaften von Traktoren*, Technische Universität Berlin, Diss., 1993
- [110] QUANG, N. P. ; DITTRICH, J. A.: *Vector control of three-phase AC machines: system development in the practice*. Springer-Verlag, 2008
- [111] QUANG, N. P. ; DITTRICH, J.-A. : *Praxis der feldorientierten Drehstromantriebsregelungen*. Expert-Verlag GmbH, 1999
- [112] RACKHAM, D. H. ; BLIGHT, D. P.: Four-wheel drive tractors – a review. In: *Journal of agricultural engineering research* 31 (1985), Nr. 3, S. 185–201
- [113] REITER, H. : *Verluste und Wirkungsgrade bei Traktorgetrieben*, Technische Universität München, Diss., 1990

- [114] REITER, H. : Innovative Technologie am Traktor durch Elektronikanwendung. In: *Landtechnik* 58 (2003), Nr. 3, S. 162–165
- [115] RENIUS, K. T.: Trends in tractor design with particular reference to Europe. In: *Journal of agricultural engineering research* 57 (1994), Nr. 1, S. 3–22
- [116] RENIUS, K. T.: Last- und Fahrgeschwindigkeitskollektive als Dimensionierungsgrundlagen für die Fahrgetriebe von Ackerschleppern. In: *Fortschrittsberichte der VDI-Zeitschriften* (1976), Nr. 49
- [117] RENIUS, K. T.: *Traktoren – Technik und ihre Anwendung*. BLV Buchverlag (Verlagsunion Agrar), 1987
- [118] RESCH, R. : *Leistungsverzweigte Mehrbereichsfahrertriebe mit Kettenwandlern*, Technische Universität München, Diss., 2004
- [119] RICHTLINIE 2007/46/EG DES EUROPÄISCHEN PARLAMENTS UND DES RATES: *Schaffung eines Rahmens für die Genehmigung von Kraftfahrzeugen und Kraftfahrzeuganhängern sowie von Systemen, Bauteilen und selbstständigen technischen Einheiten für diese Fahrzeuge*. September 2007
- [120] RICHTLINIE 71/320/EWG DES RATES: *Angleichung der Rechtsvorschriften der Mitgliedstaaten über die Bremsanlagen bestimmter Klassen von Kraftfahrzeugen und deren Anhängern*. Deutsch, Juli 1971
- [121] RICHTLINIE 76/432/EWG DES RATES: *Angleichung der Rechtsvorschriften der Mitgliedstaaten über die Bremsanlagen von land- und forstwirtschaftlichen Zugmaschinen auf Rädern*. Deutsch, April 1976
- [122] RINCK, S. : Hydraulische Antriebssysteme für Radlader grosser Leistung. In: *Ölhydraulik und Pneumatik* 39 (1995), Nr. 3, S. 158–167
- [123] RUFF, K. : *Fahrzeugbewegung im Gelände mit dem Simulationssystem ORIS*, Universität der Bundeswehr Hamburg, Diss., 1997
- [124] SCHÄFER, H. : Challenges of the Series Production of Electric Drive Systems. In: *9th International CTI Symposium, Innovative Automotive Transmissions, Berlin* (2009)
- [125] SCHÄFER, H. : Die Integration elektrischer Achsantriebe in Hybrid- und Elektrofahrzeuge. In: *VDI Kongress – Getriebe in Fahrzeugen, Friedrichshafen* (2009), S. 10
- [126] SCHLOTTER, V. : *Einfluss dynamischer Radlastschwankungen und Schräglaufwinkeländerungen auf die horizontale Kraftübertragung von Ackerschlepperreifen*, Universität Stuttgart, Diss., 2005
- [127] SCHMETZ, R. : Elektromechanische Traktorgetriebe. In: *LANDTECHNIK–Agricultural Engineering* 54 (1999), Nr. 2, S. 72–73
- [128] SCHREIBER, M. : *Kraftstoffverbrauch beim Einsatz von Ackerschleppern im besonderen Hinblick auf die CO₂-Emissionen*, Universität Hohenheim, Diss., 2006
- [129] SCHRÖDER, D. : *Elektrische Antriebe – Regelung von Antriebssystemen*. Bd. 3. Springer-Verlag, 2009
- [130] SCHUMACHER, A. ; HARMS, H.-H. : Potenzial von Traktormanagementsystemen mit leistungsverzweigten Getrieben. In: *Tagungsband zur Informationstagung des VDMA Hybridantriebe für mobile Arbeitsmaschinen. Karlsruhe* (2007), S. 17–29
- [131] SIMON, U. : *Rotor–Stator–Kontakt in polygonförmigen Fanglagern*, Technische Universität Carol–Wilhelmina zu Braunschweig, Diss., 2000
- [132] SINKKO, S. ; MONTONEN, J. ; TEHRANI, M. G. ; PYRHONEN, J. ; SOPANEN, J. ; NUMMELIN, T. : Integrated hub–motor drive train for off–road vehicles. In: *Power Electronics and Applications (EPE'14–ECCE Europe), 16th European Conference on IEEE*, 2014, S. 1–11
- [133] SOBOTZIK, J. ; SHI, B. : Elektrische Antriebe für Traktoren und Anbaugeräte – Ansätze und Möglichkeiten. In: *VDI/MEG Tagung Landtechnik, VDI Verlag GmbH, Karlsruhe* (2012), S. 9–14
- [134] SÖHNE, W. : Four–wheel drive or rear–wheel drive for high power farm tractors. In: *Journal of Terramechanics* 5 (1968), Nr. 3, S. 9–28
- [135] SÖHNE, W. : Beitrag zur Mechanik des Systems Fahrzeug–Boden unter besonderer Berücksichtigung der Ackerschlepper. In: *Grundlagen der Landtechnik – Konstrukteurhefte* (1963), Nr. 17, S. 5–16

- [136] SPÄTH, R. : *Dynamische Kräfte an Standardtraktoren und ihre Wirkungen auf den Rumpf*, Technische Universität München, Diss., 2004
- [137] STAUNTON, R. ; NELSON, S. ; OTADUY, P. ; MCKEEVER, J. ; BAILEY, J. ; DAS, S. ; SMITH, R. : *PM motor parametric design analyses for a hybrid electric vehicle traction drive application*. United States. Department of Energy, 2004
- [138] STODDART, N. : EL-FOREST The future – the hybrid power forwarder, with fuel consumption of 7,5 litres an hour. In: *Forestry Journal* 7 (2010), S. 20–21
- [139] STRASSENVERKEHRS-ZULASSUNGS-ORDNUNG (STVZO): *§41 Bremsen und Unterlegkeile*. Deutsch, Oktober 2012
- [140] SWAMY, M. M. ; KUME, T. ; MAEMURA, A. ; MORIMOTO, S. : Extended high-speed operation via electronic winding-change method for AC motors. In: *Industry Applications, IEEE Transactions on* 42 (2006), Nr. 3, S. 742–752
- [141] SZAJEK, A. ; SALLER, M. ; ALBRECHT, A. ; HERB, U. ; HACKNER, M. ; SCHLEICH, W. ; KROMPASS, M. : MELA–Mobile elektrische Leistungs- und Antriebstechnik für Fahrzeuge – ein offenes elektrisches Leistungsnetz für Offroad–Anwendungen. In: *VDI/MEG Tagung Landtechnik, VDI Verlag GmbH, Dresden* (2004), S. 241–246
- [142] THOMPSON, R. W.: Hub Mounted Electric Drive project at DERA and MST (UK). In: *All Electric Combat Vehicle Conference*, 1999
- [143] TRÖSTER, V. ; MÜNCH, P. ; BÖHM, B. : LIB – off-road hybrid tractor. In: *VDI/MEG Tagung Landtechnik, VDI Verlag GmbH, Hannover* (2013), S. 15–21
- [144] VAHLENSIECK, B. : *Messung und Anwendung von Lastkollektiven für einen stufenlosen Kettenwandler–Traktorfahrantrieb*, Technische Universität München, Diss., 1998
- [145] VERDE, I. : *Permanenterregte Querfluss–Synchronmaschine (QFSM) / Technische Universität Braunschweig; Institut für Elektrische Maschinen, Antriebe und Bahnen*. 2005. – Forschungsbericht
- [146] WÄLTERMANN, P. : *Der serielle Hybridantrieb: vom rechnergestützten Entwurf bis zur Hardware-in-the-Loop-Realisierung*, Universität Paderborn, Diss., 2000
- [147] WANG, F. : *Dynamische Belastbarkeit von Energieaufbereitungseinheiten für die elektrische Energieversorgung*, Universität Kassel, Diss., 2009
- [148] WERNER, U. : Rotordynamische Analyse einer Läuferexzentrizität in einer Drehfeldmaschine. In: *VDE/VDI Tagung: Elektrisch–mechanische Antriebssysteme, Fulda* (2004)
- [149] WOHL-BRUHN, H. ; CANDERS, W.-R. ; DOMANN, N. : Classification of field-weakening solutions and novel PM machine with adjustable excitation. In: *The XIX International Conference on Electrical Machines – ICEM 2010*, Institute of Electrical and Electronics Engineers, 2010, S. 1–6
- [150] WÜNSCHE, M. : *Elektrischer Einzelradantrieb für Traktoren*, Technische Universität Dresden, Diss., 2005
- [151] XUE, X.-D. ; CHENG, K. W. E. ; CHEUNG, N. C.: Selection of electric motor drives for electric vehicles. In: *Power Engineering Conference, 2008. AUPEC '08. Australasian Universities*, 2008, S. 1–6
- [152] ZERAOLIA, M. ; BENBOUZID, M. E. H. ; DIALLO, D. : Electric motor drive selection issues for HEV propulsion systems: A comparative study. In: *Vehicular Technology, IEEE Transactions on* 55 (2006), Nr. 6, S. 1756–1764
- [153] ZHANG, J. ; CHENG, M. ; CHEN, Z. : A novel stator interior permanent magnet generator for direct-drive wind turbines. In: *Electrical Machines and Systems, 2007. ICEMS. International Conference on*, 2007, S. 723–728

A Anhang

A.1 Tabellarische Systemanforderungen / Lastenheft

Tabelle A.1: Lastenheft für den dieselektrischen Einzelradantrieb - Bauumgebung

| Nr. | Anforderung | Art |
|-----|--|-----|
| 1 | Basismaschine - Rigitrac SKH 120 | F |
| 2 | Dieselmotornennleistung: 96 kW [63] (gemessene Bruttoleistung am Motor, ohne Nebenaggregate, wie Lüfter und Kühlradiator, Kühlung erfolgt über externen Kreislauf) | F |
| 3 | Verwendung des Serien-Rahmens | F |
| 4 | Verwendung der Serien-Fahrerkabine | F |
| 5 | Verwendung von Standardfelgen | W |
| 6 | Verwenden des Reifens: Michelin XeoBib VF 520/60 R28 ($r_r = 0,579 m$) | F |
| 7 | Verwenden des Felgentypes: R28 W18L | F |
| 8 | Achsschenkellenkung an allen Rädern | F |
| 9 | Einzelradaufhängung für alle Räder | F |
| 10 | Architektur des Zapfwellenantriebes beibehalten | F |
| 11 | Leermasse 4300 kg / Zulässige Gesamtmasse 7000 kg | W |
| 12 | Statische Achslastverteilung 55 : 45 | F |
| 13 | Dynamische Achslastverteilung optimal 50 : 50 | F |

Art: F...Forderung; W...Wunsch

Tabelle A.3: Lastenheft für den dieselektrischen Einzelradantrieb - Struktur

| Nr. | Anforderung | Art |
|-----|---|-----|
| 1 | Modularität von Generator und Leistungselektronik | W |
| 2 | Radnabenantrieb als Modul ausführen | F |
| 3 | Einfache Demontage der Radnabenmodule | W |
| 4 | Unterbringung des Radantriebs innerhalb der Felge | F |
| 5 | Gute Zugänglichkeit und Montage der Leistungselektronik | F |
| 6 | Verwenden von standardisierten Bauteilen | W |

Art: F...Forderung; W...Wunsch

Tabelle A.5: Lastenheft für den dieselektrischen Einzelradantrieb - Funktion

| Nr. | Anforderung | Art |
|-----|--|-----|
| 1 | Drehzahlbereich des Verbrennungsmotors: 800 – 2200 $1/\text{min}$ | F |
| 2 | Überdrehzahl des Verbrennungsmotors: 2400 $1/\text{min}$ | F |
| 3 | Wandlung der gesamten Dieselmotorleistung in Traktionsleistung | F |
| 4 | Abrufen der Dieselmotorleistung entlang der Kennlinie des optimalen Kraftstoffverbrauchs | F |
| 5 | Erfüllung des Schutzgrades IP6K7 und IP6K9K [65] | F |
| 6 | Elektrisches Bremsen als verschleißfreie Betriebsbremse | F |
| 7 | Rekuperation von Bremsenergie | W |
| 8 | Stufenlosen Fahren ohne Zugkraftunterbrechung | F |
| 9 | Geschwindigkeitsbereich des Fahrantriebs: –30 km/h bis 50 km/h | F |
| 10 | Maximal zulässige Geschwindigkeit: 55 km/h | F |
| 11 | Bereitstellung der gesamten Dieselmotorleistung an einer Achse ab 6 km/h | F |
| 12 | Aktive Rad-Boden-Schlupfbegrenzung der Räder | F |
| 13 | Elektrisches Abkoppeln der Radmotoren für den Schleppbetrieb | W |
| 14 | Elektrisches Freischalten der elektrischen Anlage für Wartungs- und Servicearbeiten | F |

Art: F...Forderung; W...Wunsch

Tabelle A.7: Lastenheft für den dieselektrischen Einzelradantrieb - Qualität

| Nr. | Anforderung | Art |
|-----|---|-----|
| 1 | Hoher Wirkungsgrad in den Hauptfahrbereichen (Referenzkurve nach RENIUS) | F |
| 2 | Dynamisches Einstellen der Fahrgeschwindigkeit/Zugkraft entsprechend des Fahrerwunsches | W |
| 3 | Ruckfreies Anfahren in der Ebene und Steigung | F |
| 4 | Automatische Haltebremse in der Steigung | W |
| 5 | Erfüllen der Anforderungen nach ISO6469 [64] | F |
| 6 | Bremsfunktionalität nach StVZO [139] | F |

Art: F...Forderung; W...Wunsch

Tabelle A.9: Lastenheft für den dieselektrischen Einzelradantrieb - Herstellung und Inbetriebnahme

| Nr. | Anforderung | Art |
|-----|--|-----|
| 1 | Getrennte Prüfung der Antriebskomponenten | F |
| 2 | Alle Radnabenantriebe identisch ausführen | F |
| 3 | Nutzung von Herstellungsverfahren entsprechend dem Stand der Technik | W |
| 4 | Baureihe für andere Geschwindigkeits- und Leistungsbereiche | W |

Art: F...Forderung; W...Wunsch

A.2 Mathematische Modellierung von Vollpol-Synchronmaschinen

Die Modellierung von Vollpol-Synchronmaschinen erfolgt nach dem Prinzip der Grundwellenverkettung unter Vernachlässigung der Verkettungsmechanismen der Oberwellenfelder zwischen Stator und Rotor [93]. Bei Bestromung der Statorwicklungen entsteht eine sinusförmige Verteilung der Induktion im Luftspalt. Die Rotorinduktion infolge der Permanentmagnete besitzt ebenso eine sinusförmige Verteilung im Luftspalt. Das resultierende magnetische Luftspaltfeld ergibt sich durch Überlagerung der beiden Grundwellen. Die Drehmomentgenerierung erfolgt durch das Grundwellenmodell des Motors.

Die Transformation der Stranggrößen in ein statorfestes kartesisches $\alpha\beta$ -Koordinatensystem unter Nutzung der Gaußschen Zahlenebene vereinfacht die Größendarstellung sowie die Berechnung. Die Aufteilung des Größenvektors erfolgt in einen realen (α) und einen imaginären (β) Anteil. Der Vektor der Stranggröße $\underline{[]}_s$ ergibt sich durch Vektoraddition der einzelnen Leitergrößen für Strom, Spannung und Fluss. Alle Größen stellen Augenblickswerte dar.

$$\begin{aligned}\underline{i}_s &= \frac{2}{3} \left(i_U + a \cdot i_V + a^2 \cdot i_W \right) = i_\alpha + j i_\beta \\ \underline{u}_s &= \frac{2}{3} \left(u_U + a \cdot u_V + a^2 \cdot u_W \right) = u_\alpha + j u_\beta \\ \underline{\psi}_s &= \frac{2}{3} \left(\psi_U + a \cdot \psi_V + a^2 \cdot \psi_W \right) = \psi_\alpha + j \psi_\beta\end{aligned}\tag{A.1}$$

Der Zeiger $a = e^{j\frac{2\pi}{3}} = e^{j120^\circ} = -\frac{1}{2} + j\frac{\sqrt{3}}{2}$ beschreibt eine äquidistante, räumliche Spulenverteilung um 120° . Dabei ist der Stator als dreisträngiges symmetrisches Drehfeldwicklungssystem mit isoliertem Sternpunkt ausgeführt, wodurch kein Strom über den Sternpunkt abfließt:

$$i_U + i_V + i_W = 0\tag{A.2}$$

Für eine Synchronmaschine gilt unter Anwendung der Raumzeigerdarstellung die Strangspannungsgleichung für das statorfeste Koordinatensystem s :

$$\underline{u}_s^s = R_s \underline{i}_s^s + \frac{d\underline{\psi}_s^s}{dt}\tag{A.3}$$

Der Statorfluss $\underline{\psi}_s^s$ ergibt sich aus der Superposition des fließenden Stromes in den Statorwicklungen und dem konstanten Anteil des Rotorflusses.

$$\underline{\psi}_s^s = \psi_s e^{j\varphi_s} = L_s \underline{i}_s^s + \underline{\psi}_M^s\tag{A.4}$$

Der Rotorfluss $\underline{\psi}_M^s$, hervorgerufen durch die Permanentmagneten, lässt sich durch eine Koordinatentransformation mit dem Rotorwinkel θ bestimmen.

$$\underline{\psi}_M^s = \psi_M e^{j\theta}\tag{A.5}$$

Mit dem Rotorwinkel θ erfolgt eine Transformation von Strom, Spannung und Fluss des Statorkoordinaten-

systems in das Rotorkoordinatensystem r .

$$\begin{aligned}\underline{i}_s^r &= \underline{i}_s^s e^{-j\theta} \\ \underline{u}_s^r &= \underline{u}_s^s e^{-j\theta} \\ \underline{\psi}_s^r &= \underline{\psi}_s^s e^{-j\theta}\end{aligned}\tag{A.6}$$

Durch Einsetzen der Transformationsvorschriften in die Gleichung A.3 ergibt sich die Spannungsgleichung für das rotorfixe Koordinatensystem:

$$\underline{u}_s^r = R_s \underline{i}_s^r + \frac{d\underline{\psi}_s^r}{dt} + j\omega \underline{\psi}_s^r\tag{A.7}$$

Der Rotorfluss $\underline{\psi}_s^r$ lässt sich durch das Einsetzen von Gleichung A.5 in Gleichung A.4 unter Anwendung der dritten Transformationsregel bestimmen.

$$\underline{\psi}_s^r = L_s \underline{i}_s^r + \psi_M\tag{A.8}$$

Dementsprechend erweitert sich die Spannungsgleichung zu:

$$\underline{u}_s^r = R_s \underline{i}_s^r + L_s \frac{d\underline{i}_s^r}{dt} + j\omega L_s \underline{i}_s^r + j\omega \psi_M\tag{A.9}$$

Die rotorfixen Statorströme und Spannungen werden mit d für den Realanteil und q für den Imaginärteil angegeben.

$$\underline{i}_s^r = i_d + j i_q\tag{A.10}$$

$$\underline{u}_s^r = u_d + j u_q\tag{A.11}$$

Die Winkelgeschwindigkeit wird mit der Motordrehzahl und der Polpaarzahl ersetzt:

$$\omega = p \omega_m\tag{A.12}$$

Die Aufteilung der Spannungsgleichung in Real- und Imaginärteil ergeben die Spannungsgleichungen für das rotorfixe Koordinatensystem.

$$\begin{aligned}u_d &= \operatorname{Re}\{\underline{u}_s^r\} = R_s i_d + L_d \frac{di_d}{dt} - L_q p \omega_m i_q \\ u_q &= \operatorname{Im}\{\underline{u}_s^r\} = R_s i_q + L_q \frac{di_q}{dt} + L_d p \omega_m i_d + \psi_M p \omega_m\end{aligned}\tag{A.13}$$

Abbildung A.1 zeigt ein Ersatzschaltbild zur Darstellung der mathematischen Zusammenhänge.

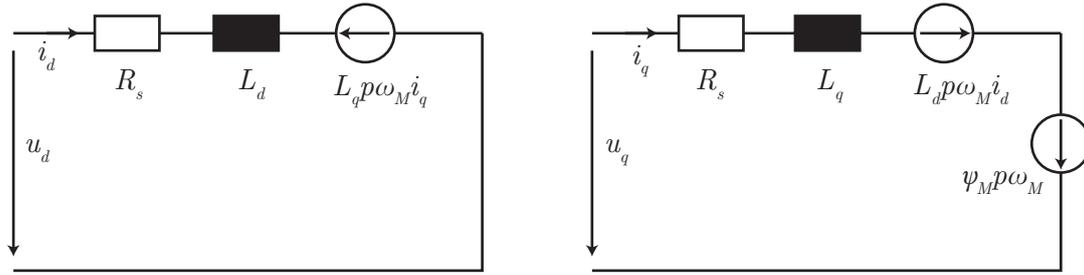


Abbildung A.1: Darstellung der Spannungsgleichungen für d- und q-Achse einer Synchronmaschine mit Permanentmagneten

Mit der Annahme $R_s \approx 0$, $\frac{di}{dt} \approx 0$ und $K_{emk} = \psi_M p$ vereinfacht sich Gleichung A.13 zu:

$$\begin{aligned} u_d &= -L_q p \omega_m i_q \\ u_q &= L_d p \omega_m i_d + K_{emk} \omega_m \end{aligned} \quad (\text{A.14})$$

Die induzierte Motorspannung U_P , auch Polradspannung, leitet sich aus der Drehzahl ω_m und der Spannungskonstante K_{emk} ab.

$$U_P = K_{emk} \omega_m \quad (\text{A.15})$$

Das Drehmoment einer dreisträngigen sinusstromgespeisten Drehfeldmaschine berechnet sich aus dem Kreuzprodukt von Strom und elektrischem Feld:

$$m = \frac{3}{2} p \left| \underline{\psi}_s \times \underline{i} \right| \quad (\text{A.16})$$

Das Drehmoment des Motors ergibt sich zu:

$$\begin{aligned} M_m &= \frac{3}{2} p (\psi_M + (L_d - L_q) i_d) i_q \\ &= \underbrace{K_t i_q}_{\text{Hauptmoment}} + \underbrace{\frac{3}{2} p (L_d - L_q) i_d i_q}_{\text{Reluktanzmoment}} \end{aligned} \quad (\text{A.17})$$

mit $K_t = \frac{3}{2} K_{emk}$

Die Leistung berechnet sich mit:

$$P_m = M_m \cdot \omega_m \quad (\text{A.18})$$

A.3 Quantifizierung der Widerstands- und Eisenverluste

Wicklungswiderstand und Wicklungsverluste

Der Strangwiderstand R_s berechnet sich aus der Strangwindungszahl N_s , der mittleren Windungslänge l_m , der Leitfähigkeit des Leiters κ und dem Leiterquerschnitt A_L .

$$R_s = \frac{N_s \cdot l_m}{\kappa \cdot A_L} \quad (\text{A.19})$$

Damit ergeben sich die Stromwärmeverluste einer dreisträngigen Maschine zu:

$$P_{VW} = 3 \cdot R_s \cdot I_s^2 \quad (\text{A.20})$$

Die harmonischen Oberwellen der Ströme sind mit einzubeziehen.

Die erforderliche Nutfläche $A_{S,N,soll}$ zur Unterbringung der Wicklung ergibt sich aus dem Leiterquerschnitt, dem geometrischen Wickelfaktor $q_w \approx 0,8 \dots 0,95$ und der Strangwindungszahl:

$$A_{S,N,soll} = \frac{1}{q_w} \cdot N_s \cdot A_L \quad (\text{A.21})$$

Die Strangwindungszahl N_s lässt sich für Einschicht- und Zweischichtwicklungen zu

$$N_s = \frac{p \cdot q \cdot N_c}{a} \quad \text{Einschichtwicklung} \quad (\text{A.22})$$

$$N_s = \frac{2p \cdot q \cdot N_c}{a} \quad \text{Zweischichtwicklung} \quad (\text{A.23})$$

bestimmen. a ist die Anzahl der parallelen Zweige je Strang und N_c die Spulenwindungszahl.

Eisenverluste

Die Ummagnetisierungsverluste P_{VU} im Eisen infolge von Hystereseverluste lassen sich mit

$$P_{VU} = k_U \cdot \nu_U \cdot m_{Fe} \quad (\text{A.24})$$

abschätzen [94]. Die gesamten Eisenverluste sind für jeden Motorabschnitt (Rücken, Zähne) zu ermitteln und zu addieren. Zur Abdeckung der Unsicherheiten bei der Abschätzung der Ummagnetisierungsverluste wird der Zuschlagsfaktor k_U eingeführt. Zur Abschätzung wird für die Zähne $k_U = 1,7 \dots 2,5$ und für den Rücken $k_U = 1,5 \dots 1,8$ vorgeschlagen [94]. Die spezifische Verlustzahl ν_U setzt sich aus den spezifischen Hystereseverlusten ν_{hyst} und den spezifischen Wirbelstromverlusten ν_{wb1} zusammen.

$$\nu_U = \nu_{hyst} + \nu_{wb1} \quad (\text{A.25})$$

mit den Verlusten durch Hystereseverluste:

$$\nu_{hyst} = \sigma_{hyst1,5} \cdot k_{hyst} \cdot \left(\frac{f}{50 \text{ Hz}} \right) \left(\frac{B_{max}}{1,5 \text{ T}} \right)^2 \quad (\text{A.26})$$

$\sigma_{hyst1,5}$...Materialkennwert der spezifischen Hystereseverluste

k_{hyst} ...Einflussfaktor zur Berücksichtigung der Gefügeänderung an den Schnittkanten infolge des Schnittprozesses und den Verlusten durch Wirbelströme:

$$\nu_{wb1} = \sigma_{wb1,5} \cdot k_{wb} \cdot \left(\frac{f}{50 \text{ Hz}}\right)^2 \left(\frac{B_{max}}{1,5 \text{ T}}\right)^2 \quad (\text{A.27})$$

$\sigma_{wb1,5}$...Materialkennwert der spezifischen Wirbelstromverluste

k_{wb} ... Zuschlagsfaktor zur Berücksichtigung der Einflussfaktoren neben der Induktionsamplitude der Grundschwingung

$\sigma_{hyst1,5}$ und $\sigma_{wb1,5}$ stellen Materialkenngrößen dar und werden von Herstellern in Datenblättern angegeben. Dabei gilt die Annahme:

$$\sigma_{hyst1,5} = (0,5 \dots 0,9) \cdot \sigma_{wb1,5} \quad (\text{A.28})$$

Die Summenverluste im Eisen sind demzufolge linear und quadratisch von der Feldfrequenz abhängig.

A.4 Leistungshalbleiter

A.4.1 Dioden

Ein essentielles Bauelement für Stromrichter sind Dioden. In Abbildung A.2 sind das Symbol und das charakteristische Kennfeld dargestellt.

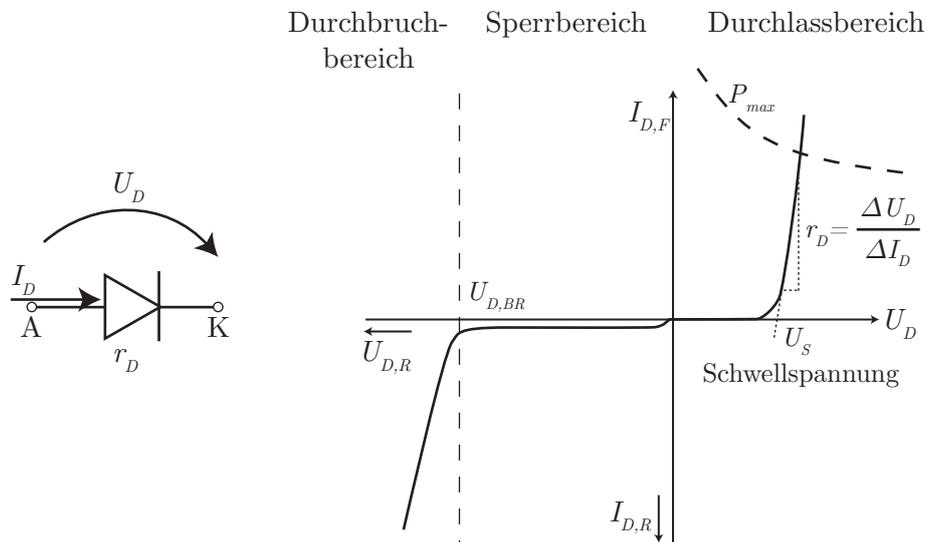


Abbildung A.2: Symbol und Kennfeld von Halbleiterdioden

Diese ist in Durchbruch-, Sperr- und Durchlassbereich unterteilt. Die begrenzenden Größen der Leistungsfähigkeit sind die Durchbruchspannung (maximale Sperrspannung) $U_{D,BR}$, der Maximalstrom I_{max} und die zulässige Verlustleistung. Der Anstieg der Durchlasscharakteristik wird durch den differentiellen Widerstand r_D angegeben. Die Verlängerung der Anstiegsgeraden ergibt die Schleusenspannung. Oberhalb der Schleusenspannung U_S befindet sich die Diode im leitenden Zustand. Der stromabhängige Spannungsabfall U_D an der Diode lautet:

$$U_D = U_S + r_D I_D \text{ für } U_D > U_S \quad (\text{A.29})$$

Die Verlustleistung der Diode ergibt sich zu:

$$P_{V,Diode} = \frac{1}{T} \int u(t) \cdot i(t) dt = U_S \cdot I_{D,AV} + r_D \cdot I_{D,rms}^2 \quad (\text{A.30})$$

mit dem Strommittelwert I_{AV} und dem Stromeffektivwert I_{rms} .

A.4.2 Insulated-Gate Bipolar Transistor (IGBT)

IGBTs sind ein- und abschaltbare Leistungsschalter, die vorzugsweise in Traktionsantrieben mit Hochvolt-Bordnetz eingesetzt werden. Das charakteristische Kennfeld ist in Abbildung A.3 dargestellt.

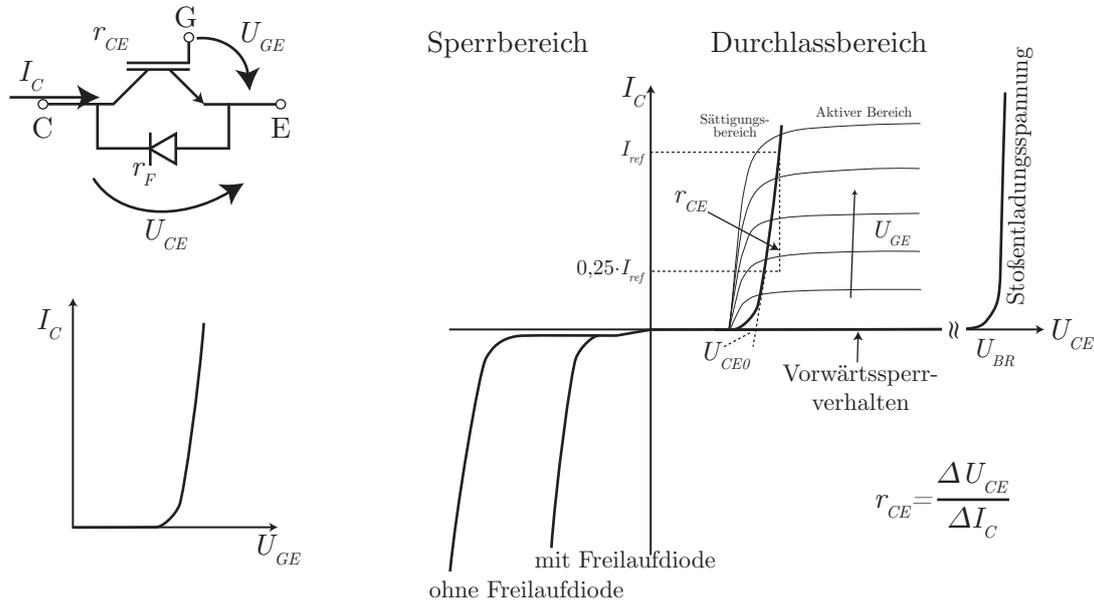


Abbildung A.3: Symbol und Kennfelder eines IGBT-Leistungshalbleiters

Dieses ist in zwei Bereiche aufgeteilt: dem Sperrbereich und dem Durchlassbereich. Ein Treiberbaustein wird zur Aktivierung des IGBTs benötigt. Dieser injiziert zu Beginn des Einschaltvorganges einen hohen Einschaltstrom, bis der IGBT leitfähig wird. Mit der Gate-Emitter-Spannung wird die Durchlasskennlinie beeinflusst. Im leitenden Zustand besitzt der IGBT einen Spannungsabfall U_{CE} . IGBTs können im aktiven und ungesättigten Zustand mit einem linearen Verhaltensmodell beschrieben werden.

$$U_{CE} = U_{CE0} + r_{CE} I_C \text{ für } U_{CE} > U_{CE0} \quad (\text{A.31})$$

Die charakterisierenden Kenngrößen sind Durchlassspannung U_{CE0} und Innenwiderstand r_{CE} . Infolge eines Stromflusses entstehen am IGBT statische Durchlassverluste.

$$P_{V,IGBT} = \frac{1}{T} \int u(t) \cdot i(t) dt = U_{CE0} \cdot I_{C,AV} + r_{CE} \cdot I_{C,rms}^2 \quad (\text{A.32})$$

Zum Abschalten wird eine negative Spannung eingepreßt. Dynamische Verluste treten während des Ein- und Abschaltens auf und lassen sich aus Strom- sowie Spannungsverlauf, Schaltdauer und Wiederholfrequenz bestimmen. Da dem IGBT anwendungsbedingt oft eine Diode antiparallel geschaltet ist, besitzt dieser in Sperrichtung die Charakteristik einer Diode.

A.4.3 Thermisches Verhalten von Leistungshalbleitern

Die Modellierung des Erwärmungsverhaltens von leistungselektronischen Bauelementen mit Kühlkörper erfolgt mit thermischen Ersatzschaltbildern [34], die den realen, physikalischen Aufbau widerspiegeln, siehe Abbildung A.4. Problematisch ist die exakte Darstellung des Temperaturverlaufes in den Materialschichten und der Modellierung des Temperaturüberganges zwischen den Schichten.

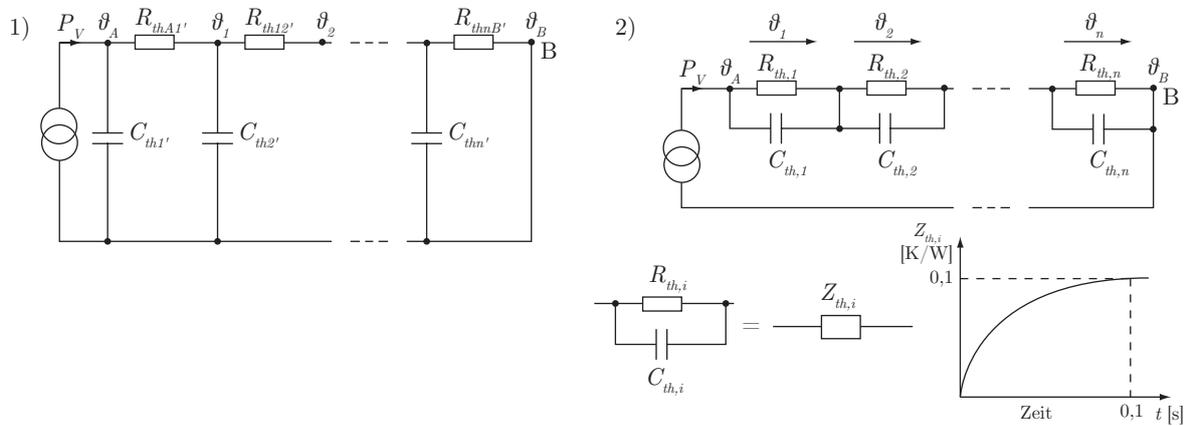


Abbildung A.4: Thermische Verhaltensmodelle: 1...Kettenbruchmodell; 2...Partialbruchmodell

Alternativ kann eine Transformation des Ersatzschaltbildes in eine Partialbruchdarstellung erfolgen, wobei die Knoten keine Schichtenfolge darstellen und somit keine physikalische Bedeutung besitzen, siehe Abbildung A.4. Die Kenndaten werden durch Messungen bestimmt und beziehen sich immer auf einen spezifischen Kühler. Die Darstellung erfolgt mit transienten Wärmewiderständen $Z_{th,i}$ unter der Voraussetzung, dass konstante Verlustleistungen vorherrschen.

$$Z_{th,i}(t) = R_{th,i} \left(1 - \exp\left(-\frac{t}{\tau_{th,i}}\right) \right) \quad (\text{A.33})$$

mit der thermische Zeitkonstante $\tau_{th,i} = R_{th,i} \cdot C_{th,i}$, dem thermischen Widerstand $R_{th,i}$ und der thermischen Kapazität $C_{th,i}$

Mit den bekannten Verlusten P_V und einer bekannten Temperatur am Knoten B (Gehäusetemperatur) lässt sich die resultierende Temperatur am Knoten A (Sperrschicht) bestimmen:

$$\vartheta_A(t) = P_V \cdot \sum_{i=1}^n Z_{th,i}(t) + \vartheta_B \quad (\text{A.34})$$

Bei transienten Belastungen wird eine Überlagerung der Temperaturverläufe durchgeführt. In Datenblättern werden typischerweise Partialbruchdarstellungen für den transienten Wärmewiderstand zwischen Sperrschicht (J...Junction) und Gehäuse (C...Case) $Z_{th,jc}$ gewählt, da der Temperaturverlauf messtechnisch erfasst wurde und der Ausdruck eindeutig ist.

Bei der Verwendung von Kühlkörpern mit einer größeren Wärmekapazität, die dem IGBT um ein Vielfaches überwiegt, ist eine Reihenschaltung der Wärmewiderstände legitim. Wird hingegen eine Flüssigkeitskühlung mit einer geringen Wärmekapazität verwendet, muss der gesamte thermische Wärmewiderstand mit einer Messung ermittelt werden.

Für RC-Glieder gilt der Zusammenhang zwischen Zeitkonstante τ und Periodendauer T :

$$T = 2\pi \cdot \tau \quad (\text{A.35})$$

Daraus lässt sich eine Verlustleistungsperiodendauer bestimmen, bei der der Leistungshalbleiter in thermische Verharrung übergeht. Die Zeitkonstante liegt für Leistungshalbleiter typischerweise im Bereich von $\tau = 0,1 \dots 1 \text{ s}$. Daraus resultiert, dass sich bereits eine Verharrung nach $t = 0,4 \dots 4 \text{ s}$ einstellt. Die dynamische Erwärmung steht in Diskrepanz zum Erwärmungsverhalten von Elektromotoren, was vor allem bei kleinen Stromfrequenzen beachtet werden muss. Die Vernachlässigung der thermischen Kapazität kann ab einer Zeit von $t \gg 4\tau$ angenommen werden.

A.5 Realisierung der Baugruppen des Einzelradantriebes

A.5.1 Elektromotor

Der Elektromotor, siehe Abbildung A.5, besteht aus einem Rotor, dem Stator und einem Lagerschild mit Kegelrollenlagern. Gelagert ist der Rotor auf einer Seite des Rotors in O-Anordnung, um ein höheres Kippmoment infolge der Kreiselmomente aufzunehmen. Die Kühlung des Stators ist als Wassermantelkühlung am Statorrücken ausgeführt. Die Kühlkanäle sind als zweigängiges Gewinde realisiert mit den geradzahligen Kanälen als Vorlauf und die ungeradzahligen Kanäle als Rücklauf. Die Umlenkung des Kühlmediums erfolgt am Lagerschild.

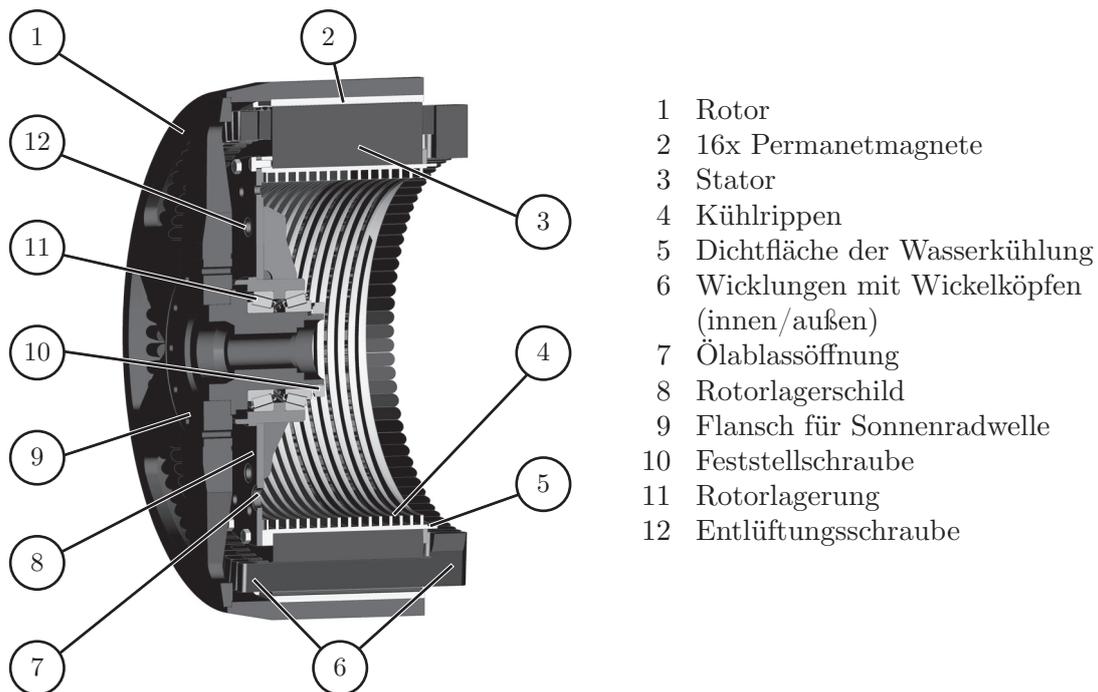


Abbildung A.5: Schnittdarstellung des Radnabenmotors

Tabelle A.11: Parameter des Radnabenmotors

| Schaltungsart | | | Stern2 | Stern1 | Dreieck |
|--|---------------------|----------------------------|--------|------------------|---------|
| Phasenwiderstand | R_{phph} | [$m\Omega$] | 484 | 242 | 81 |
| Spannungskonstante | K_{emk} | [$V/1000 \frac{1}{min}$] | 1905 | 953 | 550 |
| Drehmomentkonstante | K_t | [$\frac{Nm}{A}$] | 27,3 | 13,6 | 7,9 |
| Polpaarzahl | p | [] | | 8 | |
| Bemessungsdrehmoment | M_{nenn} | [Nm] | 2030 | 1015 | 586 |
| Nennzahl | n_{nenn} | [$1/min$] | 157 | 314 | 543 |
| Bemessungsstrom | I_{nenn} | [A] | | 74,4 | |
| Maximaldrehmoment | M_{max} | [Nm] | 3500 | 1750 | 1011,6 |
| Maximalstrom | I_{max} | [A] | | 128,3 | |
| Luftspaltdurchmesser | $d_{Luftspalt}$ | [mm] | | 509 | |
| Außendurchmesser des Rotors | $d_{R,a}$ | [mm] | | 560 | |
| Innendurchmesser des Rotors | $d_{R,i}$ | [mm] | | 510 | |
| Ständerinnendurchmesser | $d_{S,i}$ | [mm] | | 380 | |
| Ständeraußendurchmesser | $d_{S,a}$ | [mm] | | 508 | |
| Eisenlänge ohne Wickelköpfe | l_{Fe} | [mm] | | 167 | |
| Länge des Wickelkopfes der Schaltseite | $l_{WK,S}$ | [mm] | | 32 | |
| Länge des Wickelkopfes der Nicht-Schaltseite | $l_{WK,nS}$ | [mm] | | 48 | |
| Motorlänge mit Wickelköpfen | l_m | [mm] | | 247 | |
| Dauerdrehschub | $\tau_{Schub,nenn}$ | [kN/m^2] | 30 | 15 | 8,66 |
| Maximaldrehschub | $\tau_{Schub,max}$ | [kN/m^2] | 50,8 | 25,4 | 14,7 |
| Luftspaltlänge | δ | [mm] | | 1 | |
| Motormasse (Stator + Rotor) | m_m | [kg] | | 230 (= 150 + 80) | |
| Massenträgheitsmoment des Rotors | J_R | [kgm^2] | | 4,42 | |

A.5.2 Bremsmodul

Die Bremse umfasst ein Lamellenpaket und eine Bremsbetätigung. Zur Einhaltung der StVZO muss eine unabhängige Betätigung für Feststell- und Betriebsbremse vorgesehen sein. Der Betriebsbremskolben wird infolge eines Hydraulikdruckes axial verschoben. Sechs Rückzugfedern ziehen den Kolben bei abfallendem Druck wieder in seine Ausgangslage. Das Prinzip der Feststellbremse ist umgekehrt dem der Betriebsbremse. Ein Federspeicher mit 30 Druckfedern drückt dem Feststellbremskolben axial gegen die Gegendruckplatte. Zum Lüften des Lamellenpaketes muss ein Hydraulikdruck aufgebaut werden.

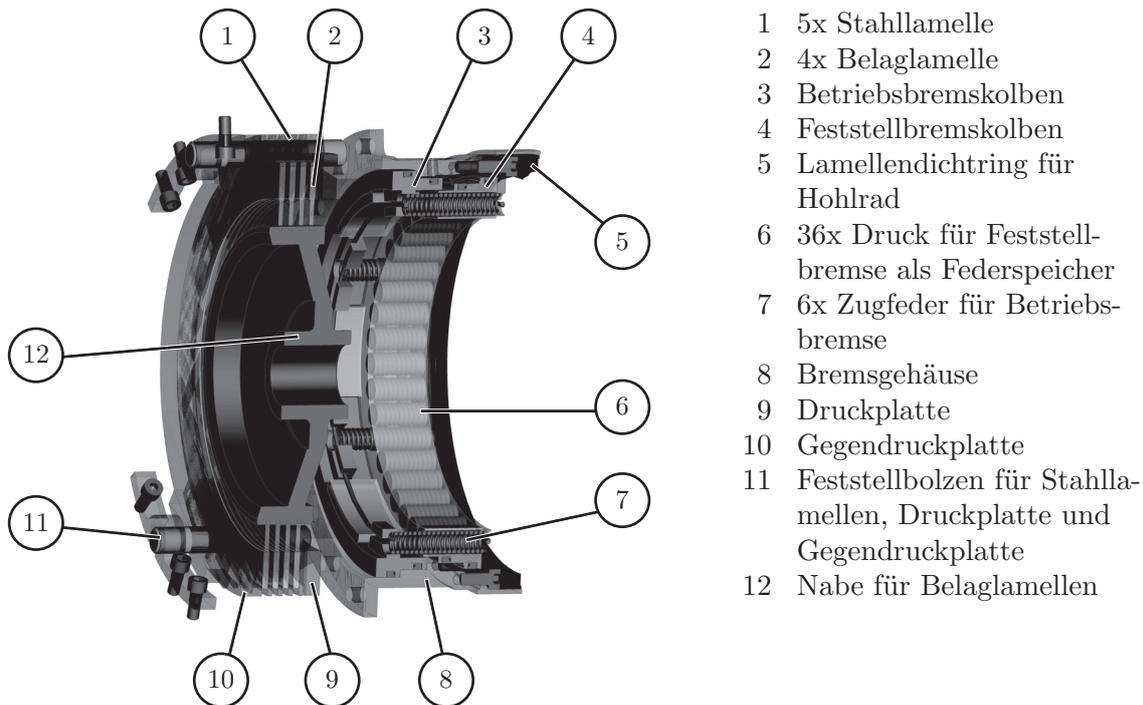


Abbildung A.6: Lamellenbremse und Bremsbetätigung

Tabelle A.12: Technische Daten der Lamellenbremse

| | | Außenlamelle | Innenlamelle |
|---|------|--|--------------------------------------|
| Werkstoff | | Stahl | Sinter |
| Anzahl pro Radantrieb | | 5 | 4 |
| Innendurchmesser - Reibfläche | [mm] | 235 | 235 |
| Außendurchmesser - Reibfläche | [mm] | 285 | 285 |
| Innendurchmesser - Scheibe | [mm] | 235 | 194 |
| Außendurchmesser - Scheibe | [mm] | 320 | 285 |
| Scheibenstärke | [mm] | 3 | 4 |
| Besonderheiten | | 60° Sinuswellung $h = 0,1 \text{ mm}$ | Waffelmuster $h = 0,5 \text{ mm}$ |
| Lüftspiel – Gesamt / pro Reibkontakt | [mm] | 3,6/0,45 | |

Tabelle A.13: Technische Daten der Bremsbetätigung

| | | Betriebsbremse | Feststellbremse |
|---|--------------------|-----------------------------|-----------------------------|
| Radbremsmoment - nominell / zulässig | [Nm] | 9800/27164* | 4554 |
| Betätigung - schließen / lüften | | hydraulisch / Federkraft | Federkraft / hydraulisch |
| Druckloser Zustand | | offen | geschlossen |
| Innendurchmesser - Kolben | [mm] | 262 | 254 |
| Außendurchmesser - Kolben | [mm] | 272 | 262 |
| Wirksame Kolbenfläche | [cm ²] | 41,94 | 32,42 |
| Nomineller Druck | [bar] | 70 | 50 |
| Nominelle Kolbenkraft beim Schließen | [kN] | 29,4 | 13,6 |
| Maximaler Hub der Bremsbetätigung | [mm] | 8 | |

*) Begrenzt durch zulässige Flächenpressung des Belagmaterials von 4 N/mm^2

A.5.3 Getriebekomponenten

Das Getriebemodul besteht aus einem Achsstummel, Planetenträger, Planetensatz, Radträger mit Radlager, Gehäuse und dem Bremsmodul. In Abbildung A.7 ist der Querschnitt des Getriebes dargestellt. Die Verbindung zwischen Achsstummel und Planetenträger ist als formschlüssige Zahnwellen-Verbindung nach DIN5480 [30] für eine hohe Drehmomentübertragung realisiert. Die axiale Sicherung erfolgt durch eine Schraubverbindung. Das Spiel der Radlager wird durch Passscheiben eingestellt.

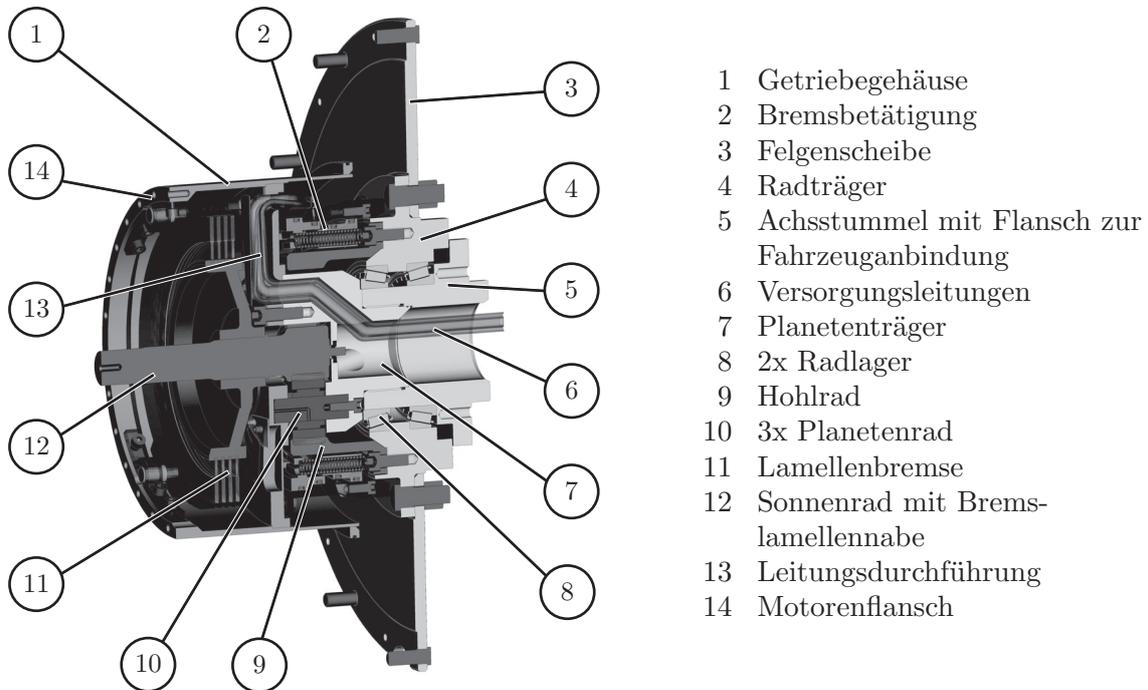


Abbildung A.7: Getriebe des Radnabenantriebes mit Bremse in Schnittdarstellung

Tabelle A.14: Getriebedaten für das Planetengetriebe

| | | Sonnenrad | Planetenrad | Hohlradscheibe |
|------------------------|------|-----------|-------------|----------------|
| Material | | 17CrNiMo6 | 18NiCrMo5 | 42CrMo4 |
| Anzahl | | 1 | 3 | 1 |
| Teilkreisdurchmesser | [mm] | 42,0 | 59,5 | 168 |
| Zahnbreite | [mm] | 28,3 | 34,9 | 39 |
| Zähnezahl | | 12 | 17 | 48 |
| Normalmodul | | 3,5 | 3,5 | 3,5 |
| Eingriffswinkel | [°] | 20 | 20 | 20 |
| Nennprofilverschiebung | | 0,787 | 0,753 | -0,993 |

A.6 Komponenten der Wicklungsumschaltung

Tabelle A.15: Parameter der Wicklungsumschaltung

| Sternpunkt-/ Freilaufdiodenmodule | | |
|-----------------------------------|-------------|-------------------------------------|
| Hersteller / Type | | Semikron SKD160/16 |
| Durchlasswiderstand | $[m\Omega]$ | max. 3 |
| Durchlassspannung | $[V]$ | 0,85 |
| Dauerstrom | $[A]$ | 205 |
| Durchbruchspannung | $[V]$ | 1600 |
| Sternpunktschalter - IGBT | | |
| Hersteller / Type | | Semikron SKM400GA12V |
| Durchlasswiderstand | $[m\Omega]$ | 2,02 |
| Durchlassspannung | $[V]$ | 0,94 |
| Dauerstrom | $[A]$ | 400 |
| Durchbruchspannung | $[V]$ | 1200 |
| Freilaufsperrdioden (FSD) | | |
| Hersteller / Type | | Semikron SKKE 162/16 |
| Durchlasswiderstand | $[m\Omega]$ | max. 1,2 |
| Durchlassspannung | $[V]$ | 0,85 |
| Dauerstrom | $[A]$ | 90 |
| Durchbruchspannung | $[V]$ | 1600 |
| Dämpferkondensator | | |
| Hersteller / Type | | Epcos FILM 2.200UF 10% 1000V-MKP |
| Anzahl | | 3 in Parallelschaltung |
| Kapazität pro Kondensator | $[\mu F]$ | 2,2 |
| Nennspannung | $[V DC]$ | 1000 |
| Mechanische Schalter | | |
| Hersteller / Type | | Kilovac EV200-HAANA |
| Spannungsbereich | $[V DC]$ | 12 – 900 |
| Dauerstrom | $[A]$ | 200 |
| Dauerstrom für 10 Sekunden | $[A]$ | 500 |
| Kontaktwiderstand bei 200 A | $[m\Omega]$ | 0,2 |
| Schaltzyklen | | 1 Million |
| Schließzeit (inklusive Prellzeit) | $[ms]$ | 15 |
| Prellzeit (nach dem Anschlagen) | $[ms]$ | 7 |
| Öffnungszeit | $[ms]$ | 12 |
| Vibrationsfestigkeit | $[G]$ | 20 |

Tabelle A.16: Parameter der IO-Erweiterung für die Wicklungsumschaltung

| | | |
|-------------------|---|------------|
| Hersteller/ Type | PEAK Systems / PCAN-MicroMod Mix3 | |
| Kommunikation | CAN mit 10 kbit/s bis 1 Mbit/s | |
| Schnittstellen | 8 digitale Eingänge ($V_h = 4 V / V_l = 2,5 V$) | |
| | 8 digitale Ausgänge (High-Side-Treiber, 350 mA Dauerstrom) | |
| Temperaturbereich | [°C] | -40 bis 85 |
| Software | Frei Parametrierbare Verknüpfung der Ein- und Ausgänge mittels Parametrierung | |
| Zykluszeit | [ms] | 1 |

A.7 Versuchsfahrzeug

Tabelle A.17: Technische Daten des Versuchsfahrzeuges

| | | |
|-----------------------------|---------------------|---|
| Fahrzeugmasse | [kg] | 6200 |
| Statische Radlastverteilung | | 50 : 50 |
| Massenträgheit eines Rades | [kgm ²] | 37,2 |
| Achsstand | [mm] | 2650 |
| Radstand | [mm] | 1920 |
| Lenkung | | Vierrad-Achsschenkellenkung |
| Fahrwerk | | Einzelradaufhängung mit hydropneumatischer Federung |
| Bereifung | | Vier identische Räder mit dem Reifentyp Michelin XeoBib VF 520/60 R28 |

Tabelle A.18: Technische Daten des Radnabenantriebsmoduls

| | | |
|---------------------------------|--------------|---------------------------------------|
| Dauerdrehmoment am Rad | [Nm] | 8120 |
| Dauerleistung | [kW] | 33 |
| ab der Drehzahl/Geschwindigkeit | [1/min/km/h] | 38,75/8,4 |
| Maximaldrehmoment | [Nm] | 14000 |
| Maximalleistung | [kW] | 44 |
| ab der Drehzahl/Geschwindigkeit | [1/min/km/h] | 30/6,5 |
| Maximaldrehzahl/Geschwindigkeit | [1/min/km/h] | 250/54,5 |
| Bremse | | Betriebs-, Feststell- und Hilfsbremse |
| Masse | [kg] | 320 |
| Felge | | R28 W18L |

A.8 Herstellerangaben zu den einzelnen Systemkomponenten

A.8.1 Dieselmotor

Tabelle A.19: Parameter des Dieselmotors

| | | |
|-------------------|----------------------------------|----------------------|
| Hersteller/ Type | Deutz TCD 2012 L04 2V C3UI96 | |
| Ansteuerung | Elektronisch via CAN-Bus (J1939) | |
| Nennleistung | [kW] | 96 nach ISO14396[63] |
| bei Motordrehzahl | [1/min] | 2200 |
| Nennmoment | [Nm] | 440 |
| Maximaldrehmoment | [Nm] | 520 |
| bei Motordrehzahl | [1/min] | 1500 – 1700 |

A.8.2 Generator

Tabelle A.20: Parameter des Generators

| | | |
|--------------------------|--|-------------|
| Hersteller/ Type | Kirsch PME 250 (BG 250/4S) | |
| Arbeitsweise | synchron, Permanent-Magnet-Erregt (PME), 12-polig, ungerregelt | |
| Nennleistung S1 [31] | [kW] | 85 |
| Nennspannung | [V] | 540 |
| Nennstrom | [A] | 105 |
| Arbeitsbereich | [1/min] | 1400 – 2000 |
| Gewicht | [kg] | 175 |
| Kühlung | Flüssigkeitskühlung | |
| Volumenstrom Kühlmittel | [l/min] | 24 |
| max. Eintrittstemperatur | [°C] | 55 |
| Baugröße (D/L) | [mm] | 451/333 |

A.8.3 Bremschopper

Tabelle A.21: Parameter des Bremschoppers

| | | |
|--------------------------------------|--|----------------|
| Hersteller/ Type | REO / BW D 330 / 20000 / 4- TS | |
| Widerstand | in Plattenbauweise | |
| Plattenzahl | 2 | |
| Arbeitsweise | Parallelschaltung, Ansteuerung durch Chopper | |
| Einschaltdauer | [%] | 100 |
| Plattennennleistung bei 100 % ED | [kW] | 20 |
| Plattenwiderstand | [Ω] | 4 |
| Plattennennstrom | [A DC] | 71 |
| Maximale Impulsleistung einer Platte | [kW] | 100 |
| Kühlung | Flüssigkeitskühlung | |
| Maße einer Platte (LxBxH) | [mm] | 346 x 603 x 52 |
| Chopper | in Schaltkasten | |
| Ansteuerung | CAN-Bus (CAN-open) | |
| IGBT-Modul | Infineon FF450R12KT4 | |

A.8.4 Stromrichter

Tabelle A.22: Parameter eines Stromrichters

| | | |
|---|---|-----------------|
| Hersteller/ Type | Semikron / SKAI 45 A2 GD12-WCI | |
| Zwischenkreisspannung | [V] | bis 800 |
| Strangstrom | [A] | 300 |
| Schaltfrequenz | [Hz] | 1 bis 20 |
| Zwischenkreiskapazität | [mF] | 1 |
| Y-Kondensatoren | [μ F] | 0,66 |
| Zwischenkreiswiderstand (DC+ - DC-) | [M Ω] | 0,33 |
| Symmetrierwiderstand (Gehäuse - DC+ / Gehäuse - DC-) | [M Ω] | 0,33 |
| Gewicht | [kg] | 13,9 |
| Masse (LxBxH) | [mm] | 475 x 244 x 109 |
| Besonderheiten | | |
| Frei Programmierbar | C-code (CodeComposer Studio) | |
| Controller | Texas Instruments / TMS320F28335 DSP | |
| Sicherheitslinie | Stromauswertung einer Interlock-Leitung | |
| Kommunikation | 2 mal CAN | |
| Digitale Ein- und Ausgänge | jeweils 2 | |

A.9 Längsdynamiksimulation bei Wicklungsumschaltung mit 25 km/h

A.9.1 Gleichzeitiges Umschalten bei 25 km/h und maximaler Zugleistung

Die Schaltpause beträgt 10 ms. Die Umschaltung der Achsen erfolgt zeitgleich.

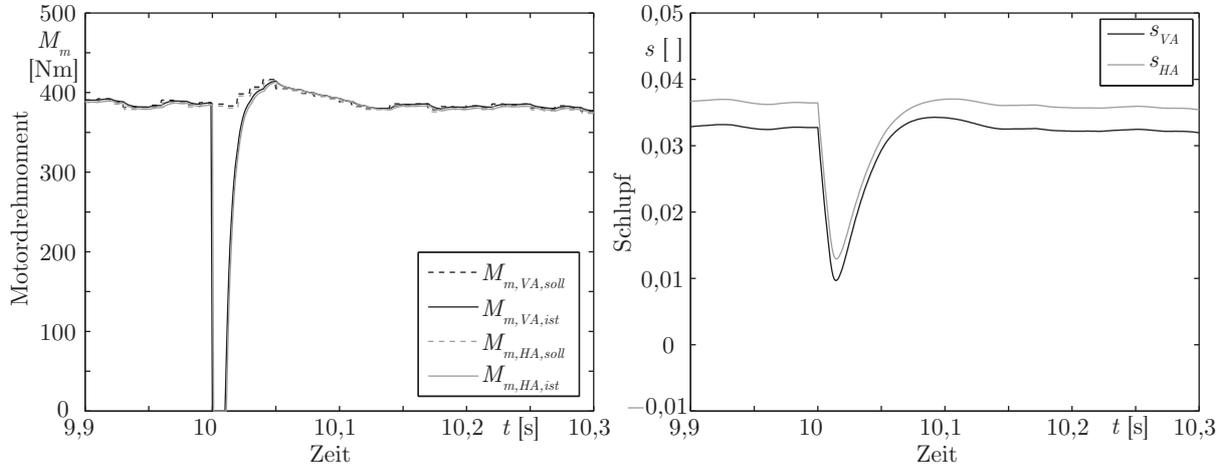


Abbildung A.8: Zeitlicher Verlauf des Motordrehmomentes und Schlupfes für gleichzeitiges Umschalten bei 25 km/h

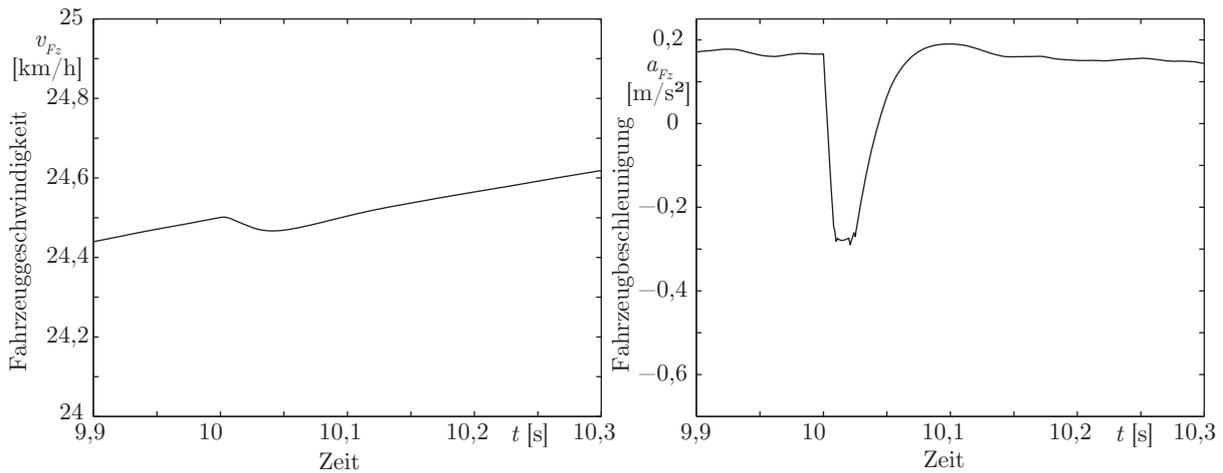


Abbildung A.9: Zeitlicher Verlauf der Fahrzeuggeschwindigkeit und -beschleunigung für gleichzeitiges Umschalten bei 25 km/h

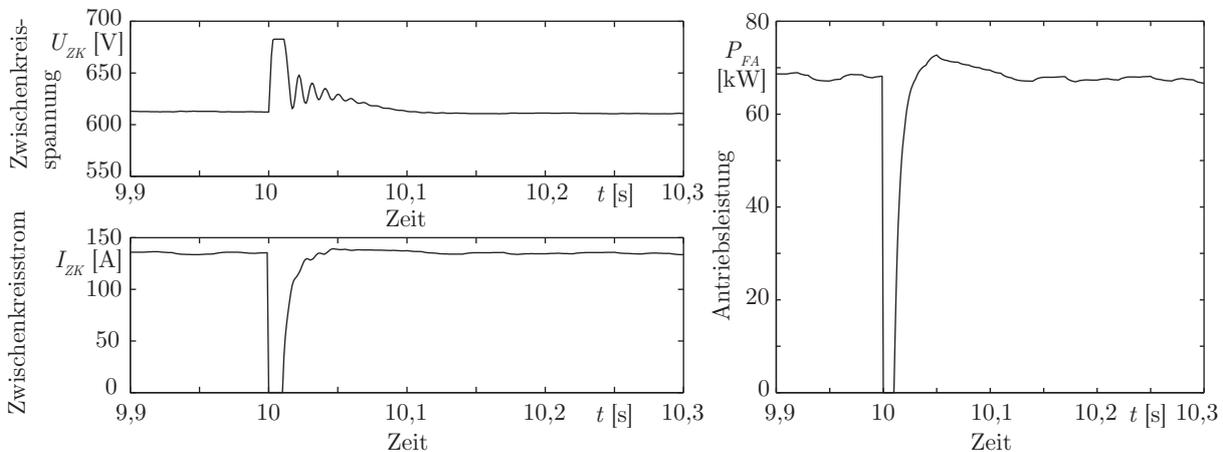


Abbildung A.10: Zeitlicher Verlauf der Zwischenkreisspannung, Zwischenkreisstrom und Fahrtriebsleistung für gleichzeitiges Umschalten bei 25 km/h

A.9.2 Achsweises Umschalten bei 25 km/h und maximaler Zugleistung

Die Schaltpause beträgt 10 ms. Die Schaltverzögerung zwischen den Achsen wurde mit 30 ms gewählt.

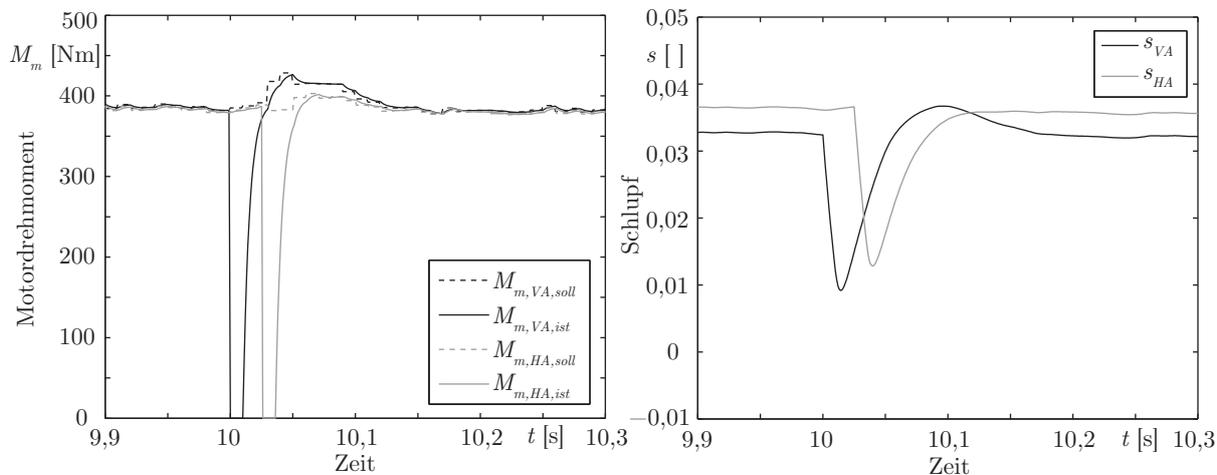


Abbildung A.11: Zeitlicher Verlauf des Motordrehmomentes und Schlupfes für achsweises Umschalten bei 25 km/h

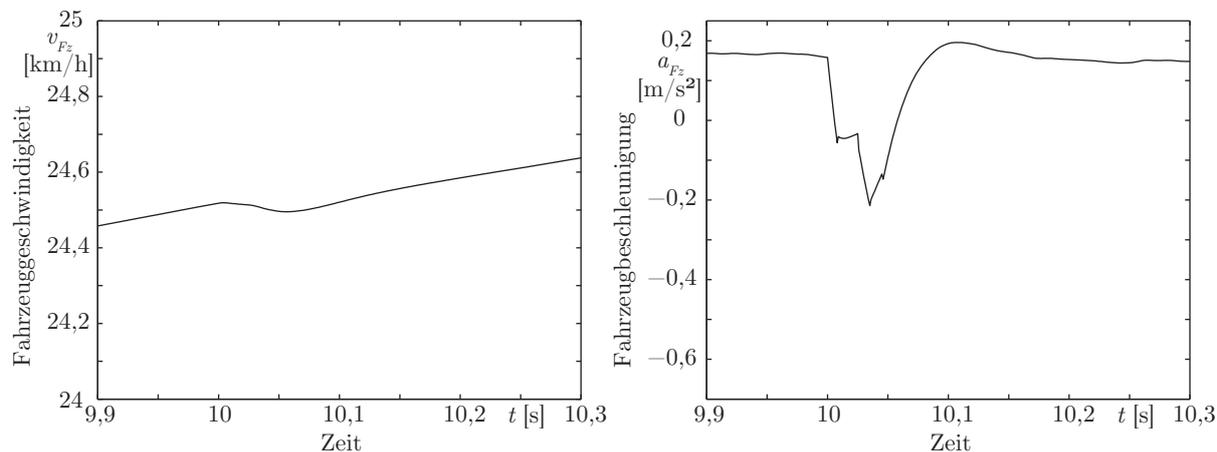


Abbildung A.12: Zeitlicher Verlauf der Fahrzeuggeschwindigkeit und -beschleunigung für achsweises Umschalten bei 25 km/h

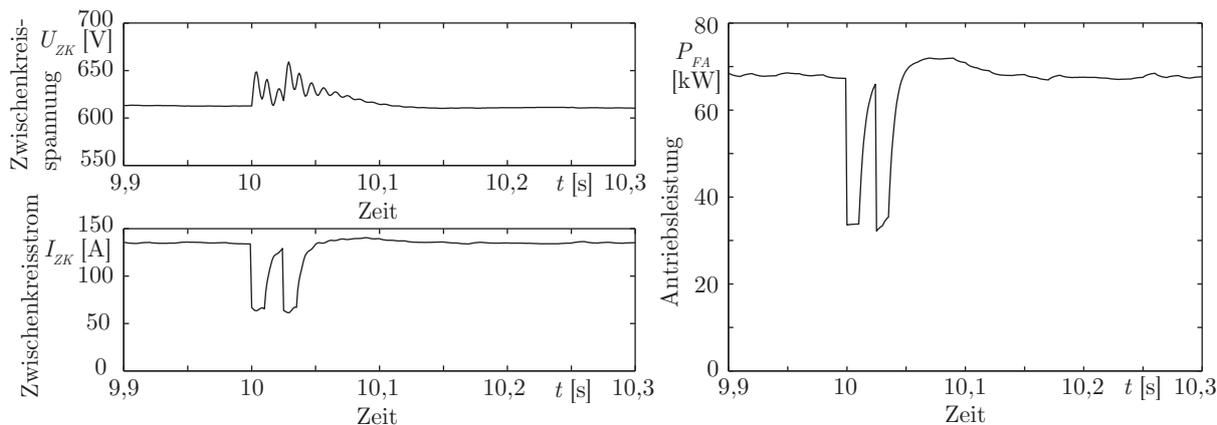


Abbildung A.13: Zeitlicher Verlauf der Zwischenkreisspannung, Zwischenkreisstrom und Fahrtriebsleistung für achsweises Umschalten bei 25 km/h

A.10 Messtechnik

Tabelle A.23: Messtechnik zur Untersuchung der Komponenten und des Antriebssystems

| Messgröße | Hersteller - Gerät | Anwendung |
|-----------------|--|--|
| Aufzeichnung | HBM ¹ - MGC Plus AB22A, 16 Kanal mit CP32A | Messgrößenaufzeichnung und -sicherung |
| | Vector - CANcaseXL | CAN-Bus Datenlogger |
| Drehmoment | HBM ¹ - T10F (1kNm) | Generatoreingangs- drehmoment |
| | HBM ¹ - T32FNA (2kNm) | Radmotordrehmoment |
| Drehzahl | Turck - Ni12U-M18-AN6X (Induktiver Sensor) | Generatordrehzahl |
| | HBM ¹ - T32FNA | Raddrehzahl |
| | Hengstler - Absolutgeber AD35 | Drehzahlgeber für Radmotor-Wechselrichter |
| Strom | LEM - Stromwandler LA 255-S | Zwischenkreisstrom |
| Spannung | LEM - Transducer LV 25-1000 | Zwischenkreisspannung |
| Temperatur | Thermoelemente PT100 | Motortemperatur, Generatortemperatur |
| Geschwindigkeit | MSO Meßtechnik und Ortung GmbH - SpeedWedge | Fahrzeuggeschwindigkeit |
| Kraft | burster präzisionsmesstechnik - Zugkraftsensor 85041 | Zugkraft |

¹Hottinger Baldwin Messtechnik GmbH

A.11 Generatordaten aus Messergebnissen

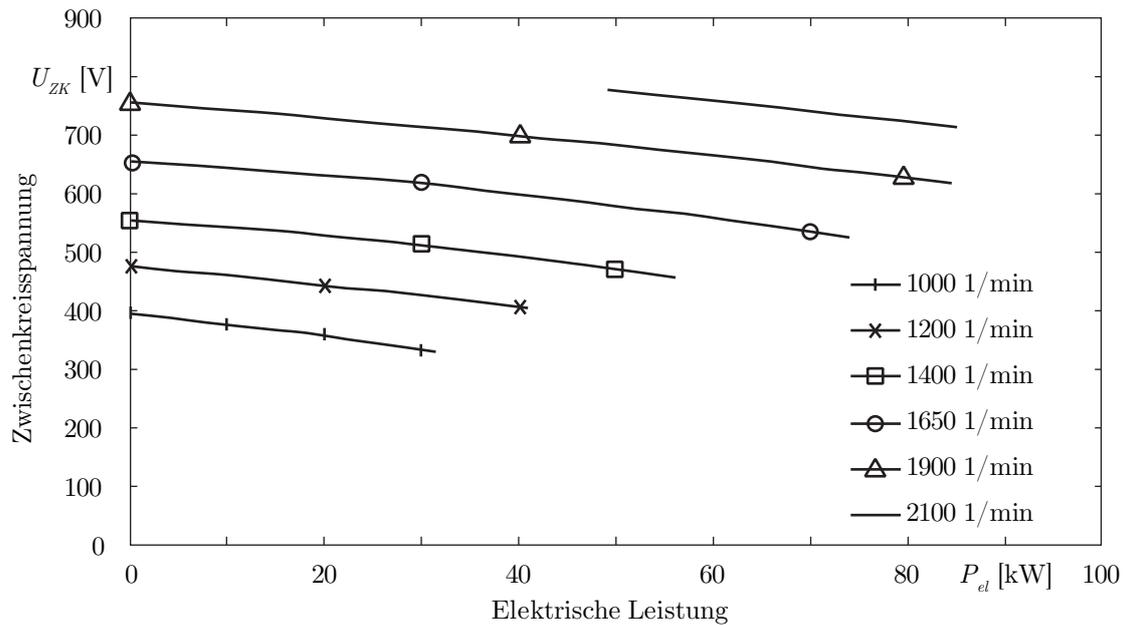


Abbildung A.14: Zwischenkreisspannung unter Belastung für unterschiedliche Drehzahlen

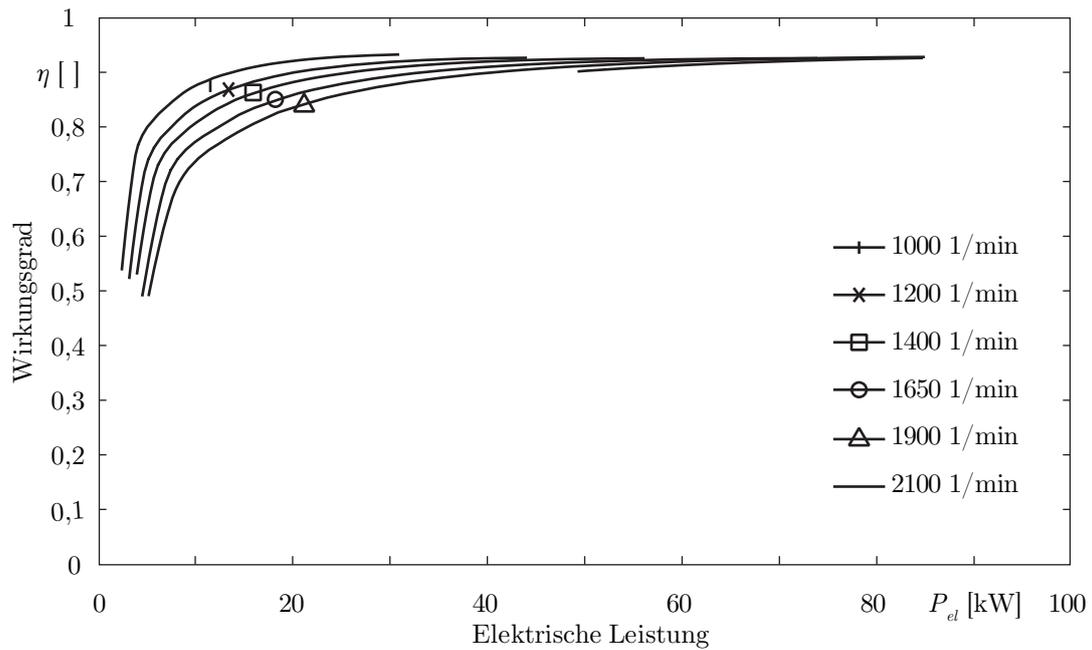


Abbildung A.15: Wirkungsgrad unter Belastung für unterschiedliche Drehzahlen

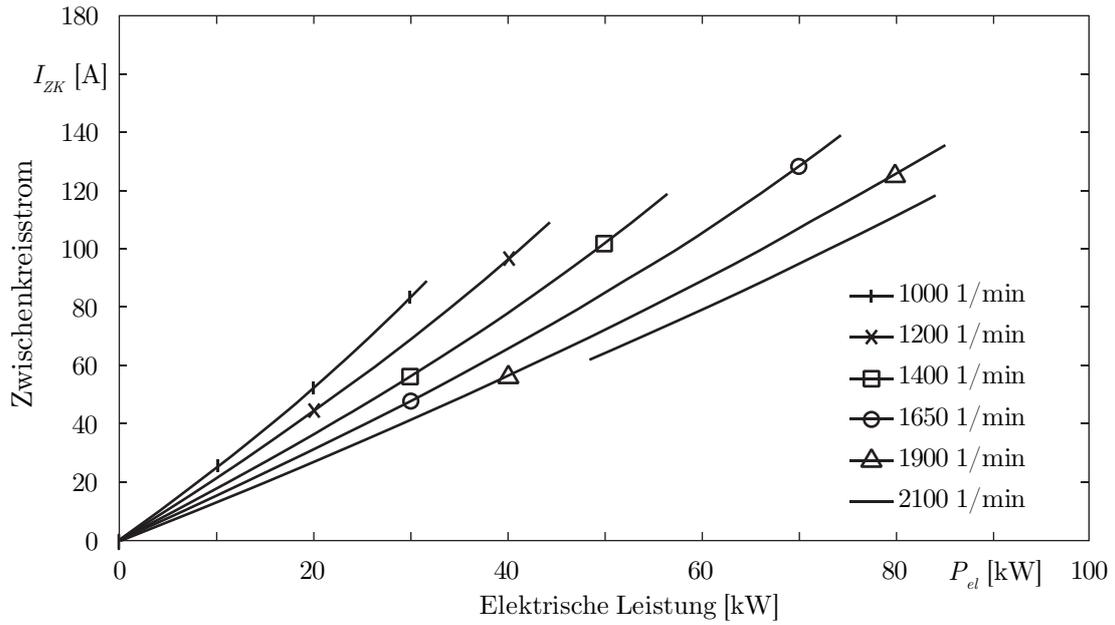


Abbildung A.16: Generatorstrom unter Belastung für unterschiedliche Drehzahlen

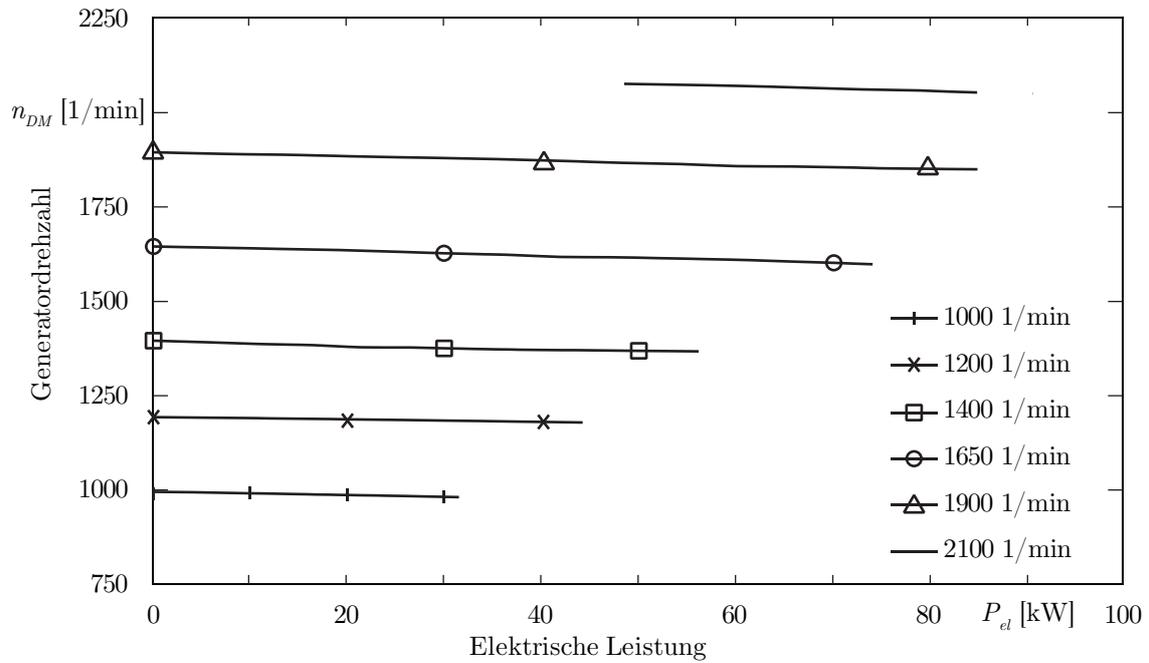


Abbildung A.17: Drehzahleinbruch der Dieselmotor-Generator-Kombination unter Belastung für unterschiedliche Drehzahlen