

TECHNISCHE UNIVERSITÄT MÜNCHEN
Lehrstuhl für Echtzeitsysteme und Robotik

Untersuchung der fahrdynamischen Potenziale eines elektromotorischen Traktionsantriebs

Robert Syrnik

Vollständiger Abdruck der von der Fakultät der Informatik der Technischen Universität München zur Erlangung des akademischen Grades eines

Doktors der Naturwissenschaften (Dr. rer. nat.)

genehmigten Dissertation.

Vorsitzender: Univ.-Prof. Dr. rer. nat. habil. Hans Michael Gerndt

Prüfer der Dissertation: 1. Univ.-Prof. Dr.-Ing. habil. Alois Knoll

2. Prof. Dr.-Ing. Gernot Spiegelberg

Die Dissertation wurde am 08.01.2015 bei der Technischen Universität München eingereicht und durch die Fakultät für Informatik am 14.05.2015 angenommen.

Zusammenfassung

Elektromotorische Antriebe zeichnen sich innerhalb der Fahrzeuge als präzise und schnell regelbare Systeme aus. Ihre Anwendung als Traktionsantriebe verspricht neue Freiheitsgrade mit einer in der Disziplin der Regelung der Radgeschwindigkeiten bisher noch nicht dagewesenen Qualität. Dadurch kann ihr Einsatz einen Beitrag zur Steigerung der aktiven Fahrsicherheit zukünftiger Fahrzeuge leisten. Die Ausschöpfung dieser Freiheitsgrade erfordert eine domänenübergreifende und koordinierte Zusammenarbeit der Entwickler aus den Bereichen des Antriebs und der Bremsen, neue Konzepte der Schwingungsdämpfung des Antriebsstrangs, sowie die Eliminierung der heute nur situationsabhängigen Verfügbarkeit des elektromotorischen Bremsens.

Durch Lösung dieser Herausforderungen zeigt diese Arbeit eine Möglichkeit den elektromotorischen Antriebsstrang als festen Bestandteil für das Bremsen zu etablieren. Das im Rahmen dieser Arbeit erarbeitete Konzept schlägt eine Verlagerung der zeitkritischen Regelaufgaben in die Leistungselektronik vor. Dadurch kann unter Einhaltung der heutigen Steuergerätearchitektur eine höhere Ausnutzung des Dynamikpotenzials des elektromotorischen Antriebs erreicht werden. Durch ein Zusammenspiel des Antriebsstrangs, der Reibbremsen und der Fahrdynamikregelsysteme können bislang ungelöste Schwächen des rekuperativen Bremsens behoben und zusätzlich die dynamische Leistungsfähigkeit derzeitiger Brems- und Antriebssysteme erhöht werden. Die Implementierung eines dämpfenden Algorithmus in der Leistungselektronik verhindert dabei zuverlässig die Drehschwingungen des Antriebsstrangs und bietet die Grundlage für eine Erhöhung der Systemdynamik. Die Ergänzung des elektrischen Antriebsstrangs um einen elektrischen Widerstand beseitigt das Defizit der bislang nur situationsabhängigen Verfügbarkeit des Traktionsantriebs zum Bremsen und ermöglicht zu jeder Zeit die volle Ausschöpfung des Potenzials der Elektromotoren als Bremssystem.

Abstract

Electric actuators are characterized by accurate and quickly response. Their use as traction drives promises new degrees of freedom within the discipline of controlling the wheel speeds of passenger cars hitherto unprecedented quality. Hence their use can contribute to increase the active safety of future vehicles. The exploitation of these capabilities requires a cross-divisional and coordinated cooperation of the development in the areas of drive and brakes, new concepts of vibration damping of the drive train and the elimination of todays only situation-dependent availability of the electromotive braking.

By solving these challenges, this work shows a way to establish the electric drive train as an integral part for braking. The concept developed within this thesis proposes a shift of the time-critical control applications to the power electronics. In compliance with the present control architectures the concept promises a higher utilization of the dynamic potential of the electromotive drive. The interaction of the power train, the friction brakes and the vehicle dynamic control systems can remedy the identified weaknesses of present recuperative braking systems and additionally increase the dynamic capabilities of current drive and brake systems. The present situation-dependent availability of the electromotive braking leads to a lack of interest in cross-functional use of the electric drive train. The supplementation of the electric power train with an electric resistance eliminates the deficit of the so far only situation-dependant usage of the traction drive for braking and allows the full exploitation of the potential of the electric motors as braking system at any time.

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand am Lehrstuhl für Echtzeitsysteme und Robotik der Technischen Universität München, während meiner Beschäftigung in der zentralen Vorentwicklung von Continental Automotive GmbH in Regensburg. Die Arbeit befasst sich mit den bislang noch ungenutzten Möglichkeiten heutiger, elektromotorischer Antriebsstränge. Die Validierung der disziplinübergreifenden Arbeit erfordert einen Testträger, der eine Anpassung der Antriebs-, Inverter- und Bremsenregelung zulässt. Für die Möglichkeit derart spezielle Testträger für meine Untersuchungen zu nutzen, sowie für die freundliche und wohlwollende Unterstützung bin ich meinen Vorgesetzten und meinen Kollegen zum Dank verpflichtet.

Mein besonderer Dank gilt dem Lehrstuhlleiter Herrn Professor Dr. Alois Knoll für das der Arbeit entgegengebrachte Interesse sowie die Übernahme des Hauptreferats. Ohne seinen wertvollen, akademischen Rat wäre diese Arbeit nicht entstanden.

Herrn Professor Dr. Gernot Spiegelberg danke ich für die freundliche und reibungslose Übernahme des Korreferates. In seiner früheren Rolle als Leiter der Strategy and Technology Gruppe bei Siemens VDO Automotive in Regensburg und damit als mein früherer Vorgesetzter hat er mich nicht nur zur Arbeit an diesem Thema inspiriert, sondern im Laufe der Jahre ihr Gelingen mit zahlreichen fachlichen und persönlichen Ratschlägen und wertvollen Anregungen gefördert.

Eine herausragende Stellung in jeglicher Hinsicht nehmen Akos Semsey und Professor Dr. Armin Arnold ein. Gerne möchte ich mich bei ihnen für die immer ziel führenden Diskussionen, die so manche thematische Wende in meine Dissertation brachten, bedanken. Ihre wegweisenden und kreativen Ideen haben wesentlich zum Erstellen der Arbeit beigetragen.

Regensburg, 26 Juli 2015

Robert Syrnik

Inhaltsverzeichnis

Abbildungsverzeichnis	vii
Tabellenverzeichnis	xi
1 Fahrzeugindustrie auf dem Weg zur Elektromobilität	1
1.1 Zielsetzung	5
1.2 Bekannte Untersuchungen	5
1.3 Aufbau dieser Arbeit	8
2 Elektrischer Antriebsstrang	11
2.1 Heutige Antriebskonzepte	11
2.1.1 Zentralmotorantrieb	12
2.1.2 Mehrmotorenantrieb	13
2.1.2.1 Radnaher Antrieb	14
2.1.2.2 Radnabenantrieb	15
2.1.3 Antriebsmischformen	17
2.1.4 Elektrischer Antrieb mit Range Extender	17
2.2 Komponenten des elektrischen Antriebsstrangs	17
2.2.1 Energiespeicher	19
2.2.2 Elektrische Traktionsmotoren	23
2.2.3 Leistungselektronik	28
2.2.4 Drehmomentgenauigkeit des elektromotorischen Antriebs	31
2.3 Entwicklungsstand heutiger Bremssysteme	32
2.3.1 Hydraulisches Bremssystem	36
2.3.2 Elektrohydraulisches Bremssystem	39
2.3.3 Elektromechanisches Bremssystem	41

INHALTSVERZEICHNIS

3	Versuchsfahrzeug	43
4	Fahrdynamische Möglichkeiten und Herausforderungen durch den Einsatz elektrischer Traktionsantriebe als Bremssystem im Pkw	47
4.1	Rolle des elektrischen Antriebsstrangs in heutigen Bremssystemen	48
4.2	Regelungstopologie heutiger elektrisch angetriebener Fahrzeuge	49
4.3	Potenzial eines elektrischen Antriebsstrangs als Bremssystem	52
4.4	Technologische Grenzen und Herausforderungen der elektromotorischen Bremsung	54
4.4.1	Aufhebung der Drehmomentgrenzen	55
4.4.2	Aufhebung der Leistungsgrenzen	58
4.4.3	Reproduzierbarkeit von Verzögerungen beim Lösen des Fahrpedals	64
5	Adaption der Funktionsarchitektur an die Dynamik des Traktionsantriebs	69
6	Aktive Schwingungsdämpfung des elektrischen Antriebsstrangs	73
6.1	Schwingung des elektrischen Antriebsstrangs	73
6.2	Integration eines Dämpfungsalgorithmus in die Leistungselektronik	82
6.3	Untersuchungen des Dämpfungsalgorithmus im Versuchsfahrzeug	84
6.4	Potenziale durch die Integration der aktiven Schwingungsdämpfung des Antriebsstrangs	88
6.4.1	Erhöhung der Dynamik der Antriebsregelung	88
6.4.2	Elektromotorische Bremsung bis zum Stillstand	92
6.4.3	Kooperative Bremsung bis zum Stillstand	93
7	Überlagernde Drehzahlregelung	95
7.1	Identifikation der kritischen Regelaufgabe	95
7.2	Integration einer überlagernden Drehzahlregelung in die Leistungselektronik . . .	98
7.3	Berechnung der Vorgaben	100
7.4	Entwurf des Reglers	106
7.5	Untersuchung der Stabilität der Regelung	108
7.6	Praktische Untersuchung der überlagernden Drehzahlregelung	118
7.6.1	Verhinderung des Zurückrollens bei Fahrzeugstillstand	118
7.6.2	Berghaltfunktion	121
7.6.3	Radschlupfregelung	125
7.6.3.1	Untersuchung der elektromotorischen Bremsschlupfregelung im Versuchsträger	127

7.6.3.2	Simulative Untersuchung der elektromotorischen Bremsschlupfregelung	130
7.6.3.3	Untersuchung der elektromotorischen Regelung des Antriebschlupfs im Versuchsträger	136
8	Zusammenfassung	139
A	Appendix	143
A.1	Zeitfolge beim Bremsvorgang	143
A.2	Verteilung der Längsbeschleunigung	144
A.3	Regensburger Stadtzyklus	145
A.4	Werkzeugkette und Simulationsmodell	145
A.5	Zusätzliche Ergebnisse der aktiven Schwingungsdämpfung des Antriebsstrangs . .	149
A.6	Berghaltfunktion - zusätzliche Ergebnisse	150
A.7	Elektromotorische Bremsschlupfregelung - zusätzliche Ergebnisse	152
	Literaturverzeichnis	155

INHALTSVERZEICHNIS

Abbildungsverzeichnis

1.1	Fahrzeugbestand elektrischer Fahrzeuge in Deutschland; aus [1], [2], [3], [4]	2
1.2	Basisbedürfnis der Mobilität in Deutschland im Jahr 2008 [5]	3
1.3	Elektromotorisch angetriebene Fahrzeuge auf dem europäischen Markt	4
2.1	Schematische Darstellung möglicher Ausführungsvarianten des Zentralmotorkonzepts	12
2.2	Schematische Darstellung einer möglichen Ausführungsvariante des radnahen Antriebs	14
2.3	Schematische Darstellung einer möglichen Ausführungsvariante des Radnabenantriebs	15
2.4	Der elektrische Antriebsstrang	18
2.5	Maximaler Lade- und Entladestrom einer Traktionsbatterie in Abhängigkeit von der Temperatur, in Anlehnung an [6]	22
2.6	Maximaler Lade- und Entladestrom einer Traktionsbatterie in Abhängigkeit vom Ladezustand, in Anlehnung an [6]	22
2.7	Vergleich der Lieferkennfelder eines Elektromotors mit einer Verbrennungskraftmaschine, ohne bzw. nach Getriebeübersetzung	24
2.8	Blockstruktur der Regelung einer Synchronmaschine	30
2.9	Beispielhafter Verlauf einer ABS Bremsung	35
2.10	Sprungantwort einer hydraulischen PKW-Bremse	37
2.11	Grundprinzip eines hydraulischen Bremssystems	38
2.12	Grundprinzip eines elektrohydraulischen Bremssystems	39
2.13	Grundprinzip eines elektromechanischen Bremssystems	41
3.1	Renault Fluence Z.E, in Anlehnung an [7]	43

ABBILDUNGSVERZEICHNIS

3.2	Zeitliches Stellverhalten des Elektromotors	45
4.1	Vereinfachte Architektur heutiger elektromotorisch angetriebener Fahrzeuge zur freien Aufteilung der Bremskräfte	50
4.2	Drehmomentenverlauf bei einer Bremsung mit trivialer Regelarchitektur	51
4.3	Verlauf der Radgeschwindigkeiten bei einer kooperativen Bremsung mit trivialer Regelarchitektur	52
4.4	Typische Verzögerungsverteilung beim Bremsen von Fahrzeugen mit voreingestellter Rekuperation auf 1 m s^{-2}	56
4.5	Bremsmoment in Abhängigkeit von Fahrzeugverzögerung und Gewicht	57
4.6	Prinzipskizze einer kooperativen Bremsenregelung an der PKW Hinterachse . . .	59
4.7	Ideale Bremsleistungsverteilung auf die Vorder- und Hinterachse bei einer Vollbremsung	60
4.8	Bremsleistungsniveau bei einer Verzögerung von $0,3 \text{ g}$	61
4.9	Bremswiderstand mit integriertem Bremschopper der Firma REO	63
4.10	Integration des Bremschoppers und des Bremswiderstandes in den elektrischen Kreis	64
4.11	Fahrpedalkennlinie für erhöhte Rekuperation im Elektrofahrzeug	66
4.12	Fahrpedalkennlinie des Versuchsfahrzeugs	66
4.13	Einschränkung der elektromotorischen Verzögerung durch den Ladezustand . . .	67
4.14	Einschränkung der elektromotorischen Verzögerung durch die Batterietemperatur	68
5.1	Regelzeitoptimierte Steuergerätearchitektur des Antriebsstrangs eines Elektrofahrzeugs [8]	70
5.2	Verlagerung zeitkritischer Regelaufgaben in den Inverter	71
6.1	Motoraufnahme eines elektrischen Fahrzeugs	74
6.2	Drehmomentstütze zur Aufnahme der Drehmomente	75
6.3	Schwingung des Strangs bei sprunghafter Änderung des Drehmoments	77
6.4	Kennlinien der Gummielemente	78
6.5	Regelkreis des Antriebsstrangs	79
6.6	Vergleich der gemessenen und simulierten Schwingungen	81
6.7	Integration einer aktiven Dämpfung in die Leistungselektronik	82
6.8	Integration des AJ-Algorithmus in den Regelkreis	83

6.9	Simulierten Ergebnisse der Schwingungsdämpfung	84
6.10	Vergleich der gedämpften und ungedämpften Schwingung	84
6.11	Motorschwingungen beim Anfahren mit geringem Moment	85
6.12	Vergleich der Frequenzen beim Anfahren mit geringem Moment	86
6.13	Motorschwingung beim Anfahren mit mittlerem Moment	86
6.14	Vergleich der Frequenzen beim Anfahren am Hügel	87
6.15	Regelarchitektur eines Antriebsreglers	89
6.16	Einfluss des Fahrbarkeitsfilters auf die Realisierung des Fahrerwunsches	90
6.17	Verlauf der Antriebsanforderung in Abhängigkeit zur aktiven Dämpfung	91
6.18	Elektromotorische Bremsung bis zum Stillstand	92
6.19	Kooperative Bremsung bis zum Stillstand	93
7.1	Auf ein Fahrzeug wirkende Kräfte und Momente zu Beginn einer μ -split Bremsung	96
7.2	Blockschaltbild einer erweiterten Drehmomentregelung einer Drehstromsynchron- maschine	99
7.3	Arbeitsbereich der überlagernden Drehzahlregelung	100
7.4	Regelarchitektur der erweiterten Antriebsregelung	102
7.5	Kraftschluss-Schlupf-Kurven unterschiedlicher Reibwertpaarungen	103
7.6	Regelung des Schlupfs auf einen konstanten Wert	104
7.7	Drehzahlgrenzen	105
7.8	Überlagernde Drehzahlregelung	107
7.9	Vereinfachter Regelkreis des elektromotorischen Antriebs	108
7.10	Ortskurve des Frequenzgangs des offenen Regelkreises im instabilen Bereich der Kraftschluss-Schlupf-Kurve für unterschiedliche Reglereinstellungen	112
7.11	Vergrößerung der Ortskurve des Frequenzgangs im Bereich des kritischen Punktes	114
7.12	Nyquistdiagramm des Frequenzgangs des offenen Regelkreises am Maximum der Kraftschluss-Schlupf-Kurve für unterschiedliche Reglereinstellungen	115
7.13	Nyquistdiagramm des Frequenzgangs des offenen Regelkreises im stabilen Bereich der Kraftschluss-Schlupf-Kurve für unterschiedliche Reglereinstellungen	116
7.14	Nyquistdiagramm des Frequenzgangs des offenen Regelkreises in Abhängigkeit von der Steigung der Reifenkennlinie	117
7.15	Arbeitspunkt des elektromotorischen Antriebs beim Anhalten	119
7.16	Vergleich zweier kooperativer Abbremsungen bis zum Stillstand	120

ABBILDUNGSVERZEICHNIS

7.17	Erforderliches Haltemoment an Steigungen	122
7.18	Arbeitspunkt des Berghalteassistenten beim Anhalten aus Vorwärtsfahrt	124
7.19	Verlauf der Werte des PID-Reglers beim Anhalten an einer Steigung	125
7.20	Arbeitspunkt des Antriebs bei elektromotorischem Bremsen	127
7.21	Verlauf der Werte des PID-Reglers bei elektromotorischem Bremsen	128
7.22	Reaktion des Systems auf eine Reibwertstörung	129
7.23	Auswirkungen einer Störgröße auf die Regelung	129
7.24	Einfluss einer Störgröße auf den Verlauf der Werte des PID-Reglers	130
7.25	Architektur der koordinierten, kooperativen Bremsenregelung	132
7.26	Simulative Untersuchung der kooperativen Regelung zweier Bremssysteme	134
7.27	Vergleich der Kompensationsmöglichkeit eines Reibwertsprungs durch unterschiedliche Regeltopologien	135
7.28	Arbeitspunkt des Antriebs bei elektromotorischer Antriebsschlupfregelung	137
7.29	Verlauf der Werte des PID-Reglers bei der Antriebsschlupfregelung	137
A.1	Zeitfolge beim Bremsvorgang	144
A.2	Verteilung der Längsbeschleunigung in Fahrsituationen „Autobahnkreuz“ und „Landstrasse“ [9]	144
A.3	Regensburger Stadtzyklus	145
A.4	UML-Diagramm der Erstellung und Erprobung der Software des Antriebsreglers	146
A.5	UML-Diagramm der Erstellung und Erprobung der Software der Leistungselektronik	147
A.6	Kraftschluss-Schlupf-Kurven des Simulationsmodells	148
A.7	Motorschwingung beim Rückwärtsanfahren an einer Steigung	149
A.8	Vergleich der Frequenzen beim Handling an einer Steigung	150
A.9	Dämpfung einer eingeschwungenen Schwingung	150
A.10	Arbeitspunkt des Berghalteassistenten beim Anhalten aus Rückwärtsfahrt	151
A.11	Elektromotorische Bremsschlupfregelung	152
A.12	Elektromotorische Bremsschlupfregelung 2	153
A.13	Elektromotorische Antriebsschlupfregelung	153

Tabellenverzeichnis

7.1	Einstellwerte des PIDT ₁ -Reglers	111
7.2	Einstellwerte des PI-Reglers	111

Kapitel 1

Fahrzeugindustrie auf dem Weg zur Elektromobilität

Steigendes Umwelt- und Kostenbewusstsein der Kunden in Verbindung mit kontinuierlich strenger werdenden Reglementierungen und Vorgaben zur Verminderung des Emissionsausstoßes beleben ein Interesse der Automobilhersteller, den Verbrauch und die Emissionen ihrer Fahrzeugflotte weiter zu senken. Konventionelle Fahrzeuge, also Fahrzeuge welche ausschließlich mit Otto- und Dieselmotoren betrieben werden, sowie deren Komponenten, sowohl innerhalb als auch außerhalb des Antriebsstrangs, werden vor diesem Hintergrund stetig weiter entwickelt und verbessert. Zugleich erzwingen die immer knapper werdenden fossilen Brennstoffe eine Neuausrichtung der Automobilhersteller im Segment des Antriebskonzepts. Sowohl neue, alternative Antriebskonzepte werden entwickelt und erforscht als auch frühere Konzepte, die sich zeitweilig nur als Nischenprodukte durchsetzen konnten, wieder aufgegriffen. Besonders das elektromotorische Antriebskonzept scheint sich aufgrund der technologischen Durchbrüche auf dem Gebiet der Batterietechnik und Leistungselektronik sowie einer starken Förderung dieser Technologie durch die Regierungen vieler Länder als alternatives Transportmittel etablieren zu können. Während im Januar 2012 rund 4541 batterieelektrische Fahrzeuge in Deutschland zugelassen waren [2], so hat sich deren Anzahl bis Januar 2014 auf 12156 Fahrzeuge fast verdreifacht [4]. Eine Übersicht über die Entwicklung des Bestands der elektrischen Fahrzeuge in Deutschland wird in Abbildung 1.1 gezeigt. Die Voraussagen der Bundesregierung eines Anstiegs von nicht weiter spezifizierten Elektrofahrzeugen in Deutschland bis 2020 auf eine Million Exemplare können unter günstigen Rahmenbedingungen selbst ohne Kaufförderung bestätigt werden [10].

1. FAHRZEUGINDUSTRIE AUF DEM WEG ZUR ELEKTROMOBILITÄT

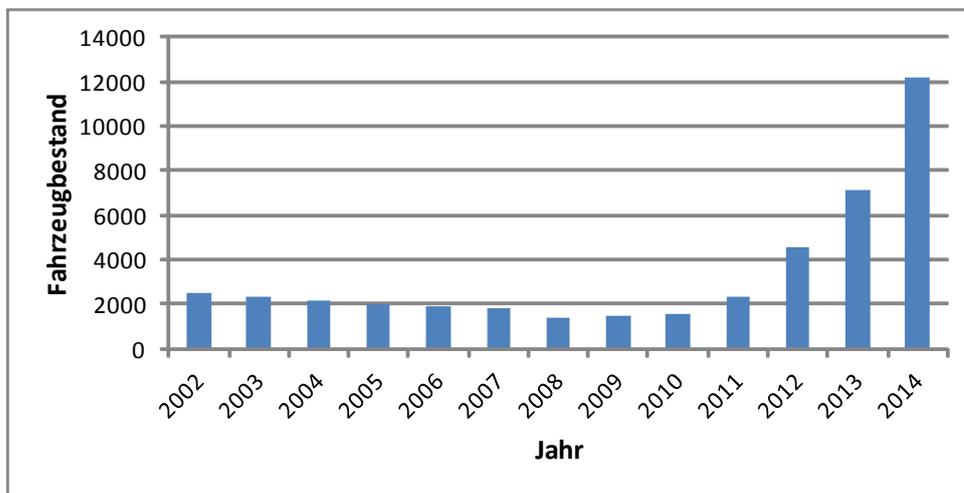


Abbildung 1.1: Fahrzeugbestand elektrischer Fahrzeuge in Deutschland; aus [1], [2], [3], [4]

In zahlreichen Kontroversen werden konventionelle Fahrzeuge den elektrischen gegenübergestellt. Dabei findet oft ein direkter Vergleich der konventionellen Fahrzeugkonzepte mit den unkonventionellen statt. Die derzeitigen wirtschaftlich-technologischen Grenzen auf dem Gebiet der Speicherung der elektrischen Energie zeigen bei einem Vergleich der Antriebskonzepte einen deutlichen Reichweittennachteil der elektrischen Konzepte. Damit überschattet dieser Vergleich oft die Vorteile des elektrischen Antriebs und schmälert die Akzeptanz durch die Kunden. Aufgrund der deutlich geringeren Reichweite erscheinen die elektromotorischen Antriebskonzepte derzeit noch als unfertig und wirtschaftlich betrachtet für einen alltäglichen Gebrauch nur bedingt einsatzfähig. Der Wahrheitsgehalt dieser Aussage lässt sich durch eine Gegenüberstellung der vom Kunden subjektiv geschätzten Reichweitenanforderungen mit der tatsächlich im täglichen Verkehr benötigten Anforderung leicht überprüfen. Eine Ermittlung der Reichweitenanforderung ergibt sich aus der statistischen Analyse des Mobilitätsverhaltens. Dabei sind nicht nur die täglich zurückgelegten Fahrstrecken, sondern auch ihre Häufigkeitsverteilung und die Einsatzbereiche der Fahrzeuge von Interesse. Für Deutschland lassen sich entsprechende Daten z. B. aus der Studie „Mobilität in Deutschland (MiD)“ ableiten. Sie wurde erstmals im Jahr 2002 durchgeführt und im Jahr 2008/2009 wiederholt [5]. Eine Auswertung dieser Daten zeigt, dass bereits bei einer Batteriereichweite von 50 km etwa 90 Prozent der täglichen Fahrten „aus dem Stromnetz“ elektrisch bestritten werden könnten. In Abbildung 1.2 sind die Mobilitätsquote und die Wegzahl nach Kreistypen aus der Studie MiD dargestellt. Abgebildet werden dabei die am Befragungstag erfassten Personen in Prozent sowie alle zurückgelegten

Wege einschließlich des Wirtschaftsverkehrs in Kilometern.

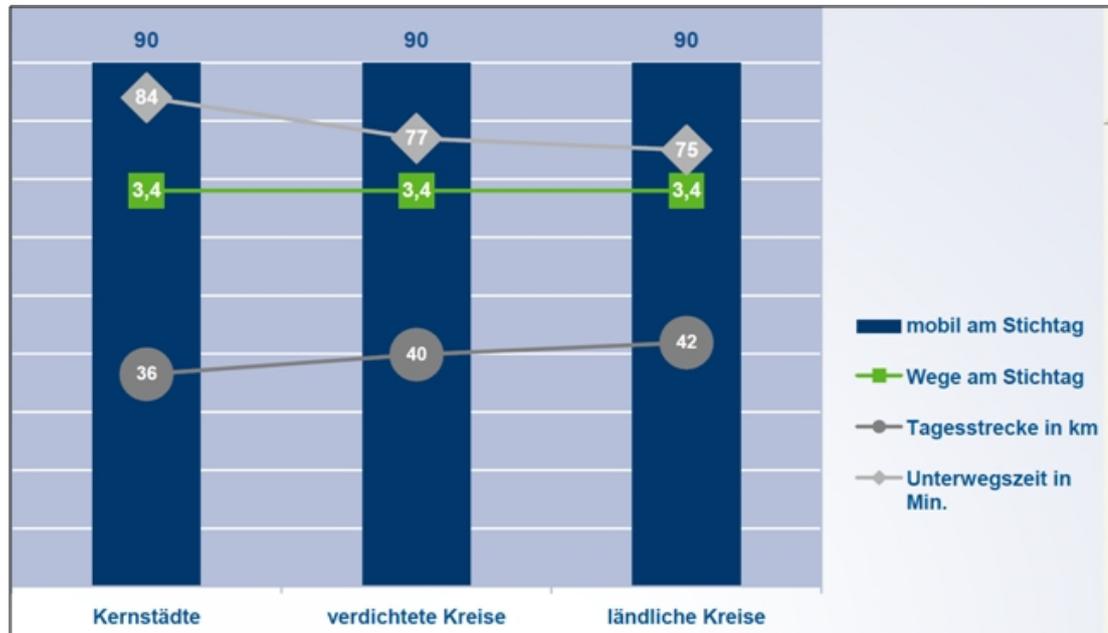


Abbildung 1.2: Basisbedürfnis der Mobilität in Deutschland im Jahr 2008 [5]

Vor dem Hintergrund der durchschnittlichen Reichweitenanforderung von weniger als 50 Kilometern und in Anbetracht der derzeitigen technologischen Möglichkeiten auf dem Sektor der Energiespeicher bildet die im Vergleich zum konventionellen Fahrzeug geringere Reichweite nicht ein ausschließendes Kriterium, welches den Einsatz dieser Technologie in der Praxis unmöglich macht, sondern erscheint vielmehr als ein psychologisches Problem der Kunden. Der Kunde befürchtet, wegen der begrenzten Reichweite auf der Straße liegen zu bleiben. Da im Allgemeinen der Fahrer weiß, wie weit er zu fahren hat, kann dieses Problem auch als ein Misstrauen der Kunden in die Zuverlässigkeit der Batterien gewertet werden. Verstärkt wird dieses Misstrauen durch negative Erfahrungen mit ungenauen Reichweitenangaben konventionell angetriebener Fahrzeuge. Diesem psychologischen Problem kann durch Zuhilfenahme ergänzender Technologien zur Reichweitenerhöhung begegnet werden und so die Akzeptanz der Kunden erhöht werden. Diese Reichweitenerweiterung kann schon heute durch das Mitführen eines verbrennungsmotorisch betriebenen Range Extenders oder zukünftig auch durch den Einsatz einer Brennstoffzelle im Fahrzeug realisiert werden. Zudem sind für die Analyse der Reichweitenanforderung nicht nur die insgesamt gefahrenen Tagesstrecken, sondern auch die Betrachtung der Anzahl der Fahrten an einem Tag und die mittleren Standzeiten zwischen den einzelnen Fahrten

1. FAHRZEUGINDUSTRIE AUF DEM WEG ZUR ELEKTROMOBILITÄT

von Interesse. Die durchschnittlich gefahrenen 3,4 Wege am Tag in Verbindung mit der Schaffung von Schnellademöglichkeiten könnten die Bedeutung der geringen Reichweite weiterhin schmälern und eine Etablierung der Elektrofahrzeuge beschleunigen.

Eine maßgeschneiderte Auslegung der Elektrofahrzeuge auf kurze Fahrstrecken, macht diese Fahrzeuge ideal für einen Einsatz in Ballungsgebieten. Angesichts der reduzierten Reichweite kann die Batterie kleiner und damit das gesamte Fahrzeug insgesamt leichter ausgelegt werden. Dadurch benötigt das Fahrzeug eine geringere Antriebsleistung und verspricht weitere Effizienzsteigerung. Zudem ist der lokal emissionsfreie und geräuscharme Betrieb prädestiniert für einen Einsatz in innerstädtischen Bereichen.

Heute arbeiten nahezu alle Fahrzeughersteller an Fahrzeugen mit elektrischen Antriebskomponenten und es existiert schon eine Vielzahl elektrischer Fahrzeuge, welche zumindest als Versuchsträger zur Erforschung der neuen Technologie und der Kundenakzeptanz dienen. In Abbildung 1.3 ist eine zeitlich geordnete Übersicht einiger Fahrzeuge mit elektrischen Antriebskomponenten nach ihrer Einführung auf den europäischen Markt dargestellt.

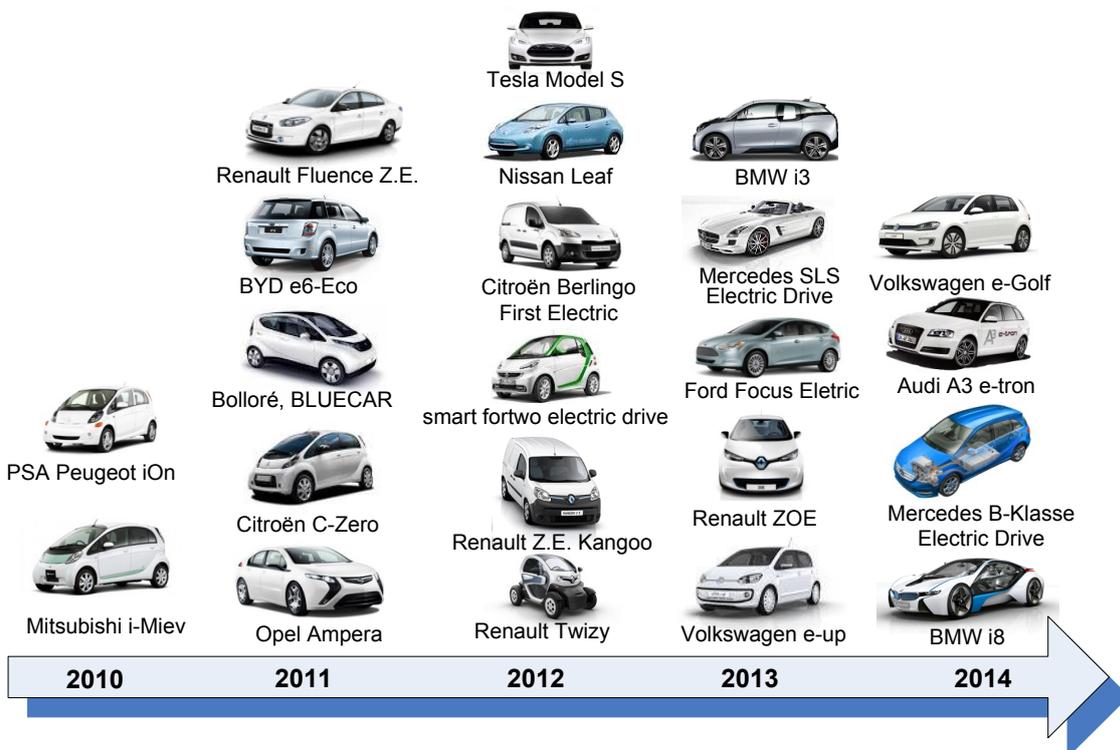


Abbildung 1.3: Elektromotorisch angetriebene Fahrzeuge auf dem europäischen Markt

1.1 Zielsetzung

Im Vergleich zu verbrennungsmotorischen Antrieben und heute eingesetzten Bremssystemen zeichnen sich elektromotorische Traktionsantriebe innerhalb der Fahrzeuge als präzise und schnell regelbare Systeme aus. Trotzdem scheinen die dynamischen Potenziale bei den heute auf dem Markt angebotenen Elektrofahrzeugen nicht ausgeschöpft zu werden. Die dynamischen Vorteile der elektromotorischen Antriebe werden weder zur Erhöhung der Fahrzeugagilität genutzt, noch in die Strategien zur Steigerung der aktiven Fahrsicherheit eingebunden.

Die Basis für die heute angebotenen, elektromotorisch angetriebenen Fahrzeuge bilden zu meist Fahrzeuge mit einem konventionellen Antriebsstrang. Das spiegelt sich nicht nur in der Gestaltung der Karosserie und des Innenraums wider, sondern ist maßgeblich auch in der Steuergerätearchitektur und Funktionstopologie heutiger Elektrofahrzeuge erkennbar. Unter der Einhaltung der existierenden Steuergerätetopologie setzt sich diese Arbeit als Ziel, einen Weg zur höheren Ausschöpfung der durch den elektromotorischen Antrieb gegebenen dynamischen Potenziale aufzuzeigen.

Die meisten heute auf den Markt befindlichen Fahrzeuge werden über einen Zentralmotor angetrieben. Deswegen stellt diese Arbeit die Leistungsfähigkeit der über einen Zentralmotor angetriebenen, elektromotorischen Fahrzeuge in den Fokus der Betrachtung. Durch eine koordinierte Zusammenarbeit der auf unterschiedliche Steuergeräte verteilten Funktionen untersucht diese Arbeit die Möglichkeit, die Geschwindigkeiten der über die elektrischen Traktionsmotoren angetriebenen Räder zu regeln und zu stabilisieren. Dadurch leistet sie einen Beitrag zur Steigerung der aktiven Fahrsicherheit und ergänzt die Funktionen heutiger Fahrzeuge.

Durch Anpassung der Funktionsarchitektur an die Dynamik des elektromotorischen Antriebs soll darüber hinaus die Wirksamkeit einfacher Algorithmen zur Dämpfung des Antriebsstrangs gezeigt werden. Auf Grundlage der aktiven Dämpfung soll durch zusätzliche Adaption des Antriebsreglers eine direktere Reaktion des Fahrzeugs auf die Fahrervorgaben erreicht werden.

Für die Demonstration des Reifegrades der hier gezeigten Lösungen erfolgt die Validierung des Konzepts durch Fahrversuche mit einem Versuchsfahrzeug.

1.2 Bekannte Untersuchungen

Das Potenzial der schnellen und präzisen Regelbarkeit der elektrischen Traktionsmotoren zur Regelung der Radgeschwindigkeiten ist bereits in früheren Arbeiten des akademischen Umfelds

1. FAHRZEUGINDUSTRIE AUF DEM WEG ZUR ELEKTROMOBILITÄT

erkannt und untersucht worden.

Die aus Ende der Neunzigerjahre stammenden Untersuchungen [11] und [12] beschäftigen sich mit den, im Vergleich zu den hydraulischen Bremssystemen, dynamischen Vorteilen der Elektromotoren und zeigen mit Hilfe des Versuchsfahrzeugs „UOT Electric March-I“ eine erhöhte Effektivität in der Regelung des Antriebsschlupfs. Die Ergebnisse werden auf die Effektivität der Regelung des Bremsschlupfs übertragen. Das auf einem Nissan March basierende Versuchsfahrzeug wird über einen DC-Motor in Kombination mit einem 5-Gang Schaltgetriebe angetrieben. Eine Drehschwingungsproblematik des Antriebsstrangs wird in [11] identifiziert, steht jedoch außerhalb des Fokus der Betrachtung. Das dynamische Verhalten des in der Untersuchung zugrundeliegenden elektromotorischen Antriebs wird in [12] als ein Verzögerungsglied erster Ordnung mit einer Zeitkonstante von 1 ms und einer Totzeit von 100 μ s charakterisiert. Die sehr hohe Dynamik des Antriebs liegt deutlich über der Dynamik der heute verwendeten und über Bussysteme angesteuerten, elektromotorischen Antriebe. In den Arbeiten werden zur Stabilisierung der Drehzahl die modellbasierten Regelstrategien „Model Following Control“ (MFC) und „Optimal Slip Ratio Control“ (OSRC) vorgestellt. MFC berechnet aus dem Motormoment und den Trägheitsmomenten eine Abweichung der Antriebswellendrehzahl von der gewünschten. Auf Grundlage dieser Differenzdrehzahl wird die Vorgabe der Stromregelung reduziert. OSRC berechnet durch eine Reibwertschätzung und mit einem Schlupfregler eine obere Stromschränke, die nicht durch das vom Fahrer angeforderte Moment überschritten werden darf. Beide Strategien versprechen eine Reduzierung der plötzlichen Sprünge des Radschlupfs. Ein Durchdrehen der Räder kann aufgrund der unbekanntes Fahrzeuggeschwindigkeit nicht gänzlich verhindert werden. Um die Effektivität der Regelung ohne die Kenntnis der Fahrzeuggeschwindigkeit weiter zu steigern, befassen sich die Autoren in [13] mit der Schätzung des Radschlupfs bzw. des Reibwerts zwischen der Fahrbahn und den Reifen. Die Kenntnis der genauen Radgeschwindigkeit und des Motormomentes erlaubt bei der Verwendung radindividueller Antriebe eine zuverlässige Schätzung des Reibwerts. Nach den ersten Untersuchungen des Potenzials eines über einem Zentralmotor angetriebenen Fahrzeugs, beschäftigen sich die Autoren mit der Ausschöpfung der Möglichkeiten von radindividuellen Antrieben [14], [15], [16].

Die Anwendung des elektromotorischen Antriebs als radindividuelle Direktantriebe verspricht ein besonders hohes Verbesserungspotenzial und nimmt deswegen in zahlreichen Arbeiten einen sehr hohen Stellenwert ein. Sehr interessant erscheint das in [17] beschriebene Konzept, dass durch die Anwendung von ausreichend starker Radnabenmotoren an der Hinterachse gänzlich auf ein zusätzliches Reibbremssystem an der Hinterachse verzichtet.

Trotz des erkannten Potenzials ist die Einbeziehung des elektromotorischen Antriebs in die Strategie zur Stabilisierung der Radgeschwindigkeiten bislang nicht oft an realen Versuchsträgern untersucht worden. Fahrzeuge, die derartige Untersuchungen ermöglichen, müssen zusätzlich zu der Verfügbarkeit eines elektromotorischen Antriebsstrangs auch eine Anpassung der Software der Leistungselektronik und der Regelung des Antriebsstrangs zulassen. Darüber hinaus, um gegebenenfalls auch eine gemeinsame Regelung des Antriebsstrangs mit den Reibbremsen untersuchen zu können, wird ein elektronisch ansteuerbares Bremssystem mit verfügbaren Schnittstellen zur Anpassung des Bremsmoments vorausgesetzt. Für die koordinierte Regelung dieser Systeme ist eine Zusammenarbeit der Entwickler aus unterschiedlichen Bereichen eine notwendige Voraussetzung. An dieser Stelle wird daher auch auf die Veröffentlichungen verwiesen, z. B. [18], [19], [20], die das Gebiet der Stabilisierung der Radgeschwindigkeiten bei radindividuellen Antrieben aufgreifen und mit Hilfe einfacher Simulation die Leistungsfähigkeit der entwickelten Algorithmen unter Beweis stellen. Interessant erscheint auch die in 2010 von der BMW Group veröffentlichte Arbeit [21], die ebenfalls simulativ das theoretische Potenzial der gemeinsamen Regelung eines elektrischen Motors an der Hinterachse und der Reibbremsen zur Steuerung des Radschlupfs untersucht. Als Ergebnis zeigt die Arbeit eine deutliche Verringerung der Unterbremsphasen sowie Verkürzung des Bremswegs um mehr als 10 %. In der Praxis und im Vergleich zu Direktantrieben gehen elektromotorische Antriebstopologien, die über einen Zentralmotor beide Räder einer Achse antreiben mit einer erhöhten Schwingungsneigung einher. Auf die Drehschwingung des Antriebsstrangs geht [21] nicht ein.

Die aktive Dämpfung von Drehschwingungen elektromotorischer Antriebsstränge ist in vielen Arbeiten aus dem Umfeld der Automatisierungstechnik untersucht worden. [22] untersucht z. B. unterschiedliche Algorithmen der aktiven Dämpfung biegeelastischer Rotoren. Die Ergebnisse der Arbeit können nur bedingt auf die Antriebswellen eines PKW übertragen werden. Zu Arbeiten, die sich gezielt mit der Dämpfung von PKW Antriebssträngen befassen, gehören [23] und [24]. Die Autoren setzen zur Dämpfung der Antriebsstränge Zustandsregler ein und reduzieren die Schwingung zuverlässig. Die Ansätze erfordern eine Rückkopplung der Drehzahl und berechnen mit Hilfe von Beobachtern bzw. Modellen des Antriebsstrang der Schwingung entgegenwirkende Korrekturmomente. Zur Gewährleistung der Robustheit dieser Dämpfungskonzepte müssen die Systemparameter sehr gut bekannt sein und die Regelschleifen kurz gehalten werden. Zu den heute oft in der Serie eingesetzten, softwarebasierten Lösungen gehören Algorithmen mit einem Tiefpass-Charakter sowie Begrenzer der Änderungsrate des Drehmoments [25].

1.3 Aufbau dieser Arbeit

Die vorliegende Arbeit ist in acht Kapitel gegliedert. Im ersten Kapitel dieser Arbeit werden die Rahmenbedingungen, die für die Etablierung der Elektromobilität auf dem europäischen Markt vorherrschen, skizziert. Anschließend werden die Ziele dieser Arbeit formuliert und frühere Untersuchungen, die vergleichbare Ziele verfolgten, vorgestellt.

Zu Beginn des zweiten Kapitels werden die heute auf dem Markt existierenden Antriebskonzepte gemäß den Anforderungen dieser Arbeit klassifiziert. Anschließend werden die theoretischen Grundlagen der Komponenten des elektromotorischen Antriebsstrangs erläutert. Schwerpunkte bilden dabei jeweils die für die Arbeit interessanten Eigenschaften der Komponenten, z. B. die Dynamik bei Elektromotoren, oder das Energieaufnahmepotenzial der Batterie. Da das konventionelle Bremssystem für diese Arbeit eine besondere Rolle einnimmt, wird in diesem Kapitel ebenfalls der Entwicklungsstand heutiger Bremssysteme beschrieben.

In Rahmen dieser Arbeit wurden zahlreiche Untersuchungen an einem Versuchsfahrzeug durchgeführt. Da die Ergebnisse in drei unterschiedlichen Kapiteln gezeigt werden, kann die Beschreibung des Versuchsfahrzeugs keinem der Kapitel eindeutig zugeordnet werden und erfolgt daher eigenständig im dritten Kapitel.

Das vierte Kapitel beschreibt die Rolle des elektrischen Antriebsstrangs in heutigen Bremssystemen und skizziert seine noch ungenutzten Potenziale. In diesem Kapitel werden auch die technologischen Grenzen der Verwendung der elektromotorischen Wirkungskette als festen Bestandteil des Brems- und Stabilisierungssystems aufgezeigt. Auf Grundlage der Ergebnisse werden anschließend konzeptionelle, konstruktive bzw. softwarebasierte Teillösungen zum Aufheben der Grenzen erarbeitet. Unter Verwendung der beschriebenen Teillösungen ergibt sich ein Gesamtkonzept, welches die Ausschöpfung der beschriebenen Vorteile in heutigen, elektrisch angetriebenen Fahrzeugen ermöglicht.

Eine disziplinübergreifende Ansteuerung des elektromotorischen Antriebs ist unter Verwendung der heutigen Funktions- und Steuergerätearchitektur mit Latenzen verbunden, die eine Ausnutzung des durch die Hardware der Elektromotoren vorgegebenen Dynamikpotenzials verhindern. Das konsequente Streben nach einer Verkürzung der Regelzeiten führt zu einer Regelarchitektur, welche die Disziplinen des Antriebs und der Bremsen in ein Steuergerät vereint. Im fünften Kapitel wird eine auf Regelzeit optimierte Architektur gezeigt. Eine revolutionäre Änderung der Steuergerätearchitektur innerhalb der PKW ist in der nächsten Zukunft aus organisatorischen und ökonomischen Gründen nicht absehbar. Um dem Einsatz der in Kapitel vier

vorgeschlagenen Lösungen innerhalb der heutigen Fahrzeugkonzepte zu ermöglichen, wird in diesem Kapitel abschließend eine funktionale Architektur vorgestellt, die eine Verlagerung der zeitkritischen Regelaufgaben in die Leistungselektronik vorschlägt. Dadurch kann unter Einhaltung der heutigen Steuergerätearchitektur eine höhere Ausnutzung des Dynamikpotenzials des elektromotorischen Antriebs erreicht werden.

Das sechste Kapitel dieser Arbeit befasst sich mit der Problematik der erhöhten Drehschwingungsneigung der Zentralmotortopologie. Nach einer Beschreibung der konstruktiven Rahmenbedingungen sowie der sich daraus ergebenden Drehschwingung des Antriebsstrangs, wird zur aktiven Dämpfung ein einfacher Algorithmus vorgestellt. Seine Funktion wird durch Simulationen und Messergebnisse aus dem Versuchsfahrzeug unter Beweis gestellt.

In heutigen Fahrzeugantrieben hat sich eine Drehmomentregelung bewährt. Sie gilt auch als Standard für die Ansteuerung der Traktionsmotoren über die Leistungselektronik. In siebten Kapitel dieser Arbeit wird eine zusätzliche, der feldorientierten Regelung vorgelagerte und die Drehmomentregelung überlagernde Drehzahlregelung vorgestellt. Sie ermöglicht die zusätzliche Einhaltung von vorgegebenen Drehzahlgrenzen und bietet sich damit als ein neues Werkzeug zur Umsetzung gewünschter Funktionalitäten im Bezug auf die Steuerung der Radgeschwindigkeiten an. Anschließend werden die entwickelten Algorithmen durch Stabilitätsberechnungen verifiziert und durch Gesamtfahrzeugsimulationen sowie Messungen aus dem Versuchsfahrzeug validiert.

Die Arbeit schließt im Kapitel acht mit einer Zusammenfassung.

1. FAHRZEUGINDUSTRIE AUF DEM WEG ZUR ELEKTROMOBILITÄT

Kapitel 2

Elektrischer Antriebsstrang

Elektromotorisch angetriebene Fahrzeuge können durch den Grad der Elektrifizierung ihres Antriebsstrangs in Hybridfahrzeuge, Plug-In Hybridfahrzeuge, Elektrofahrzeuge mit Reichweitenverlängerung sowie reine Elektrofahrzeuge unterteilt werden. Brennstoffzellen-Fahrzeuge bilden dabei eine Unterart der Elektrofahrzeuge mit einer Reichweitenverlängerung. Angesichts der vielen alternativen Unterscheidungsmöglichkeiten, wie z. B. nach Leistung der elektrischen Maschine, nach zusätzlichen Funktionalitäten, nach dem Spannungsniveau der Antriebskomponenten oder auch der Ausprägung des Antriebsstrangs, ergibt sich auch eine Vielzahl zusätzlicher Bezeichnungen und Einstufungen. Die Abgrenzung der in eine Klasse eingestuften Fahrzeuge zu anderen ist nicht immer eindeutig. Eine Übersicht der unterschiedlichen Fahrzeugkonzepte sowie ihre wichtigsten Unterscheidungsmerkmale gibt [26]. Die Anzahl und die räumliche Anordnung der Traktionsmotoren bieten ein weiteres Kriterium zur Klassifizierung des elektrischen Antriebsstrangs. Die Anordnung gibt die konstruktiven Freiheitsgrade für die Gestaltung der Karosseriestruktur und ebenso die daraus resultierende Architektur des Innenraums und das Crash-Verhalten vor.

2.1 Heutige Antriebskonzepte

In dieser Arbeit nimmt das Antriebskonzept eine besondere Rolle ein. Die Topologie des Antriebsstrangs legt die konstruktiven Randbedingungen und damit das Potenzial für eine systemübergreifende Nutzung der Antriebskomponenten fest. Gleichzeitig ist die Topologie der Antriebskomponenten im Fahrzeug ausschlaggebend für den entstehenden Aufwand, um gewünschte Funktionen software-basiert im Fahrzeug umzusetzen. Für eine systematische Überprüfung und realistische Beurteilung der Potenziale unterschiedlicher elektrischer Antriebskonzepte bietet es

2. ELEKTRISCHER ANTRIEBSSTRANG

sich daher an dieser Stelle an, die untersuchten Fahrzeuge nach der Anordnung ihres elektrischen Antriebsstrangs, zu unterteilen. Im Folgenden werden die Topologien des elektromotorischen Antriebsstrangs hinsichtlich ihrer Unterscheidungsmerkmale kurz beschrieben und bezüglich der Bedeutung ihrer Eigenschaften für das Verbesserungspotenzial der Fahrdynamik kategorisiert.

2.1.1 Zentralmotorantrieb

Ein an den Antriebsstrang heutiger Fahrzeuge stark angelehntes Fahrzeugkonzept ist der Zentralmotorantrieb. Dabei bleibt die Fahrzeugtopologie konventioneller Fahrzeuge, also die Anordnung von Motor, Getriebe, Differenzial und Wellen, weitgehend erhalten. Aufgrund der unterschiedlichen Eigenschaften der elektrischen Traktions- und Verbrennungsmotoren werden dabei die Kraftübertragungsglieder des Antriebsstrangs an die Leistungsfähigkeit der Elektromotoren angepasst. Dadurch ergeben sich im Vergleich zu konventionellen Fahrzeugen Drehmomentwandler mit einer festen Übersetzung bzw. einer stark reduzierten Anzahl an Übersetzungsstufen. Der Elektromotor des Zentralmotorantriebs kann zusammen mit dem Differenzial und gegebenenfalls mit einem zusätzlichen Getriebe zu einer kompakten Einheit integriert werden. Zentralmotorantrieb bedeutet nicht zwingend, dass das Fahrzeug insgesamt durch nur einen zentral liegenden Elektromotor angetrieben wird. Die Definition Zentralmotorantrieb soll hier Antriebsstränge umfassen, die sowohl durch einen Motor als auch durch mehrere über ein Summiergetriebe gekoppelte Motoren und ein Differenzial ihr Drehmoment auf beide Räder einer Antriebsachse übertragen. Weitere Antriebsachsen können sowohl durch zusätzlich angebrachte Verteilergetriebe als auch durch zusätzliche Motoren angetrieben werden. So bildet das Zentralmotorkonzept einen achsindividuellen Antrieb. In Abbildung 2.1 werden exemplarisch zwei mögliche Ausführungsvarianten des Zentralmotorantriebs dargestellt.

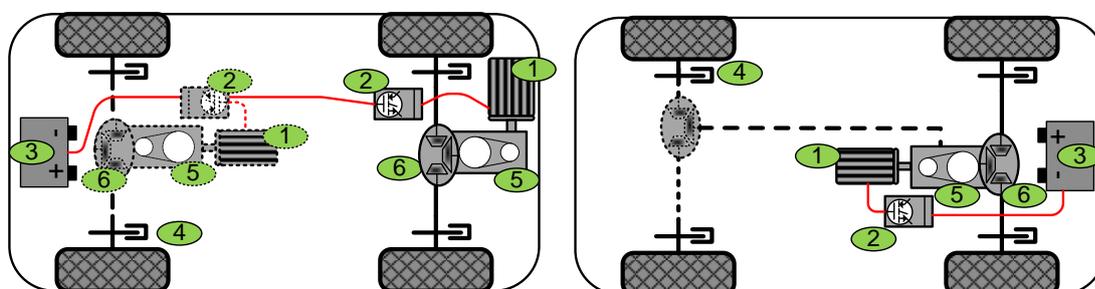


Abbildung 2.1: Schematische Darstellung möglicher Ausführungsvarianten des Zentralmotor-konzepts

Der Elektromotor, in Abbildung 2.1 mit Nummer (1) gekennzeichnet, bezieht seine Energie über den Inverter (2) aus der Batterie (3) und überträgt seine Kraft über das Getriebe (5) und ein Differenzial (6) auf die Räder. Die gestrichelt abgebildeten Komponenten des Antriebsstrangs stellen eine alternative Erweiterung des Antriebsstrangs dar. Das Fahrzeug kann elektromotorisch oder konventionell über die Reibbremsen (4) verzögert werden.

Das Zentralmotorkonzept besitzt den Vorteil, dass ein schaltbares bzw. ein stufenlos verstellbares Getriebe für eine Erhöhung des Drehmoments mit geringem Aufwand in das System integrierbar ist. Der Arbeitsbereich der Elektromaschine muss dadurch nicht auf den gesamten Geschwindigkeitsbereich des Fahrzeugs ausgelegt werden. Im Vergleich zu andern Antriebskonzepten bietet das Zentralmotorkonzept zudem relativ viel Bauraum für einen Elektromotor und ermöglicht somit den Einsatz größerer und günstiger Elektromotoren. Als Nachteil, zwar nicht gegenüber einem konventionellen Fahrzeug, jedoch gegenüber einem theoretischen Optimum, ist der Bedarf an zusätzlichen, mechanischen Kraftübertragungsgliedern anzusehen. Die radindividuell ansteuerbare Übertragung der Antriebskräfte auf die Fahrbahn erfordert zudem einen hohen mechanischen Aufwand.

Die meisten heute auf dem Markt befindlichen Elektrofahrzeuge werden über einen Zentralmotor angetrieben, exemplarisch können dafür der Renault ZOE, BMW i3 oder VW e-up genannt werden. Das Drehmoment der Motoren liegt zumeist im Bereich zwischen 150 und 250 Nm. Das für die maximale Beschleunigung bzw. Steigfähigkeit benötigte Drehmoment wird durch ein einstufiges Getriebe mit einer Übersetzung von ca. 8 bis 15 erreicht.

2.1.2 Mehrmotorenantrieb

Der Mehrmotorenantrieb ermöglicht eine Abwendung von konventionellen Strukturen des Fahrzeugantriebs. Die Ankopplung eines Motors pro Rad ermöglicht eine softwarebasierte Realisierung zusätzlicher Funktionen, die bislang nur durch einen erheblichen, zusätzlichen Hardwareaufwand erreicht werden konnten. Die mögliche Nutzung des Abtriebs als radindividuell regelbares Brems- und Stabilisierungssystem zeichnet dieses Antriebskonzept gegenüber dem Zentralmotorkonzept besonders aus. Trotz der technologischen Vorteile dieses Konzepts erscheinen die zusätzlichen Kosten, welche konzeptbedingt durch die größere Anzahl von Motoren und Inverter verursacht werden, gegenüber dem Zentralmotorkonzept als größter Nachteil. Vorteilhaft erscheint neben der radselektiven Regelungsmöglichkeit der Antriebs- und Bremsmomente eines Mehrmotorenantriebs auch die insgesamt einfachere Kühlung der elektrischen und thermisch kritischen Komponenten. Die räumlich aufgeteilten Komponenten des mehrmotorigen

2. ELEKTRISCHER ANTRIEBSSTRANG

Antriebsstrangs müssen nur eine anteilige Antriebsleistung realisieren. Proportional zu der Antriebsleistung vermindert sich auch die Verlustleistung, welche über die aktive bzw. passive Kühlung von den Komponenten weggeführt werden muss.

Der Mehrmotorenantrieb kann in einen radnahen Antrieb und einen Radnabenantrieb unterschieden werden.

2.1.2.1 Radnahe Antrieb

Ein radnahe Antrieb ist gekennzeichnet durch einen radindividuellen Antrieb, welcher das zu übertragende Motormoment über zusätzliche Kraftübertragungsglieder an die Räder leitet. Wie auch bei dem Zentralmotorantrieb ermöglicht dieses Konzept die Integration eines Getriebes. Eine zusätzliche Systemkomplexität lässt sich durch eine feste Getriebeübersetzung vermeiden. Dadurch entfällt das Erfordernis einer Getriebesynchronisation und die Möglichkeit einer elektromotorischen Einzelradbremsung wird gegenüber dem Einsatz von schaltbaren Getrieben stark vereinfacht. Da die Motoren und Getriebe von den Rädern schwingungstechnisch entkoppelt sind, ist eine Verschlechterung der Vertikaldynamik durch die Erhöhung der ausschließlich radgedämpften Massen nicht zu befürchten. In Abbildung 2.2 ist das Prinzip eines radnahen Antriebs beispielhaft dargestellt.

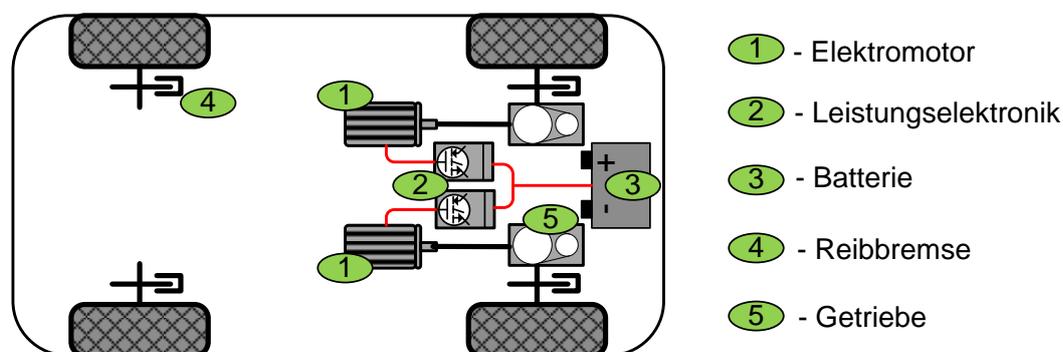


Abbildung 2.2: Schematische Darstellung einer möglichen Ausführungsvariante des radnahen Antriebs

Der Elektromotor, in der Abbildung mit Nummer (1) gekennzeichnet, bezieht seine Energie über den Inverter (2) aus der Batterie (3) und überträgt seine Kraft über das Getriebe (5) auf das angetriebene Rad. Trotz zahlreicher Versuchsfahrzeuge sind heute nur wenige Fahrzeuge dieses Typs auf dem Markt erhältlich. Exemplarisch kann der Mercedes AMG Electric Drive mit vier Motoren mit jeweils 220 Nm und einer Getriebeübersetzung von 6,05 genannt werden [27].

2.1.2.2 Radnabenantrieb

Der Radnabenantrieb ist gekennzeichnet durch eine direkte Ankopplung der Elektromotoren an die Räder des Fahrzeugs. Konzeptbedingt bedeutet das den Wegfall aller Kraftübertragungsglieder. In Abbildung 2.3 ist das Prinzip eines Radnabenantriebs beispielhaft dargestellt.

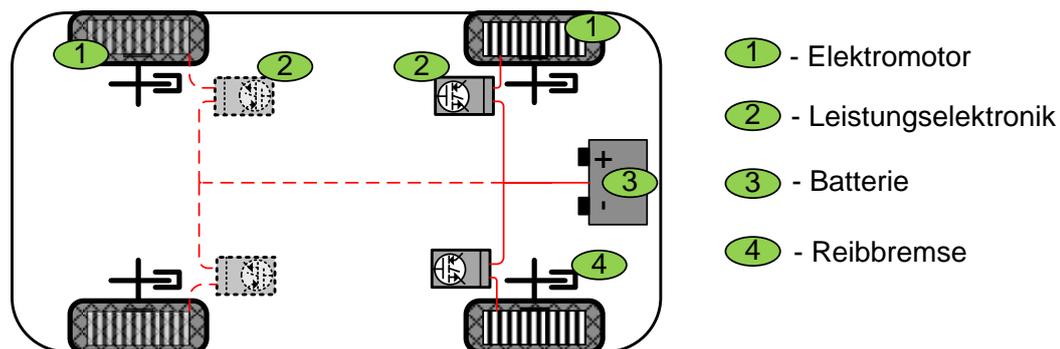


Abbildung 2.3: Schematische Darstellung einer möglichen Ausführungsvariante des Radnabenantriebs

Die Traktionsmotoren eines Fahrzeugs nach dem Radnabenkonzept werden typischerweise in der Innenläufer- oder Außenläufer-Bauweise in die Fahrzeugfelgen integriert. Verantwortlich für die Namensgebung ist die Anordnung des Rotors innerhalb der Maschine. Im Fall des Innenläufers befindet sich der Rotor innerhalb des gehäusefesten Stators. Beim Außenläufer rotiert der Rotor hingegen außerhalb des Stators. Konstruktiv bilden beide Varianten eine große technologische Herausforderung. Man muss sich dabei vor Augen führen, dass die zwei bzw. vier Elektromotoren die divergierenden Anforderungen aus maximalem Steigungs- bzw. Beschleunigungsvermögen und einer maximalen Geschwindigkeit eines Fahrzeugs erfüllen müssen. Für das Steigungs- sowie das Beschleunigungsvermögen wird ein hohes Maximalmoment benötigt. Die Höchstgeschwindigkeit eines Fahrzeugs hängt von der maximalen Drehzahl des Motors ab. Als Produkt der beiden Anforderungen ergibt sich die Leistung des Motors. Die Verlustleistung des Motors wächst näherungsweise proportional mit der Antriebsleistung. Bei einer Antriebsleistung von 20 kW und einem Wirkungsgrad der Maschine von 90 Prozent müssen z. B. zwei Kilowatt Verlustleistung aus dem Motor abgeführt werden, um thermische Schäden zu verhindern. Je besser die Verlustwärme abgeführt wird, desto mehr Drehmoment und damit auch mehr Leistung für den Antrieb kann ein Motor bereitstellen. Eine größere Oberfläche eines großvolumigen Motors bietet mehr Kühlspotenzial. Dadurch ermöglicht der größere Motor in der

2. ELEKTRISCHER ANTRIEBSSTRANG

Regel auch die Entnahme höherer Leistungen. Der Wirkungsgrad eines Elektromotors mit zuvor definierten Leistung, Drehmoment, Spannung und Strom lässt sich durch eine Vergrößerung seiner Abmessungen verbessern [28].

Die Integration eines Getriebes in die Felge scheint auf den ersten Blick eine sinnvolle Maßnahme zur Erhöhung des Drehmoments und somit auch zur kleineren Dimensionierung des Motors. Ein schaltbares Getriebe erlaubt den Betrieb des Motors in Bereichen hoher Wirkungsgrade. Damit könnten auch die anfallenden Verluste minimiert werden. Derzeit scheint diese Konstellation aufgrund des sehr geringen verfügbaren Bauraums innerhalb der Fahrzeugfelgen sowie angesichts der notwendigen Synchronisation der radindividuell montierten Getriebe untereinander und mit den Leistungselektroniken nicht realisierbar. Durch die Zuhilfenahme eines Getriebes mit einer festen Übersetzungsstufe werden nur das Drehmoment und die Drehzahl gewandelt. Das Produkt aus der nach der Wandlung niedrigeren Drehzahl und des gleichermaßen erhöhten Drehmoments ergibt unter Vernachlässigung der Getriebeverluste eine gleichbleibende Leistung. Die über den Wirkungsgrad gekoppelte Verlustleistung muss im Falle eines kleineren Motors über eine gleichzeitig kleinere Motoroberfläche abgeführt werden. Für die Einhaltung der Antriebsanforderungen eines Fahrzeugs mit dem Radnabenkonzept ist es also vorteilhaft, den verfügbaren Bauraum in der Felge für einen möglichst großvolumigen Motor zu nutzen. Konzeptbedingt bedeutet das einen Verzicht auf Getriebe, Flansche und Kupplungen. Natürlich ist dieses Konzept nur möglich, wenn das geforderte Antriebsdrehmoment von den Elektromotoren zur Verfügung gestellt werden kann. Die zusätzliche Integration eines vollwertigen Bremssystems erscheint aufgrund der konstruktiv angestrebten Bauraumausnutzung durch den Motor schwierig. Zugleich bedeutet der Verzicht auf zusätzliche Baugruppen zur Kraftübertragung eine Gewichtsreduzierung des Gesamtfahrzeugs sowie die Entstehung zusätzlich nutzbarer Bauraums im Fahrzeuginneren. Damit bietet das Radnabenkonzept neue Freiheiten für die Gestaltung des Fahrzeugdesigns. Die Ankopplung der Traktionsmotoren direkt an die Felgen macht das Antriebssystem zudem sehr steif. Schwingungen der Wellen, Gelenke und Übersetzungen treten nicht mehr auf. Im Vergleich zu Konzepten mit einem Getriebe bzw. einem Differenzial ergibt sich auch eine verminderte Geräuschemission durch konzeptbedingt weggefallene Eingriffe der Zahnradpaarungen. Gleichzeitig geht mit dem Einsatz dieser Technologie stets eine Skepsis einher, welche in der Erhöhung der ungefederten Massen ihre Nahrung findet. Die Auswirkungen auf das Fahrverhalten eines Pkws werden im [29] untersucht und sind für den Normalfahrer als unkritisch bewertet worden.

2.2 Komponenten des elektrischen Antriebsstrangs

Neben Spezialfahrzeugen wie z. B. dem Großmuldenkipper von Liebherr T 282 oder zahlreichen Elektro-Rollern gibt es derzeit keine in Großserie produzierten Fahrzeuge mit diesem Antriebskonzept. Dennoch gibt es ein Interesse der Hersteller für dieses Konzept insbesondere für Stadtfahrzeuge. Heute arbeiten insbesondere die Firmen „Schaeffler AG“ und „Siemens AG“ [30] an der Entwicklung von Radnabenmotoren für PKW.

2.1.3 Antriebsmischformen

Zusätzlich zu den zuvor vorgestellten Zentral-, Radnaben- und den radnahen Antrieben sind auch Fahrzeugkonzepte denkbar, die an beiden Achsen unterschiedliche Antriebstopologien besitzen.

2.1.4 Elektrischer Antrieb mit Range Extender

Unter elektrischen Antriebskonzepten werden sämtliche Fahrzeuge verstanden, die zumindest einen Teil einer Strecke rein elektrisch angetrieben zurücklegen können [26]. Auch Konzepte mit Reichweitenverlängerung zählen zu dieser Kategorie, z. B. BMW i8 oder Audi A3 e-tron. Diese Arbeit beschäftigt sich ausschließlich mit dem elektrischen Teil des Antriebsstrangs elektrischer Fahrzeuge mit einer Reichweitenerhöhung. Die Anordnung der elektrischen Komponenten dieser Fahrzeuge macht ihren Antriebskonzept auch in die zuvor vorgestellten Zentral-, Radnaben- und radnahe Antriebe differenzierbar. Die Ergebnisse dieser Arbeit sind daher auf Konzepte mit Reichweitenverlängerung übertragbar.

2.2 Komponenten des elektrischen Antriebsstrangs

Die Wirkungskette des elektrischen Antriebsstrangs besteht im Wesentlichen aus dem Energiespeicher und mindestens einer Elektromaschine. Heute werden in Fahrzeugen fast ausschließlich elektronisch kommutierte Drehstrommotoren verwendet. Für den Betrieb elektronisch kommutierter Drehstrommotoren mit einer Gleichstromquelle benötigt man als Stellglied eine ansteuerbare Leistungselektronik, welche die Umformung der elektrischen Energie in Bezug auf die Spannung, Strom und Frequenz bidirektional ermöglicht. Der Elektromotor wird dabei durch die Vorgaben des Antriebsreglers über die Leistungselektronik geregelt. Stark vereinfacht wird der heutige elektrische Antriebsstrang mit den grundlegenden Komponenten in Abbildung 2.4 dargestellt.

2. ELEKTRISCHER ANTRIEBSSTRANG

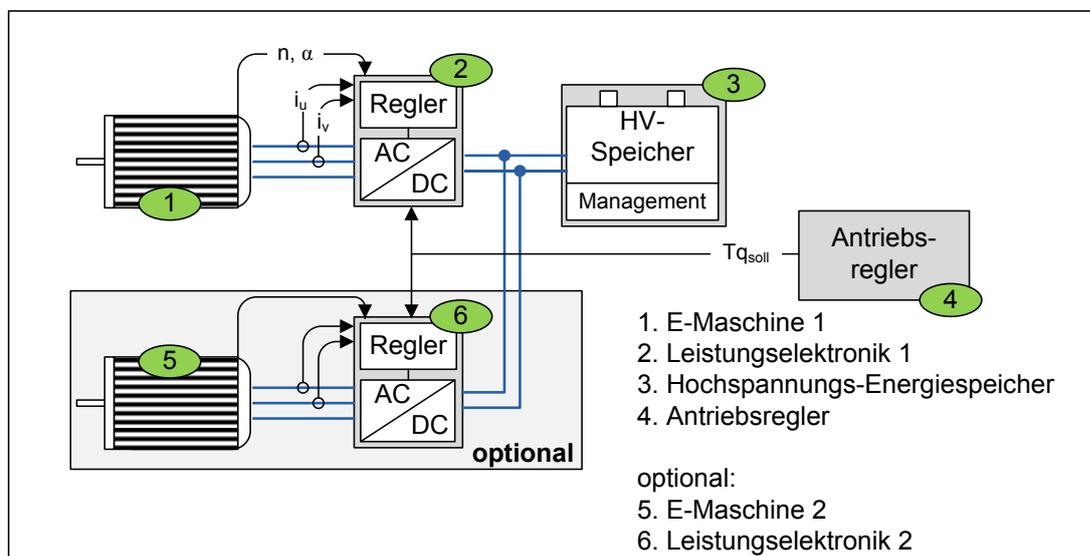


Abbildung 2.4: Der elektrische Antriebsstrang

Wie später in dieser Arbeit gezeigt wird, sollte für eine bessere Ausnutzung des Potenzials des elektromotorischen Antriebs als Bremssystem ebenfalls ein Bremswiderstand in den Antriebsstrang integriert werden. Der Bremswiderstand und seine Funktion werden im Abschnitt 4.4.2 vorgestellt.

Die Performance eines Elektroautos hängt einerseits von der Leistungsfähigkeit und Qualität der verwendeten Komponenten ab, andererseits aber auch von der Abstimmung dieser aufeinander. Um das beste Ergebnis im Hinblick auf das Fahrverhalten zu erzielen, muss daher die gesamte Wirkungskette eines Antriebsstrangs aufeinander abgestimmt werden. Schließlich bringt ein Elektromotor mit einem potenziell hohen Drehmoment keinen Vorteil, wenn der erforderliche Strom, welcher für die Realisierung dieses Drehmoments benötigt wird, nicht aus der Batterie entnommen werden kann, oder wenn er zwar im Energiespeicher zur Verfügung steht, aber trotzdem von der Leistungselektronik nicht geschaltet werden kann. In Abhängigkeit vom Fahrzeugkonzept stellt das gewünschte Fahrprofil die Randbedingung für die geeignete Wahl und die Dimensionierung des Gesamtsystems und damit auch der Komponenten dar. Aufgrund der Bedeutung der Leistungsfähigkeit dieser Komponenten für das Verständnis dieser Arbeit werden sie im Folgenden genauer beschrieben.

2.2.1 Energiespeicher

Eine direkte Speicherung elektrischer Energie ist heute nur mit sehr begrenzten Energiedichten in Spulen und Kondensatoren möglich. Für die Speicherung elektrischer Energie im Fahrzeug stehen jedoch auch zahlreiche auf unterschiedlichen Technologien basierende Alternativen zur Auswahl. Die elektrische Energie wird dabei in eine alternative Energieform transformiert wie zum Beispiel:

- (i) mechanische Energie (z. B.: Schwungmassenspeicher, Federspeicher)
- (ii) chemische Energie (z. B.: Wasserstoffspeicher)
- (iii) thermische Energie (z. B.: Dampf-, Latentwärmespeicher)
- (iiii) elektrochemische Energie (z. B.: Batteriespeicher)

Die meisten dieser Speicherarten werden in heutigen Fahrzeugen erprobt. So z. B. findet der Schwungmassenspeicher im Porsche GT3-R-Hybrid in Kombination mit einem Verbrennungsmotor Verwendung [31]. Aufgrund der geringen Energieaufnahmefähigkeit im Fahrzeug ist sein Einsatz auf die Zwischenspeicherung der Bremsenergie begrenzt. Wasserstoffspeicher werden mit einer Brennstoffzelle und einem Batteriespeicher zur Pufferung der Energie betrieben. Da Brennstoffzellen schlecht dynamisch zu regeln sind, kommt ein zusätzlicher Batteriespeicher zum Einsatz, um die Leistungsspitzen, die der Straßenverkehr häufig hervorruft, zu bedienen. Latentwärmespeicher scheinen eine sinnvolle Ergänzung für die Innenraumklimatisierung der Elektrofahrzeuge, die in kälteren Klimazonen oder im Winter betrieben werden. Aufgrund ihrer Eigenschaften erscheint der Einsatz von Latentwärmespeichern als alleiniger Speicher der Antriebsenergie aus heutiger Sicht undenkbar. Allein elektrochemische Speicher finden derzeit als Traktionsspeicher in elektrisch angetriebenen Fahrzeugen Anwendung. Auf dem Markt befindet sich eine große Anzahl von unterschiedlichen Batterien. Eine Übersicht über die wesentlichen derzeit für Elektrofahrzeuge geeigneten Batterietechnologien sowie ihre Leistungs- und Energiedichte gibt [32]. Auch Doppelschichtkondensatoren zählen zur Gruppe der elektrochemischen Speicher. Sie zeichnen sich durch eine hohe spezifische Leistungsdichte von mehr als 20 kW/kg aus und ermöglichen eine sehr schnelle Aufnahme sowie Abgabe der Leistung. Zudem besitzen sie eine Zyklfestigkeit von rund 500.000 Zyklen und weisen einen Lade- und Entlade- Wirkungsgrad von rund 94 % auf. Diesen Vorteilen gegenüber steht eine niedrige Energiedichte von rund fünf bis zehn Wh/kg [33]. Sie beschränkt den Einsatz der Doppelschichtkondensatoren nur als eine Speicherergänzung zur Verbesserung der Boost- und Rekuperationsfähigkeit der

2. ELEKTRISCHER ANTRIEBSSTRANG

Fahrzeuge. Als weitere Schwäche der Doppelschichtkondensatoren gelten auch ihre hohen Kosten im Bezug auf die speicherbare Energie, die im Jahr 2007 auf rund 20 Euro/Wh bei Absatz von 500.000 Fahrzeugen pro Jahr geschätzt wurden [33].

Aufgrund ihrer positiven Eigenschaften für eine Anwendung im Elektrofahrzeug setzen derzeit fast alle Automobilhersteller auf eine Lithium-Technologie basierte Speicherlösung. Deshalb werden Lithium-Batterie-Systeme in dieser Arbeit repräsentativ als Antriebsenergiespeicher heutiger Elektrofahrzeuge angenommen.

Wiederaufladbare Lithium-Zellen wurden in den 80er Jahren entwickelt. Aber erst ca. 15 Jahre später, nach der Lösung der anfänglichen, technischen Probleme, wurden sie zum kommerziellen Erfolg. Auf dem Markt befinden sich heute unterschiedliche Lithium basierte Batteriesysteme. Eine Übersicht über die Systeme gibt [34]. In Fahrzeugen kommen derzeit überwiegend Batterien ohne metallisches Lithium mit flüssigem Elektrolyt zum Einsatz [34]. Sie werden oft vereinfacht Lithium-Ionen-Batterien genannt. Eine Lithium-Ionen-Zelle besteht im Wesentlichen aus einer positiven Elektrode (Kathode), welche durch einen Graphit-Separator von der negativen Elektrode (Anode) getrennt ist. Wenn eine äußere Spannung an den Elektroden einer Lithium-Ionen-Batterie anliegt, wandern positiv geladene Lithium-Ionen vom Metalloxid der Kathode durch den Separator zur Anode. Übertragen werden die Ionen durch einen sich ebenfalls in der Batterie befindlichen Elektrolyt. In Abhängigkeit von dem verwendeten aktiven Kathoden- und Anodenmaterial ergeben sich die unterschiedlichen Eigenschaften der auf der Lithium-Ionen-Technologie basierten Batterien. Die Wahl eines Elektrolyten gibt wesentlich das Tieftemperaturverhalten und die Lebensdauer der Batterie vor [35].

Lithium-Ionen-Zellen zeichnen sich insbesondere durch Energiedichten von bis zu 200 Wh/kg und Leistungsdichten von bis zu fünf kW/kg [26] aus. Für den Einsatz in Fahrzeugen werden die Batteriezellen zu Batteriesystemen zusammengefasst. Dabei werden die Einzelzellen durch ihre Reihenschaltung in Module mit einem höheren Spannungsniveau zusammengefasst, welche anschließend durch ihre Serienschaltung zur Kapazitätserhöhung ein Gesamtsystem ergeben. Entsprechend ihres Einsatzbereichs und Fahrzeugkonzepts werden Lithium-Ionen-Batterien aus den einzelnen Zellen unterschiedlich zusammengesetzt. Daraus ergeben sich ebenfalls stark unterschiedliche Eigenschaften der Batterien. Grund dafür ist der stark unterschiedliche Betriebszyklus, den sie optimal bewältigen sollten. Die Batterien der Elektrofahrzeuge bzw. Plug-In-Hybride sollen nur einmal täglich den Zyklus aus Laden und Entladen durchlaufen. Dafür weisen sie konzeptbedingt eine hohe Kapazität auf, die eine Reichweite von mindestens 60 km erlaubt.

2.2 Komponenten des elektrischen Antriebsstrangs

Für den Opel Ampera wird z. B. mit der elektrischen Reichweite von 40 bis 80 km geworben [36]. Seine Batterie weist dafür einen Energiegehalt von 16 kWh auf. Die Optimierung der Batterien auf Reichweite resultiert in der Regel in relativ geringen maximalen Ladeströmen, die selten eine Impulsladung von mehr als zwei C erlauben. Batterien, die in Hybridfahrzeugen verwendet werden, müssen nur eine geringere Reichweite ermöglichen. Beim Toyota Prius der dritten Generation beträgt der Energiegehalt z. B. lediglich 5 kWh, was eine Reichweite von bis 25 km erlaubt [37]. Dafür ermöglichen die Hybridbatterien im Verhältnis zu ihren geringen Kapazitäten sehr hohe Ladeströme. Die Energiedichte heutiger Batteriesysteme kann Prognosen zufolge in den nächsten Jahren um weitere 50 % gesteigert werden [38]. Längerfristig sollen zudem weitere Steigerungen um den Faktor 3 theoretisch erreichbar sein.

Lithium-Ionen-Batterien besitzen einen Temperaturarbeitsbereich von ca. 80°K, ihre optimale Arbeitstemperatur liegt bei ca. 18 bis 25°C. Bei niedrigen Temperaturen steigt der innere Widerstand des Elektrolyts, wodurch nur eine beschränkte Leistungsaufnahme und -abgabe möglich wird [35]. Zudem schränkt man die Ladeleistung zu tieferen Temperaturen ein, um die Schädigung der Batterie durch Abscheidung von Lithium auf der negativen Elektrode zu vermeiden. Bei einer Temperatur von ca. -20 bis -40°C ist die tiefste Betriebstemperatur der Li-Ionen-Batterie erreicht. Bei hohen Temperaturen oxidiert der Elektrolyt und die Batterie erfährt eine verstärkte Alterung [35]. Eine obere Temperaturgrenze von rund 60°C sollte daher unterschritten werden. Derzeit werden die auf dem Markt befindlichen Lithium-Ionen-Batterien in ihrer Ladefähigkeit zumeist beim Erreichen einer oberen Temperaturgrenze von rund 40 bis 50°C beschränkt. In Abbildung 2.5 ist die Abhängigkeit des maximalen Lade- bzw. Entladestroms einer heute auf dem Markt befindlichen Li-Ionen Traktionsbatterie von ihrer Temperatur gezeigt [6]. Eine Überschreitung der Grenztemperatur von ca. 200°C kann zum Schmelzen des Separators führen. Dabei kann sich die gespeicherte elektrische Ladung auf einmal entladen und zu Sicherheitsproblemen führen [35].

Der Innenwiderstand der Lithium-Ionen Batterien ändert sich auch in Abhängigkeit der unterschiedlichen Ladezustände (SoC- State of Charge) und steigt zu hohen und niedrigen SoC-Werten an. Die Reaktion bei hohem SoC lässt sich mit einer langsameren Diffusion innerhalb einer „gut gefüllten“ Elektrode erklären und ist für unterschiedliche Kathoden-Materialien unterschiedlich stark ausgeprägt. Besonders LiMn₂O₄, welches oft anteilig für Kathoden in Elektrofahrzeugen verwendet wird, zeigt ausgeprägt dieses Verhalten. Der erhöhte Innenwiderstand führt zu einer erhöhten Erwärmung der Zellen und ergibt damit eine Einschränkung der Strom-Abgabefähigkeit auch als Funktion von SoC. Diese Abhängigkeit ist für die schon in Abbildung

2. ELEKTRISCHER ANTRIEBSSTRANG

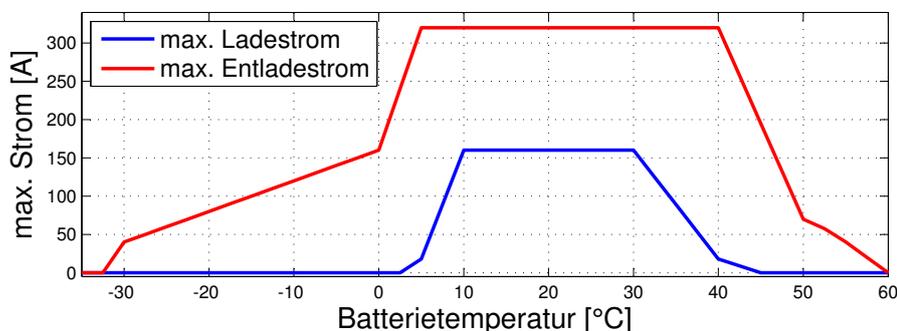


Abbildung 2.5: Maximaler Lade- und Entladestrom einer Traktionsbatterie in Abhängigkeit von der Temperatur, in Anlehnung an [6]

2.5 vorgestellte Batterie in der Abbildung 2.6 dargestellt. Auffallend ist dabei, dass die Stromaufnahme-fähigkeit der Batterie schon beim Erreichen eines Ladezustands von mehr als 65 % und unterhalb von 25 % deutlich sinkt.

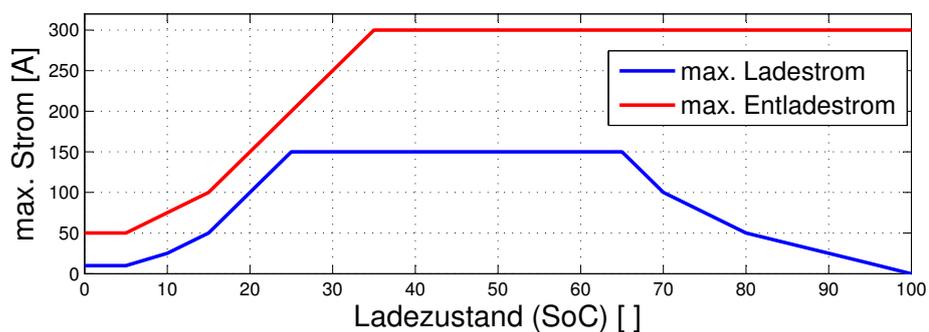


Abbildung 2.6: Maximaler Lade- und Entladestrom einer Traktionsbatterie in Abhängigkeit vom Ladezustand, in Anlehnung an [6]

Hohe Kosten für die Anoden- und Kathodenmaterialien, den Elektrolyten und den Separator sowie hohe Produktionskosten sind für die derzeit hohen Preise der Lithium-Ionen-Batterien verantwortlich. Heute belaufen sich die Kosten für Batteriesysteme, die eine Reichweite von bis zu 150 km ermöglichen, derzeit auf ca. 200 Euro für eine kWh [39]. Allein der Preis für ein in einem Stadtauto verbautes Batteriesystem würde dadurch ca. 3000 Euro betragen. Zwar sagen aktuelle Prognosen weitere Senkungen der Kosten bis 2020 voraus [39], [38], dennoch bleibt die Batterie auch dann immer noch ein wesentlicher Kostenfaktor im Elektrofahrzeug. Durch eine intelligente Anbindung der Traktionsbatterien an die Stromnetze und ihre Verwendung

zur bidirektionaler Pufferung der auftretenden der Spitzenlasten zeigt [30] ein Konzept zur Amortisation der hohen Investitionskosten.

Für die Gewährleistung der Funktionsfähigkeit und Sicherheit der Lithium-Ionen-Batterie-Systeme bestehen die Energiespeicher in der Regel zusätzlich aus einem elektrischen und thermischen Batteriemangement. Das Batteriemangement kann in Schutz- und Überwachungsfunktionen unterteilt werden. Die Aufgabe der Überwachungsfunktion besteht aus der Beobachtung der Spannung, des Stroms und der Temperatur der Batteriezellen. Aus den gemessenen Werten werden weitere Größen abgeleitet, welche Rückschlüsse auf den Gesundheits- und Ladezustand der Batterie ermöglichen. Diese Informationen sind sowohl für eine zuverlässige Reichweitenschätzung als auch für die Bestimmung der maximal möglichen Rekuperations-Leistung von Bedeutung. Auch Maßnahmen zur Behebung unerwünschter Abweichungen gehören zu den Aufgaben der Überwachungsfunktionen. Als solche können beispielhaft die Ansteuerung der Batteriekühlung oder der Ladungsausgleich genannt werden. Mit Hilfe von parallel geschalteten Widerständen wird hierbei eine ungleichmäßige Ladung der Zellen im Batteriepaket verhindert. Schutzfunktionen greifen im Fehlerfall ein und schalten in kritischen Zuständen die Batterie ab. Als Fehlerfall können beispielhaft ein Isolationsproblem oder eine überkritische Temperaturentwicklung genannt werden. Die Batterie kann im Falle einer Abschaltung keine Energie mehr abgeben und aufnehmen.

2.2.2 Elektrische Traktionsmotoren

Elektromotoren besitzen eine Drehmomentcharakteristik, welche sie für einen Einsatz als Traktionsmotoren auszeichnet. Ihr maximales Drehmoment ist bereits im Stillstand verfügbar und bleibt bis zu der sogenannten Eckdrehzahl konstant. Nach einer Überschreitung dieser Drehzahl sinkt das Drehmoment entlang der Linie der konstanten Leistung ab. Auf der linken Seite der Abbildung 2.7 ist das Lieferkennfeld einer beispielhaften, fremderregten Synchronmaschine im Vergleich zum Lieferkennfeld einer Verbrennungskraftmaschine dargestellt. Das hier dargestellte Kennfeld der Verbrennungskraftmaschine entspricht dem eines PKW-Ottomotors mit zwei Litern Hubraum und Benzineinspritzung aus dem Jahr 1992 [25]. In Verbindung mit einem geeigneten Umrichter kann ein Elektromotor in vier Quadranten, also in beide Richtungen drehend und als Motor oder Generator betrieben werden. Für eine Darstellung des Vierquadrantenbetriebs muss das Lieferkennfeld um seine Abszisse und Ordinate gespiegelt werden. Eine Reduzierung der verfügbaren Spannung resultiert, wie ebenfalls auf der linken Seite der Abbildung 2.7 gestrichelt dargestellt, in reduzierter Motorleistung.

2. ELEKTRISCHER ANTRIEBSSTRANG

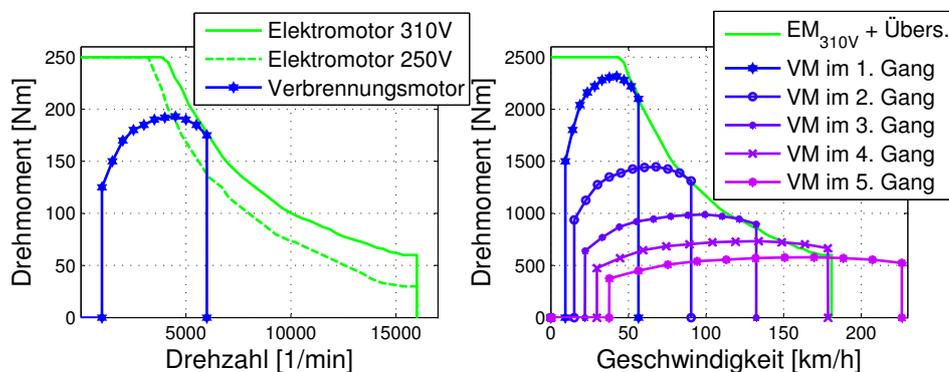


Abbildung 2.7: Vergleich der Lieferkennfelder eines Elektromotors mit einer Verbrennungskraftmaschine, ohne bzw. nach Getriebeübersetzung

Um die Eignung der Maschinen als Traktionsantrieb einfacher vergleichen zu können, wurden auf der rechten Seite der Abbildung 2.7 die Kennfelder nach ihrer, für den Betrieb in Fahrzeugen benötigten, Wandlung dargestellt. Das Lieferkennfeld der fremderregten Synchronmaschine wurde dafür mit einer Untersetzung der Drehzahl mit Faktor 10 und das Lieferkennfeld der Verbrennungskraftmaschine in Abhängigkeit von fünf Untersetzungsstufen des Getriebes und in Verbindung mit der Untersetzung des Differenzials dargestellt. Die Abbildung macht deutlich, dass aufgrund der Charakteristik der Elektromotoren zahlreiche elektromotorisch angetriebene Fahrzeuge insbesondere im innerstädtischen Geschwindigkeitsbereich ohne eine variable Übersetzung betrieben werden können. Aufgrund der einfacheren und präziseren Steuerbarkeit kann die Einbindung elektromotorischer Antriebe in die prädiktive Regelstrategie die Komplexität der Assistenzsysteme verringern und die Regelgüte der Funktionen verbessern.

Durch Feldschwächung, was einer Erhöhung des Drehzahlbereichs bei einer gleichzeitigen Verringerung des Drehmoments entspricht, kann der Geschwindigkeitsbereich auch ohne den Einsatz eines Getriebes ausgeweitet werden. Als weitere, für einen Einsatz in Fahrzeugen wichtige, positive Eigenschaften der Elektromaschinen sind ihr hoher Wirkungsgrad, eine hohe Lebensdauer bei einem gleichzeitig geringen Wartungsaufwand und ihre Emissionsarmut zu nennen. Für den Einsatz als Traktionsantrieb im Elektrofahrzeug kommen prinzipiell sowohl Drehstrom- als auch Gleichstrommaschinen in Frage. Aufgrund des mechanischen Aufbaus der Gleichstrommaschine kann ihre Drehmomentregelung durch sehr einfache Regler erreicht werden. Das Magnetfeld einer Gleichstrommaschine kann mittels eines Stromes, der durch die Feldwicklung des Stators fließt, oder durch den Einsatz von Permanentmagneten erzeugt werden. Dieses Feld befindet sich unter idealen Bedingungen immer im rechten Winkel zu dem

2.2 Komponenten des elektrischen Antriebsstrangs

durch die Ankerwicklung erzeugten Feld. Die mechanische Kommutator-Bürsten-Einheit der Gleichstrommaschine gewährleistet diesen Zustand unabhängig von der Position des Rotors. Die Drehzahl und das Drehmoment können unabhängig voneinander geregelt werden. Trotz des Vorteils der einfachen und schnellen Drehmomentregelung dieser Maschinen überwiegen gerade für die Anwendung in einem Kraftfahrzeug ihre Nachteile. Die mechanische Kommutator-Bürsten-Einheit ist stark verschleißbehaftet und muss regelmäßig gewartet werden. Aus diesem Grund setzten sich elektronisch kommutierte Elektromaschinen als elektromotorische Fahrzeugantriebe durch. Die elektronisch kommutierten Elektromaschinen können in Synchron- und Asynchronmotoren unterschieden werden. Die beiden Maschinentypen besitzen ein unterschiedliches Betriebsverhalten und können sich konzeptbedingt auch deutlich in Größe und Gewicht unterscheiden. Die Drehstrom-Asynchronmaschine (ASM) zeichnet sich durch einen einfachen und preisgünstigen Aufbau, gute Betriebssicherheit und eine je nach Aufbauart weitgehende Wartungsfreiheit aus. Durch den Einsatz von Frequenzumrichtern sind ASM zudem sehr gut in der Drehzahl bzw. Drehmoment steuerbar [40]. Die ASM besteht aus einem stillstehendem Stator und einem sich drehendem Rotor, die durch einen kleinen Luftspalt voneinander getrennt sind. Der Stator der ASM besteht überwiegend aus geschnittenen und genuteten Dynamoblechen. Die zumeist dreisträngige und um 120° im elektrischen Feld zueinander versetzte Drehstromwicklung, wird am Umfang des Stators in die gleichmäßig verteilten Nuten eingebettet. Wird die Drehstromwicklung durch phasenverschobene Ströme durchflossen, werden die drei Strangspulen zeitversetzt magnetisiert und erzeugen so ein Drehfeld, welches sich kontinuierlich ändert und in Form einer Feldwelle durch den Luftspalt bewegt [40]. Der Aufbau des Rotors der Asynchronmaschine definiert gleichzeitig die Maschinenarten und ist für ihre Namensgebung verantwortlich. Die beiden am weitesten verbreiteten sind der Schleifringläufer und der Kurzschlussläufer. Der Rotor des Schleifringläufers trägt eine Drehstromwicklung. Seine Wicklungsenden werden im Sternpunkt verbunden und über Schleifringe und Kohlebürsten herausgeführt. Der Gebrauch der Schleifringe und Kohlebürsten macht die Maschinenart jedoch so wie die Gleichstrommaschine verschleißbehaftet. Dadurch ist sie nicht optimal als Antriebsmotor für einen PKW geeignet. Der Rotor eines Kurzschlussläufers ist durch Stäbe, welche in den Läufernuten liegen und an den Stirnseiten durch Kurzschlussringe miteinander verbunden sind, gekennzeichnet. Die Stäbe, welche zumeist aus Kupfer, Aluminium oder Bronze bestehen, haben keine leitende Verbindung von außen zum Rotor. Sie sind dauerhaft kurzgeschlossen und bilden somit einen sogenannten Kurzschlusskäfig, welcher ihre alternative Namensgebung als Käfigläufer begründet. Die Vorteile dieser Aufbauform liegen in dem einfachen, robusten

2. ELEKTRISCHER ANTRIEBSSTRANG

und kostengünstigen Aufbau. Darüber hinaus ist der Kurzschlussläufer bis auf die verschleiß-behafteten Lager wartungsfrei. Durch die Relativgeschwindigkeit zwischen dem Rotor und dem Drehfeld werden nach dem Induktionsgesetz im Kurzschlusskäfig des Rotors Spannungen induziert, die wiederum Kurzschlussströme bewirken. Die Kurzschlussströme bauen in Verbindung mit der Flussdichte des Feldes gemäß dem Lorentzgesetz Kräfte auf die Leiter auf. Das Produkt der Kräfte mit dem Wirkdurchmesser des Motors ergibt das Drehmoment, das den Rotor bewegt [41]. Diese Motortechnologie findet heute bei Tesla im Model S Verwendung [42].

Die Synchronmaschine zeichnet sich durch sehr hohe Dynamik, hohen Wirkungsgrad und hohe Nennleistungen aus. Der Aufbau des Stators der Synchronmaschinen unterscheidet sich nicht von dem der Asynchronmaschinen. So wie auch bei der Asynchronmaschine erzeugt die stromdurchflossene Statorwicklung der Synchronmaschine im Luftspalt zwischen dem Stator und dem Rotor den magnetischen Statorfluss. Der Rotor der Synchronmaschine besitzt ausgeprägte Pole. Dadurch steht das Läuferfeld relativ zum Läufer still und weist keinen Schlupf auf. Gleichzeitig bedeutet diese Bauform einen wicklungstechnischen Mehraufwand, der mit erhöhten Kosten für die Synchronmaschine verbunden ist. Eine Differenzierung der Synchronmaschinen erfolgt durch ihre unterschiedlichen Erregungsarten. Erfolgt die Erregung durch eine mit Gleichstrom gespeiste Wicklung, so spricht man von einer fremderregten Synchronmaschine [40]. Fremderregte Synchronmaschinen zum Einsatz als Traktionsantrieb werden heute von „Continental AG“ in Großserie gefertigt und finden z. B. beim Renault Zoe Einsatz. Im Falle einer Erregung durch Dauermagnete spricht man von einer permanenterregten Synchronmaschine. Die Erregung der elektrischen Maschine mit Permanentmagneten ist aus zwei Gründen gegenüber vergleichbaren fremderregten Synchronmaschinen vorteilhaft [43]. Es wird kein Erregerstrom benötigt und die Erregerverluste entfallen. Dadurch wird in der Regel der Gesamtwirkungsgrad besser und es werden keine Stromzuführungen zum Rotor benötigt. Die Permanentmagnete stellen die gewünschte Erregerdurchflutung auf wesentlich kleinerem Raum und bei einem geringeren Masse-Drehmoment-Verhältnis zur Verfügung. Dadurch können PSM bei einer gewünschten Drehzahl-Drehmoment-Charakteristik kleiner und leichter als vergleichbare elektrisch erregte Synchronmaschinen ausgeführt werden. Gleichzeitig ist der Einsatz von Permanentmagneten aufgrund des begrenzten Vorkommens der dafür benötigten Elemente aus der Gruppe der seltenen Erden mit erhöhten Kosten verbunden. Permanenterregte Synchronmaschinen finden z. B. Einsatz als Direktantriebe und werden derzeit von der „Siemens AG“ [30] und der „Schaeffler AG“ als Radnabenmotoren erprobt.

2.2 Komponenten des elektrischen Antriebsstrangs

In Abhängigkeit von der Bauart des Motors und von den eingesetzten Materialien fallen in einem Elektromotor Verlustleistungen an. Diese können im Wesentlichen in als Stromwärmeverluste in den elektrischen Kreisen, als Ummagnetisierungsverluste im magnetischen Kreis und als Reibungsverluste unterteilt werden und werden in [28] genauer beschrieben. Die Verlustleistungen lassen sich im Betrieb der Maschine als Wärmequellen interpretieren, die eine Erwärmung des Motors herbeiführen. Die maximale Erwärmung der Motoren ist durch die relativ geringe Wärmebeständigkeit der Isolierstoffe, die zur Isolation der Wicklungen dienen, begrenzt. Bei Motoren, die sich als PKW-Antriebsmotoren eignen beträgt diese Temperatur ca. 135 °C [28]. Bei permanentenerregten Maschinen wird die maximal zulässige Temperatur zusätzlich durch die Curie-Temperatur der Magnete begrenzt. Die Curie-Temperatur ist die Temperatur, bei deren Überschreitung das magnetische Material seine magnetischen Eigenschaften verliert. Besonders der Einsatz von NeFeB als Permanentmagnet wird durch seine begrenzte Einsatztemperatur von rund 130°C eingeschränkt.

Das Drehmoment der Elektromotoren ergibt sich vereinfacht aus dem Produkt der Flussverkettung und des Statorstroms. Dafür muss in der Induktivität der Wicklung Strom aufgebaut werden. Dieser ist beim Anlegen einer konstanten Spannung an den Wicklungen des Stators zunächst nicht konstant. Der einsetzende Stromfluss in der Induktivität der Windung bewirkt eine magnetische Durchflutung und somit einen magnetischen Fluss. Der Flussanstieg von Null auf den Endwert verursacht eine der Betriebsspannung entgegenwirkende Induktionsspannung und verhindert einen sprunghaften Stromanstieg. Die Induktionsspannung fällt gemäß einer Exponentialfunktion ab, der Strom steigt dabei dementsprechend an. Der Stromverlauf entspricht damit dem Verlauf eines RL-Gliedes und folgt der in Gleichung 2.1 dargestellten Exponentialfunktion:

$$i_s(t) = I \cdot \left(1 - e^{-\frac{t}{\tau_e}}\right) \quad \text{mit: } \tau_e = \frac{L}{R} \quad (2.1)$$

Das Verhältnis der Induktivität zum Ohmschen Widerstand der Wicklung (L/R) kann dabei als die elektrische Zeitkonstante τ_e definiert werden. Sie ist von Eigenschaften der Wicklung und damit denen des Motors abhängig und entspricht der Zeit, die benötigt wird, um bei konstant anliegender Spannung in der Induktivität der Statorwicklung Ströme aufzubauen. Die elektrische Zeitkonstante beschreibt maßgeblich das dynamische Verhalten eines unter konstanter Spannung stehenden Motors. Das bedeutet, dass sobald die AC-Ströme sprunghaft an den Anschlussleitungen der Maschine anliegen, das Drehmoment innerhalb von dieser Zeit auf 63

2. ELEKTRISCHER ANTRIEBSSTRANG

% seines Endwerts steigt. Damit zeigt das dynamische Verhalten der Elektromaschine näherungsweise das Verhalten eines Verzögerungsgliedes erster Ordnung (PT1). Auch das zeitliche Verhalten beim Abbau des Drehmoments folgt einer Exponentialfunktion. Wird der Stromfluss durch die Wicklung unterbrochen, so führt die Stromänderung in der stromdurchflossenen Induktivität zu einer Induktionsspannung, die den Stromfluss weiter aufrechterhalten möchte. Die Induktionsspannung und der Stromfluss fallen gemäß der Gleichung 2.2 ab:

$$i_s(t) = I \cdot \left(e^{-\frac{t}{\tau_e}} \right) \quad (2.2)$$

Auf Grundlage dieser Überlegung wird das dynamische Verhalten eines Elektromotors im Folgenden gemäß Gleichung 2.3 als ein PT1-Glied angenähert.

$$G_{SG}(s) = \frac{K_{SG}}{1 + Ts} \quad (2.3)$$

2.2.3 Leistungselektronik

Für den Betrieb elektronisch kommutierter Drehstrommotoren mit einer Gleichstromquelle benötigt man als Stellglied eine ansteuerbare Leistungselektronik, welche die Umformung der elektrischen Energie in Bezug auf Spannung, Strom und Frequenz bidirektional ermöglicht. Als derartige Stellglieder eignen sich Umrichter. Durch zyklisches Betätigen von Schaltern und mit einer veränderlichen Periodendauer wandelt ein Umrichter die Gleichspannung in Wechselspannung mit veränderlicher Frequenz und Amplitude. Ein Wechselrichter kann sowohl als Wechsel- als auch als Gleichrichter betrieben werden und eignet sich somit für einen Vierquadrantenbetrieb. Heute werden in elektrisch angetriebenen Fahrzeugen überwiegend die Spannungen auf ca. 400 V und die Ströme auf ca. 300 A begrenzt. Vereinzelt gibt es auch Anwendungen, die mit einer maximalen Batteriespannung von bis zu 900 V arbeiten. Dem Vorteil der verringerten maximalen Ströme durch die erhöhte Spannung stehen derzeit erhöhte Schaltverluste entgegen. Für beide Varianten kommen heute „Insulated Gate Bipolar Transistors“ (IGBTs) als Schalter zum Einsatz. IGBTs zeichnen sich durch eine leichte Steuerbarkeit und einem geringen Durchlasswiderstand aus. Bei ihrem Betrieb sind die Höhe der Sperrspannung, die Höhe des Schaltstromes und die Höhe der Schaltfrequenz als Grenzwerte zu beachten. Eine Erhöhung des Schaltstroms geht in der Regel mit einer steigenden Betriebstemperatur bzw. mit höheren Temperaturschwankungen der IGBTs einher. Insbesondere die höheren Temperaturschwankungen

2.2 Komponenten des elektrischen Antriebsstrangs

führen zu einer verstärkten Alterung und damit zu einer reduzierten Lebensdauer der Inverter. Die Ursache dafür liegt in den unterschiedlichen Ausdehnungskoeffizienten der eingesetzten Materialien, die aufgrund der hohen Temperaturschwankungen zu mechanischen Spannungen an den Verbindungsstellen der Komponenten führen. Insbesondere bilden die Lötverbindungen eine Schwachstelle. Dies insofern als die Spannungen an den Lötverbindungen in Anbetracht der hohen Zyklen Microcracks verursachen, die wiederum zu erhöhten Widerständen und damit wiederum zu steigenden Temperaturen führen. Das zieht schließlich eine Zerstörung der Lötverbindung und damit den Ausfall der Komponenten nach sich. Der Wechselrichter wird von seinem Regelkreis so angesteuert, dass die Ausgangsspannung und die variable Ausgangsfrequenz mit den Anforderungen zusammenpassen. Als quasi Regelungsstandard für die nicht stationär arbeitenden, elektronisch kommutierten Elektromotoren hat sich die „Feldorientierte Regelung“ (FoR) durchgesetzt. Die Regelung unterscheidet sich geringfügig in Abhängigkeit vom zu regelnden Motortyp. In Abbildung 2.8 ist eine Grundstruktur-Regelung einer PSM dargestellt. Heute wird der Antrieb aller verbrennungsmotorisch angetriebener Fahrzeuge, die in Großserie für einen Einsatz im täglichen Verkehr gefertigt werden, mit Drehmoment als Führungsgröße geregelt. Die Geschwindigkeit des Antriebs ergibt sich in Abhängigkeit der auf das Fahrzeug wirkenden Fahrwiderstände. Bei elektromotorischen Konzepten kann zwischen einer Regelung nach einer Drehmoment- oder Drehzahlvorgabe unterschieden werden. Eine Drehzahlregelung bietet den Vorteil einer genauen Geschwindigkeitsvorgabe, welche insbesondere bei geringer Geschwindigkeit zu einem sehr präzisen Fahrverhalten führen könnte. Gleichzeitig führt dieses Konzept zu einer komplexen Drehzahlsynchronisation der angetriebenen Räder. Deshalb hat sich bei elektromotorisch angetriebenen Fahrzeugen, so wie auch bei den Verbrennungsmotorischen, eine Regelung nach dem Drehmoment etabliert.

Die Drehmomentvorgabe, welche heute zumeist über einen CAN-Bus an die Leistungselektronik übermittelt wird, wird zunächst in das rotierende „dq“-Koordinatensystem transformiert, das auf die Rotorfeldposition ausgerichtet ist. Die Phasenströme des Stators ergeben sich dabei in Abhängigkeit von der Motordrehzahl als Führungsgrößen zur Regelung des Flusses des elektrischen Antriebs. Dies geschieht innerhalb der Kaskadenstruktur der Regelung selbst bei der langsamsten Zykluszeit des Inverters im Bereich von wenigen Millisekunden. Die Stromregler bilden innerhalb dieser Struktur den innen liegenden Regelkreis. Sie erfordern eine deutlich kürzere Regelzeit im Bereich von ca. 300 bis 500 Mikrosekunden. Die dafür benötigten Ist-Phasenströme des Stators können dafür aus dem magnetischen Feld unter Zuhilfenahme des Halleffekts berechnet werden. Die Umwandlung der dreiphasigen Wicklungsanordnung eines

2. ELEKTRISCHER ANTRIEBSSTRANG

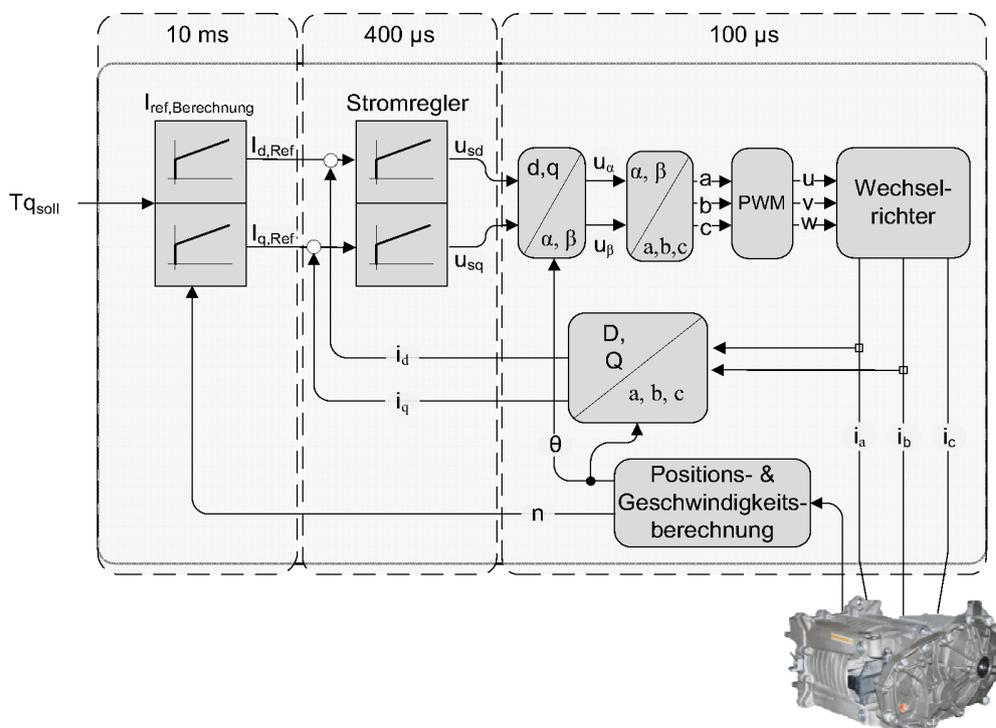


Abbildung 2.8: Blockstruktur der Regelung einer Synchronmaschine

Motors in das dq-System, wird dabei durch die sogenannte Park'sche Transformation ermöglicht. Die Kenntnis der Phasenströme ermöglicht eine zuverlässige und zeitnahe Schätzung des gestellten Drehmoments. Ein grundlegendes Merkmal der FoR ist die notwendige Synchronisation des Stator-Flusses mit dem Rotor. Die Gewährleistung einer fehlerfreien Kommutierung erfordert daher eine Ist-Werterfassung und die Rückführung der Drehzahl in die Berechnung des benötigten Stromflusses. Zusätzlich zur Frequenz muss für den Betrieb einer PSM auch der Phasenwinkel geregelt werden. Dafür ist die Kenntnis der genauen Rotorposition im Bezug auf den stehenden Stator und damit der Einsatz eines Rotorlagesensors erforderlich. Der Sensor befindet sich üblicherweise an der Welle des Elektromotors und tastet die Rotorlage mit einer Frequenz von 5 bis 10 kHz ab. Aus diesem Signal wird innerhalb der Leistungselektronik ein Rotorlagewinkel berechnet. Diese Berechnung wird alle 100 μs durchgeführt [44]. Der Winkel ist von zentraler Bedeutung für die feldorientierte Regelung der Synchronmaschine. Durch Fehler bei der Abtastung der Sensorspur kann es zu einem gestörten Sensorausgangssignal und somit möglicherweise auch zu einer Beeinträchtigung der Regelung der Synchronmaschine kommen.

2.2 Komponenten des elektrischen Antriebsstrangs

Damit steht neben dem Drehmoment auch die Information über die Geschwindigkeit des Antriebs in der Leistungselektronik sehr genau aufgelöst zur Verfügung. Neben der Berechnung der Motorgeschwindigkeit bzw. der Motorposition erfolgt ebenfalls die Weiterumwandlung der Größen in die für die Ansteuerung des Motors benötigten Phasenströme mit der kürzesten Regelzeit der Regelstruktur. Eine detaillierte Beschreibung der FoR wird in [45] gegeben.

Für einen sicheren Betrieb eines Fahrzeugs auf öffentlichen Straßen müssen Fehlfunktionen, welche zu einer Gefährdung der Verkehrsteilnehmer führen könnten, verhindert werden. Dazu werden z. B. ein Blockieren der Räder bzw. ein eigenständiges Beschleunigen des Fahrzeugs gezählt. Die Einstufung des Risikopotenzials erfolgt durch das Automobile Safety Integrity Level (ASIL) nach der ISO 26262. Im elektromotorischen Antriebsstrang werden dafür innerhalb der Leistungselektronik Sicherheitsmechanismen, als eine, die FoR überlagernde, Regelung betrieben. Diese gewährleisten, dass das von den Motoren erzeugte Moment in Betrag und Richtung nicht zu stark vom Fahrerwunsch abweicht. Im Fehlerfall kann z. B. durch Abschaltung der Rotorerregung kurzfristig kleinen Abweichungen, bzw. durch Abschaltung des gesamten Inverters schwerwiegenden Fehlern, entgegengewirkt werden.

2.2.4 Drehmomentgenauigkeit des elektromotorischen Antriebs

Die Drehmomentgenauigkeit spielt bei Elektro- und Hybridfahrzeugen eine hohe Rolle für den Fahrkomfort und die Fahrstabilität. Als Einflussfaktoren auf die Drehmomentgenauigkeit sind insbesondere Temperaturabweichungen, Toleranzen der Stromsensoren, Abweichungen der E-Maschinenparameter durch Sättigungen, sowie Geschwindigkeitsmessungen zu nennen. Temperaturabweichungen führen bei permanenterregten Motoren zu Ungenauigkeiten durch Änderung des Flusses der Magnete. Eine Temperaturänderung von rund 100°C führt bei NdFeB-Magneten zu einer Änderung des Flusses und damit des Drehmoments um rund 10 %. Bei fremderregten Motoren führt der mit dem Temperaturanstieg sich ändernde Rotorwiderstand zu Drehmomentungenauigkeiten [46]. Phasenströme werden in Fahrzeugen heute typischerweise mit nicht kompensierten, berührungslosen Stromsensoren gemessen. Aufgrund von Hysterese-Effekten und Sättigungen ermöglichen die verwendeten Stromsensoren eine Genauigkeit von rund 95 %. Bei höheren Strömen treten wegen der magnetischen Felder insbesondere Sättigungen der Eisenwege auf. Diese führen dazu, dass die Induktivitäten der elektrischen Maschinen nicht mehr als konstant betrachtet werden können [46]. Bei Synchronmaschinen wird die Drehmomentgenauigkeit zudem stark von der Genauigkeit der Lagerfassung beeinflusst. Eine fehlerbehaftete

2. ELEKTRISCHER ANTRIEBSSTRANG

Winkelerfassung führt durch fehlerhafte Regelung des Statorstromes im Bezug auf das Luftspaltfeld ebenfalls zu fehlerhaften Drehmomenten. Die in der Automobilbranche üblicherweise eingesetzten Positionerfassungssysteme haben eine mechanische Genauigkeit von rund $0,5^\circ$. Die elektrische Genauigkeit ergibt sich aus der Konvertierung des Fehlers auf das elektrische System, was von der Polpaarzahl der Maschine abhängt. Bei einer 20-poligen Maschine ergibt beispielsweise der mechanische Fehler einen elektrischen Fehler von bis zu dem zehnfachen des mechanischen Fehlers. Die elektrischen Lagefehler wirken sich besonders im Feldschwächbetrieb der Maschinen stark aus und können in dem oben genannten Beispiel zu Drehmomentfehlern von bis zu 7,8 % führen [46]. Durch die Verwendung von unabhängigen Drehmomentbeobachtern in der Leistungselektronik kann eine Drehmomentregelung mit Abweichungen von unter 5 % erreicht werden [46].

2.3 Entwicklungsstand heutiger Bremssysteme

Die Hauptaufgaben der Bremsanlage bestehen aus dem Verzögern des sich bewegenden Fahrzeugs, bei Gefällestrecken des Haltens einer konstanten Geschwindigkeit sowie des Sicherns des Fahrzeugs gegen Wegrollen im Stillstand. Die Bremsanlagen können dafür hinsichtlich ihrer Funktion in Betriebs-Bremsanlage, Hilfs-Bremsanlage, Feststell-Bremsanlage und Dauer-Bremsanlage unterschieden werden [47]. Dauer-Bremsanlagen entlasten die Betriebs-Bremsanlagen auf längeren Gefällestrecken und finden ausschließlich bei Nutzfahrzeugen Verwendung. Dafür werden im wesentlichen die Motorbremse, der hydrodynamische Retarder und die Wirbelstrombremse eingesetzt. Feststell-Bremsanlagen halten Fahrzeuge im Stillstand. Für die Funktion ist die Gewährleistung des Stillstands mit unterbrochener Energiezufuhr ausschlaggebend. Die Realisierung erfolgt heute entweder durch Betätigung der Betriebs-Bremsanlage über Bowdenzüge oder durch einen Elektromotor, der über ein Getriebe in Wirkverbindung mit den Bremsbacken steht. Betriebs-Bremsanlagen werden über das Bremspedal betätigt und gewährleisten alle geforderten Verzögerungen. Hilfs-Bremsanlagen ermöglichen ein Verzögern des Fahrzeugs bei Ausfall der Betriebs-Bremsanlage und werden zumeist als zweiter Bremskreis der Betriebs-Bremsanlagen gestaltet. Alle heute in Großserie bei PKW eingesetzten Betriebs- und Hilfs-Bremsanlagen werden als Scheiben- und in seltenen Ausnahmefällen an der Hinterachse als Trommelbremsen ausgeführt. Beide Bremsen basieren auf Reibung zwischen den sich an Achsschenkeln abstützenden Bremsbelägen und den mit den Radnaben verschraubten Brems Scheiben bzw. Trommeln. Zum Bremsen wird die vom Fahrer über das Bremspedal aufgebrachte Fußkraft

2.3 Entwicklungsstand heutiger Bremssysteme

im Bremszylinder in hydraulischen Druck gewandelt. Der hydraulische Druck erzeugt wiederum Spannkraft zwischen den Reibbelägen und den Bremsscheiben bzw. den Trommeln. Durch die bei Relativbewegung der Reibbeläge und Scheiben bzw. Trommeln erzeugte Umfangskraft entsteht Bremskraft in der Reifenaufstandsfläche, die kinetische Energie des sich bewegenden Fahrzeugs in Wärme umwandelt. Im Normalbetrieb wird die vom Fahrer aufgebrachte Fußkraft pneumatisch oder hydraulisch verstärkt. Die hydraulische Verstärkung erfolgt über eine mechanische oder elektrische Pumpe und wird in der Regel nur in schweren PKW eingesetzt. Die pneumatische Verstärkung erfolgt über den Ansaugdruck des Verbrennungsmotors, oft wirkt dabei eine elektrische Vakuumpumpe unterstützend. Bei elektromotorisch angetriebenen Fahrzeugen kann die Verstärkung konzeptbedingt nicht über den Ansaugdruck des Verbrennungsmotors erfolgen. Stattdessen erfolgt die Verstärkung z. B. durch den Einsatz der elektrischen Vakuumpumpe [48].

Da die Fahrzeugbremsen zu den sicherheitsrelevanten Bauteilen im Fahrzeug gehören, werden an sie besonders hohe Sicherheitsanforderungen gestellt. Die Gesetzgebung schreibt eine Ausrüstung der Fahrzeuge mit einer 2-Kreis-Bremsanlage vor. Das bedeutet, dass das Bremssystem aus mindestens zwei voneinander unabhängigen Bremskreisen bestehen muss. Beim Ausfall eines Bremskreises muss der verbleibende eine reduzierte Verzögerung des Fahrzeugs von mindestens 3 m s^{-2} gewährleisten [48].

Die Technologie der Reibbremsen ist seit ihrer Einführung im PKW inzwischen sehr ausgereift und ist aus der heutigen Sicht aus den Fahrzeugen nicht mehr weg zu denken. Trotzdem ist die Reibbremse konzeptbedingt mit einigen Schwachpunkten behaftet. Einerseits ruft das Reiben des Bremsbelags auf der Scheibe Geräusch- und Bremsstaub-Emissionen hervor und ist stets auch mit Verschleiß verbunden. Damit entsteht ein zusätzlicher Wartungs- und Kostenaufwand. Andererseits ist die dynamische Leistungsfähigkeit der Scheibenbremsen durch ihre Ansprech- und Schwelldauer begrenzt. Die Ansprechdauer beschreibt die Zeitdauer vom Beginn des Bremsvorganges bis zu dem Augenblick, in dem die Bremse beginnt, das Bremsmoment zu erzeugen. Sie setzt sich im wesentlichen aus der Zeit, die zum Betätigen des Bremspedals und zum Überwinden des Leerwegs im Bremskraftverstärker sowie des sogenannten Lüftspiels zusammen. Im ungebremsten Fahrbetrieb sind die Bremsbeläge von der Bremsscheibe bzw. Trommel durch einen Leerweg, das Lüftspiel, getrennt. Bei einer Bremsung muss für das Erzielen einer Bremswirkung zunächst dieser Leerweg von rund $0,02 \text{ mm}$ überwunden werden. Während der rund 20 bis 60 ms dauernden Ansprechdauer der Bremsanlage wird das Fahrzeug allein durch die Fahrwiderstände verzögert und bewegt sich näherungsweise immer noch mit seiner

2. ELEKTRISCHER ANTRIEBSSTRANG

Ausgangsgeschwindigkeit. Die erste durch das Bremssystem verursachte Verzögerung beginnt während der Schwelldauer. Unter Schwelldauer versteht man die Zeit, die vom Beginn des ersten Momentanstiegs bis zum Erreichen des vollen Bremsmoments vergeht. Sie wird im wesentlichen durch das dynamische Übertragungsverhalten des Stellmediums sowie der Kompressibilität der Bremsbeläge bestimmt [48]. Die Dauer hängt stark vom Typ und der Ausführung der Bremsanlage ab und beträgt bei PKW meist rund 140 bis 180 ms [25]. Eine gesetzliche Grenze für die Ansprechdauer und die halbe Schwelldauer beträgt 360 ms [48]. Die volle Verzögerung des Fahrzeugs setzt erst mit der Beendigung der Schwellzeit in der Vollbremsphase ein. Eine Übersicht über die Zeitfolge beim Bremsen wird in A.1 gegeben.

In den vergangenen Jahrzehnten wurden die zu Beginn dieses Abschnitts beschriebenen Hauptaufgaben der Bremsanlage sukzessiv um weitere Aufgaben, die den Fahrer in seiner Führungsaufgabe beim Fahren und Bremsen unterstützen, erweitert. Die Funktionen, die die zusätzlichen Aufgaben erlauben, können in reaktive wie z. B. das Antiblockiersystem (ABS), das Antriebs-Schlupf-Regelsystem (ASR), die elektronische Bremskraftverteilung (EBV), die elektronische Stabilitätskontrolle (ESC) oder der Bremsassistent (BAS) und prädiktive wie z. B. predictive Brake-Assist, predictive Emergency-Warning oder predictive Emergency-Braking unterteilt werden. Um diese Funktionen zu ermöglichen arbeitet die Bremsanlage im Verbund mit zahlreichen Assistenzsystemen und auf Grundlage einer umfassenden Erfassung des Istzustandes als ein Bremssystem.

Trotz seiner zahlreichen Aufgaben ist für ein Bremssystem seine Fähigkeit das Fahrzeug maximal zu verzögern maßgeblich. Dafür muss das Bremsmoment so geregelt werden, dass die Räder des Fahrzeugs möglichst frühzeitig den maximalen Kraftschlussbereich erreichen und möglichst lange in diesem betrieben werden. Das Fahrzeug sollte sich dabei stets stabil und lenkbar verhalten. Bei der Einhaltung dieser Anforderung wird der Fahrer insbesondere vom ABS unterstützt. Der radindividuelle Regelungszyklus des heutigen ABS kann in Abhängigkeit vom Schlupf und Radbeschleunigung drei Zustände einnehmen, die das Bremsmoment reduzieren, halten oder erhöhen. Ist die geforderte Radverzögerung erreicht, dann wird das Bremsmoment gehalten und damit ein Überbremsen des Rades verhindert. Steigt trotz des gleichbleibenden Bremsmoments der Schlupfwert, so wird das Bremsmoment reduziert. Das überbremste Rad wird über den Reibkontakt zu der Fahrbahn wieder beschleunigt. Nach Unterschreitung der vorgegebenen Schlupfwerte wird das Bremsmoment wieder stufenweise erhöht bis der gewünschte Schlupfwert erreicht ist. In Abbildung 2.9 sind beispielhaft die Geschwindigkeiten, Bremsdrücke und Stellsignale einer Bremsung mit ABS-Regelung an der Vorderachse eines PKW dargestellt.

2.3 Entwicklungsstand heutiger Bremssysteme

Der Wert 1 des Stellsignals fordert ein Erhöhen, 0 ein Halten und -1 ein Reduzieren des Bremsmomentes, bzw. im Fall des in Abbildung 2.9 dargestellten, hydraulischen Bremssystems der Bremsdrücke. Eine detaillierte Beschreibung der ABS-Regelphilosophie geben [48] und [49].

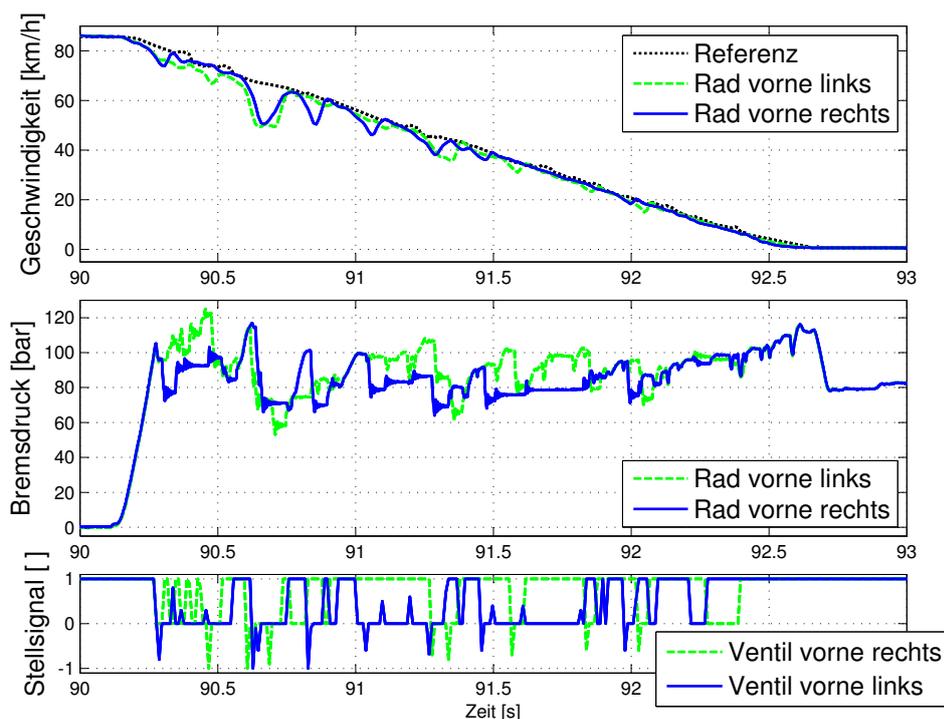


Abbildung 2.9: Beispielhafter Verlauf einer ABS Bremsung

Neben der Dynamik einer Bremse sind auch die Regelgrößen entscheidend für die Leistungsfähigkeit des Gesamtsystems. Für die Regelung der Bremsmomente nehmen dabei die Radgeschwindigkeiten eine zentrale Rolle ein. Die Fahrzeug-Referenzgeschwindigkeit wird bei den heute auf dem Markt befindlichen Fahrzeugen nicht gemessen, sondern aus den gemessenen Radgeschwindigkeiten und Beschleunigungen geschätzt. Bei bekannter Referenzgeschwindigkeit sind ebenfalls vor allem die Radgeschwindigkeiten die maßgebliche Größe, die für eine Regelung der zu übertragenen Radkräfte benötigt wird. Aus diesem Grund werden im Folgenden die technologischen Grundlagen der Radgeschwindigkeitsermittlung erläutert.

Die Radgeschwindigkeitsermittlung in PKW kann durch passive Sensoren induktiv oder durch aktive Sensoren magnetoresistiv erfolgen. Die passiven Sensoren bestehen aus einem Dauermagneten, einer Induktionsspule und einem Impulsgeber. Als Impulsgeber dient ein Zahnrad aus ferromagnetischem Material, das mit dem sich drehendem Rad verbunden ist. Bei Dreh-

2. ELEKTRISCHER ANTRIEBSSTRANG

bewegung des Rades wird der Impulsgeber an dem Drehzahlfühler vorbeigeführt und bewirkt durch die vorbeilaufenden Zähne des Impulsgebers eine Veränderung des magnetischen Flusses. Dadurch wird in der Spule eine sinusförmige Wechselspannung induziert. Die Frequenz der Spannung ist proportional zur Drehzahl des Rades. Bei geringen Geschwindigkeiten limitiert die begrenzte Zähneanzahl des Impulsgebers die Drehzahlerfassung. Seit einigen Jahren werden in PKW zunehmend aktive Sensoren verwendet. Sie haben den Vorteil, dass sie die Raddrehzahl bis zum Fahrzeugstillstand detektieren können. Die Arbeitsweise der magneto-resistiven Sensoren wird in [48] beschrieben. Sie beruht auf der Änderung des elektrischen Widerstands der magneto-resistiven Metallschichten des Sensors durch die Änderung des parallel zu den Schichten verlaufenden magnetischen Feldes. Derzeit werden zwei unterschiedliche Varianten der Sensoren in PKW eingesetzt. Die erste Variante erzeugt das Magnetfeld durch einen am Elementarsensor angebrachten Permanentmagneten. Die Feldänderung erfolgt durch ein ferromagnetisches, verzahntes Impulsrad. Bei der zweiten Variante sorgt ein Multipolrad mit abwechselnd gepolten Magneten, das vor dem Sensorelement rotiert, für die erforderliche Magnetfeldänderung. Das Signal der Raddrehzahlsensoren wird mit einer Taktzeit von ca. 5 bis 10 ms ausgewertet. Dadurch trägt die tatsächliche Radgeschwindigkeit erst verzögert zur Ermittlung der Blockierneigung bei. Die Radbeschleunigung wird aus der numerischen Differentiation der Radgeschwindigkeit ermittelt. Für ihre Berechnung werden ca. fünf Messwerte herangezogen.

Bei Scheibenbremsen können die benötigten axialen Zuspännkräfte in Abhängigkeit von der eingesetzten Technologie über hydraulische, oder elektromotorische Aktoren erzeugen. Im Folgenden werden die im PKW-Umfeld am weitesten verbreiteten Bremstechnologien vorgestellt.

2.3.1 Hydraulisches Bremssystem

Heute bildet zumeist das hydraulische Bremssystem sowohl in konventionellen PKW als auch in Elektrofahrzeugen die Betriebs- und die Hilfs-Bremsanlage. Wie allgemein bekannt ist die Regelung des Bremsmoments einer hydraulischen Reibbremse eng an die hydraulische Kraftübertragung gebunden. Druckauf- und Druckabbau sind durch die Konstruktion der hydraulischen Aktuatoren festgelegt. Die Schwelldauer der derzeit in PKW eingesetzten hydraulischen Aktuatoren zeichnet sich durch eine Druckverdopplungszeit von rund 50 ms aus. Eine 50 ms Druckverdopplungszeit bedeutet, dass sich der hydraulische Druck während der Druckaufbauphase alle 50 ms verdoppeln kann. Bei einem durchgedrückten Bremspedal erreicht der Bremsdruck nach 150 ms demzufolge 87,5 % des Druckmaximums. In der Regelungstechnik kann das dynamische

2.3 Entwicklungsstand heutiger Bremssysteme

Verhalten der hydraulischen Reibbremse mit guter Näherung durch ein Verzögerungsglied 1. Ordnung mit einer Zeitkonstante T_1 von 72 ms beschrieben werden. Die Ansprechdauer einer hydraulischen Bremse beträgt durchschnittlich ca. 50 ms. Auch sie kann in Abhängigkeit von der Ausführung der Bremsanlage variieren. Die Ansprechdauer kann durch eine vorgelagerte Totzeit modelliert werden. Die Reihenschaltung der beiden Übertragungsglieder ergibt die Übertragungsfunktion 2.4:

$$x(t) = K_t \cdot (t - T_t) + K_p \cdot \left(1 - e^{-\frac{t}{T_1}}\right) \quad \text{mit: } T_1 = 72\text{ms} \ \& \ T_t = 50\text{ms} \quad (2.4)$$

Damit ergibt sich die Bremsaktor-Formulierung gemäß Gleichung 2.5 zu:

$$G_{Stell,Act}(S) = K_{PAkt} \cdot e^{-sT_t} \cdot \frac{1}{(T_{Act} \cdot s + 1)} \quad (2.5)$$

In Abbildung 2.10 ist eine simulierte Sprungantwort einer typischen hydraulischen PKW-Bremse mit den zuvor beschriebenen Parametern dargestellt.

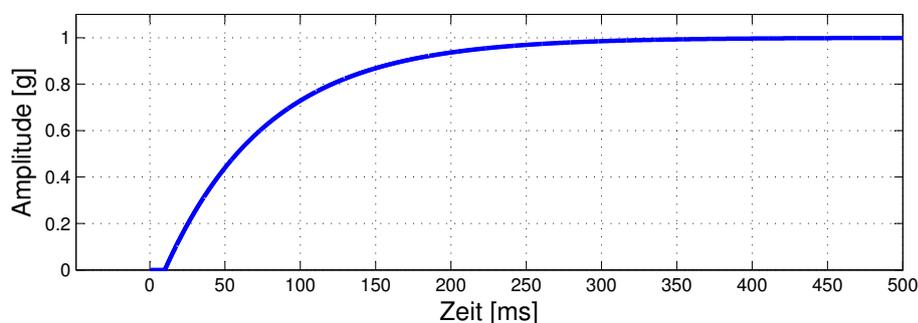


Abbildung 2.10: Sprungantwort einer hydraulischen PKW-Bremse

Analog zum Druckaufbau beschreibt das PT1-Übertragungsglied auch das dynamische Verhalten während der Druckabbauphasen. Nach 100 ms kann der Druck einer hydraulischen Bremse eines Personenkraftfahrzeugs um rund 75 % verringert werden. Die Zeitkonstante ist aufgrund der Temperaturabhängigkeit der Bremsflüssigkeit streng-genommen keine Konstante. Der Einfluss der Temperatur kann jedoch unter Normalbedingungen als sehr gering gewertet werden [50]. Zeitlich noch ungünstiger ist das dynamische Verhalten der hydraulischen Bremse während einer Bremsdruckregelung. Die Struktur eines hydraulischen Bremssystems ist in Abbildung 2.11 dargestellt. Heutige ABS-, ASR- sowie ESC- Anlagen bestehen im Wesentlichen

2. ELEKTRISCHER ANTRIEBSSTRANG

aus einem Hydraulikblock mit Ventilen, einer elektromotorisch angetriebenen Pumpe sowie der Regelelektronik.

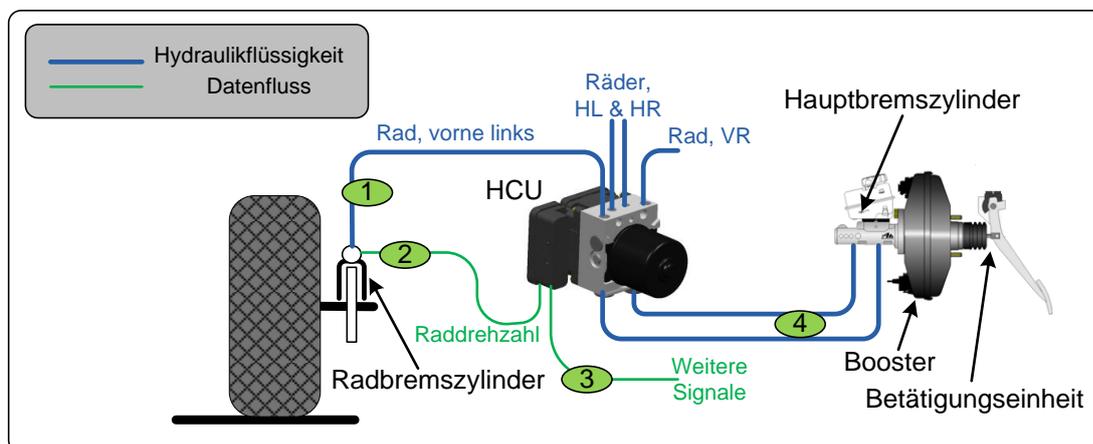


Abbildung 2.11: Grundprinzip eines hydraulischen Bremssystems

Diese Komponenten werden zu einer kompakten hydraulisch-elektronischen Regeleinheit (HCU) zusammengefasst. Die Betätigungseinheit mit dem Hauptbremszylinder der Bremse ist über die HCU hydraulisch direkt mit dem Radbremszylinder verbunden, in 2.11 sind die Hydraulikleitungen mit den Nummern (1) und (4) gekennzeichnet. Die in die HCU integrierte Pumpe kann während der ABS-Regelung die aus den Bremskreisen entnommene Bremsflüssigkeit zurückpumpen. Die als Mikroprozessor ausgeführte Regelelektronik berechnet auf Basis von gemessenen Informationen und dabei vor allem aus Raddrehzahlen die Blockierneigung der Räder. Der Prozessor arbeitet mit einer Zykluszeit von 5 bis 10 ms.

Die in der HCU integrierten elektromagnetischen Ventile ermöglichen die Modulation der radindividuellen Bremsdrücke. Durch die Ansteuer- bzw. Abfallzeit der Magnetventile während der ABS-Regelung entsteht eine zusätzliche Verzögerung von ca. 2 bis 5 ms. Diese Zeit hängt direkt von der Induktivität der Magnetspule ab und wird benötigt, um das Magnetfeld auf- bzw. abzubauen [49]. Die Dynamik der Bremsdruckregelung ist an den dynamischen Charakter der hydraulischen Aktuatoren angepasst. Das Verfahren zur ABS-Regelung basiert auf der Modulation des hydraulischen Drucks. Der Druck wird zentral generiert und, ein 4-Kanal-System vorausgesetzt, an die vier Bremsaktoren geleitet. Die radindividuelle Regelung erfolgt in Abhängigkeit von Schlupf und Radbeschleunigung durch Öffnen und Schließen der Magnetventile, wodurch der Bremsdruck gehalten, abgebaut oder wieder aufgebaut wird. Die schaltenden Ventile können als wesentlicher Grund für den Regelungscharakter angesehen werden. Der radin-

dividuelle Regelzyklus erfolgt ca. drei bis vier Mal in der Sekunde. Das Pedalgefühl ist durch die verwendete Hardware definiert. Das hydraulische Bremssystem besitzt eine spürbare haptische und akustische Rückkopplung an den Fahrer. Als Sicherheitskonzept beim Ausfall oder einer Störung der Regelung wird das ABS abgeschaltet. Zur Verfügung steht dann noch das unregelte Bremssystem.

2.3.2 Elektrohydraulisches Bremssystem

Die direkte hydraulische Kopplung der Betätigungseinheit mit der Radbremse ist mit einigen Nachteilen hinsichtlich des Komforts und der Dynamik verbunden. Eine Entkopplung der Betätigungs- von der Übertragungseinrichtung eines Bremssystems kann den technologischen Schwächen des hydraulischen Bremssystems entgegenwirken. Neue stabilisierende bzw. unfallvermeidende Funktionen wie z. B. Panik-Brake-Assist, können rein softwarebasiert, ohne zusätzliche Aktorik realisiert werden. Ein Regeleinriff kann ohne Beeinflussung des Pedalgefühls und ohne störende Vibrationen durchgeführt werden. Der mit der Entkopplung verbundene Technologiewandel ist jedoch mit Sicherheitsrisiken durch den Einsatz der neuen Technologie verbunden. Das elektrohydraulische Bremssystem (EHB) stellt einen großen Schritt in Richtung reiner By-Wire-Bremssysteme dar und ermöglicht die Ausnutzung einer Vielzahl der durch die Entkopplung entstehenden Vorteile. Gleichzeitig stellt das EHB eine mechanisch/-hydraulische Rückfallebene bereit, welche die Sicherheitsrisiken durch den Einsatz von gut bekannter Technologie minimiert. In Abbildung 2.12 ist die vereinfachte Struktur der EHB dargestellt.

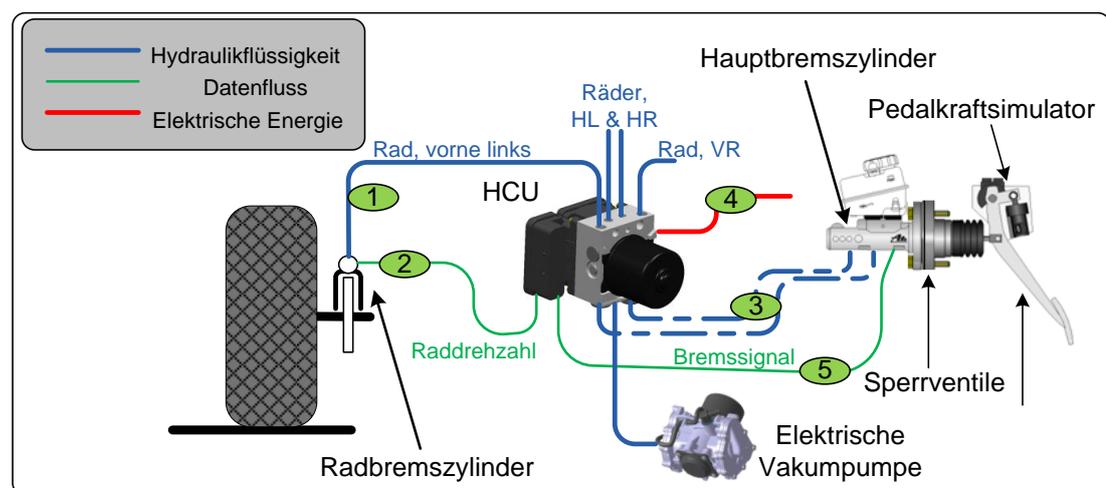


Abbildung 2.12: Grundprinzip eines elektrohydraulischen Bremssystems

2. ELEKTRISCHER ANTRIEBSSTRANG

So wie auch das konventionelle, hydraulische Bremssystem besteht das EHB aus einer Betätigungseinheit, einer hydraulisch-elektronischen Regeleinheit (EHC) sowie der Reibbremse. Die Betätigungseinheit ist hydraulisch über die EHC an die Reibbremsen gekoppelt. Im Normalfall sind jedoch das Pedal- und die Bremshydraulikkreise durch Sperrventile voneinander getrennt. Der Bremswunsch wird stattdessen elektronisch über Kraft- und Wegsensoren erfasst und ohne Betätigungsenergie als Signal an die ECU weitergeleitet. Die ECU interpretiert abhängig von Pedalsensorsignalen und externen Signalen den Fahrerwunsch, berechnet den benötigten radindividuellen Solldruck und löst schließlich die Bremsung aus. Dazu wird der durch eine elektrische Hydraulikpumpe erzeugte Bremsdruck in jedem Bremszylinder über die Proportionalventile eingestellt. Die Hydraulikpumpe wird im Normalfall zusätzlich durch einen schnell ansprechenden Druckspeicher unterstützt, welcher bei Ausfall der Pumpe ein Anhalten des Fahrzeugs ermöglicht. Der Druckspeicher ermöglicht im Vergleich zu einem konventionellen hydraulischen Bremssystem theoretisch deutlich höhere Druckaufbaugradienten. Die hohen Gradienten können jedoch zu starken Lastwechselschlägen im Fahrwerk führen, welche zusätzlich zu einem erhöhten Verschleiß der Fahrwerkkomponenten, sich besonders im Frequenzbereich von 2 bis 8 Hz nachteilig auf den Komfort auswirken könnten. In der Praxis nutzt man die theoretisch gegebenen dynamischen Möglichkeiten aus diesen Gründen nicht aus. Die Pedalrückwirkung wird in einem hydraulischen Pedalkraftsimulator erzeugt und kann durch Drosselventile geregelt werden.

Im Fehlerfall wird der sichere Zustand durch Abschalten der elektrischen Energie und durch das Öffnen der Sperrventile erreicht. Dadurch entsteht, so wie auch bei dem konventionellen hydraulischen Bremssystem, eine direkte hydraulische Kopplung der Betätigungseinheit mit den Bremszylindern. Anders als bei dem konventionellen, hydraulischen Bremssystem wird die Pedalkraft nicht verstärkt, sodass die gesamte Kolbenanpresskraft über die Betätigungskraft erzeugt werden muss.

Das dynamische Verhalten der elektrohydraulischen Reibbremse kann, so wie auch das der konventionellen hydraulischen Bremse, durch ein Verzögerungsglied 1. Ordnung beschrieben werden. Die Zeitkonstante T_1 dieses Systems verkürzt sich gegenüber der konventioneller hydraulischen Bremse in Abhängigkeit von der verwendeten Technologie auf ca 40 bis 60 ms. Das By-Wire-Verhalten der EHB ermöglicht ein schon frühzeitiges Anlegen der Bremsbeläge an die Brems Scheiben und bewirkt dadurch eine geringe Verkürzung der Ansprechzeit auf ca. 40 ms.

2.3.3 Elektromechanisches Bremssystem

Das Elektromechanische Bremssystem (EMB) zeichnet sich durch eine Entkopplung des Bremspedals von der Bremse und den vollständigen Verzicht auf den Einsatz hydraulischer Energieträger aus. Der Bremswunsch wird über einen Pedalkraftsimulator durch mehrere Kraft- und Positionssensoren erfasst und als ein elektrisches Signal an das Bremsmanagement weitergeleitet. Mit der redundant vorhandenen Sensorik entspricht man dem Wunsch nach zusätzlicher Sicherheit im Falle eines Ausfalls bzw. einer Fehlfunktion eines Sensors. Die gewohnte Pedalgegenkraft wird durch eine in dem Pedalkraftsimulator eingebaute Feder-Dämpfer-Einheit künstlich erzeugt. Das Bremsmanagement wandelt im Normalfall den Verzögerungswunsch so wie auch bei dem zuvor vorgestellten Bremssystem in radindividuell verteilte Anpresskraft-Vorgaben für die Aktuatoren um. Diese werden durch elektrische Energie in der elektromotorisch angetriebenen Bremsanlage umgewandelt. Ein Getriebe löst dabei verschiedene Anforderungen: Zum einen die an die Aktuatoren, nämlich ein hochdynamisches Überwinden von Lüftspiel zu Beginn der Bremsung ohne ein starkes Überschwingen. Zum anderen den anschließenden Aufbau starker Spannkkräfte für eine große Verzögerung mit einer hohen Stellgenauigkeit, welche dann statisch gehalten werden müssen; dies alles zudem unter der Voraussetzung mit einem möglichst kleinen Motor auszukommen. Neben dem in der Abbildung gezeigten Spindelgetriebe gibt es inzwischen auch eine Vielzahl weiterer Konzepte, auf die hier nicht näher eingegangen wird. In Abbildung 2.13 ist die Struktur des elektromechanischen Bremssystems dargestellt.

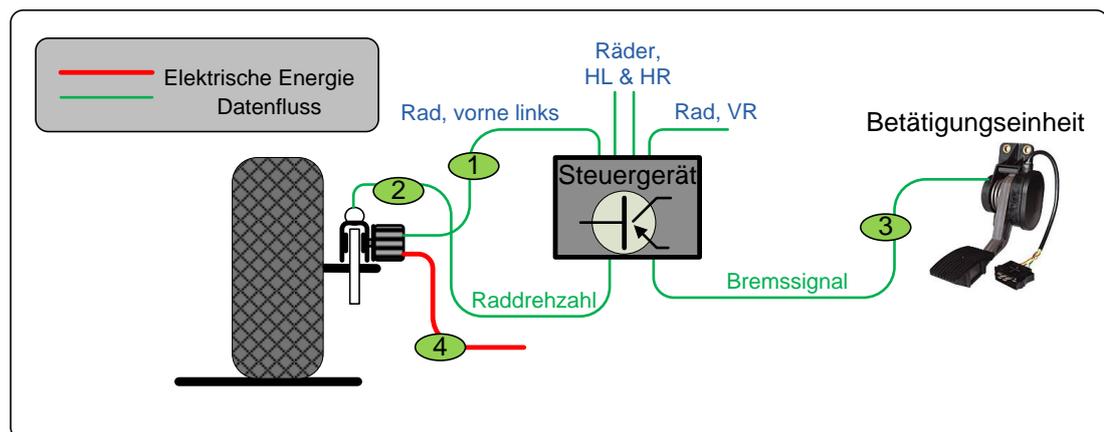


Abbildung 2.13: Grundprinzip eines elektromechanischen Bremssystems

Die Bremsättel der EMB sind vergleichbar mit den Bremsätteln einer konventionellen hydraulischen Bremse aufgebaut. Der erzielbare Bremskraftverlauf bei EMB ergibt sich aus den

2. ELEKTRISCHER ANTRIEBSSTRANG

mechanischen und elektrischen Eigenschaften des Motors und des Reglers. Das Motormoment eines EMB-Aktuators ist proportional zum Motorstrom. Die thermischen Grenzen des Motors begrenzen den maximal zulässigen Motorstrom und damit auch das maximale Motormoment. Das dynamische Verhalten einer EMB kann durch ein Verzögerungsglied 2. Ordnung im aperiodischen Grenzfall mit einer vorgelagerten Totzeit genähert werden und wird in [51] näher beschrieben. Dieses Bremssystem findet heute keine Anwendung in Großserie. Als Gründe dafür können der gegenüber den hydraulischen Systemen höheren Preis, sowie die bei Spannungsabfall fehlende Rückfallebene angesehen werden. Aus diesem Grund wird auf das System in dieser Arbeit nicht näher eingegangen.

Kapitel 3

Versuchsfahrzeug

In Rahmen dieser Arbeit werden zahlreiche Messungen und Untersuchungen an einem batterieelektrisch angetriebenen Versuchsfahrzeug durchgeführt. Die Basis für das Fahrzeug bildet ein Renault Fluence Z.E aus dem Jahr 2011. Der Renault Fluence Z.E ist eine, über einem Zentralmotor, frontangetriebene, fünfsitzige Stufenhecklimousine. Sie wurde auf Grundlage eines gleichnamigen, verbrennungsmotorischen Fahrzeugs gefertigt. Das 1605 kg. schwere Fahrzeug befand sich zwischen 2011 und Ende 2013 auf dem Markt und wurde in Serie gebaut. Der Renault Fluence Z.E sowie Komponenten seines Antriebsstrangs sind in Abbildung 3.1 dargestellt.

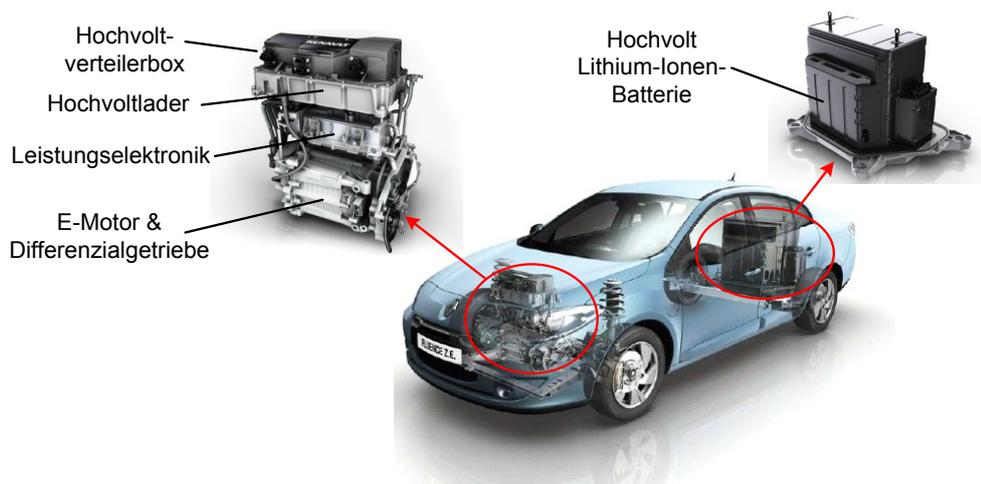


Abbildung 3.1: Renault Fluence Z.E, in Anlehnung an [7]

Die fremderregte Synchronmaschine des Fahrzeugs entfaltet ein maximales Drehmoment von 226 Nm, welches über eine konstante Übersetzung von 9,337 und ein zusammen mit dem

3. VERSUCHSFAHRZEUG

Motor zu einer Einheit verbautes Differenzial auf die Räder übertragen wird. Der Elektromotor wird über die Leistungselektronik mit der Energie der hinter den Fondsitzen platzierten Lithium-Ionen Batterie betrieben. Die 250 Kilogramm schwere Batterie ermöglicht eine Reichweite von bis zu 185 Kilometern und eine Höchstgeschwindigkeit von ca. 120 km/h [7]. Sowohl der Motor als auch die Leistungselektronik sind wassergekühlt und führen ihre Abwärme über einen Wärmetauscher an der Fahrzeugfront ab. Der Elektromotor sowie die Leistungselektronik des Fahrzeugs werden von der Continental GmbH in Großserie für unterschiedliche Fahrzeuge gefertigt.

Um nicht in einem direkten Vergleich mit dem auf dem Markt befindlichen Fahrzeug zu stehen, wurde durch zahlreiche Umrüstungen am Versuchsträger das Fahrverhalten des Fahrzeugs verändert. Dafür wurde das Bremssystem zur elektrohydraulischen Bremse MKC1 von Continental umgerüstet, das Fahrwerk aufgrund der im Fahrzeug verwendeten, auf Rollwiderstandsreduzierung optimierten Reifen mit veränderten Reifendimensionen angepasst sowie die Motoraufhängung verändert. Zusätzlich zu den Hardwareanpassungen wurde im Rahmen der Untersuchung die Software des Fahrzeugreglers, des Bremsenreglers sowie die des Inverters ersetzt. Die sich im Fahrzeugregler befindende Antriebsstrangregelung wurde für diese Arbeit unter Berücksichtigung der im Laufe dieser Arbeit erarbeiteten Anforderungen neu entwickelt. Die in der Leistungselektronik als Standard für die Regelung der Traktionsantriebe verwendete feldorientierte Regelung wurde im Rahmen dieser Arbeit durch zusätzliche Algorithmen um neue Funktionen erweitert.

In der Praxis werden der Energiespeicher, die Leistungselektronik und der Elektromotor stets gemeinsam betrieben. Dafür ist es für grundlegende Untersuchungen der Auswirkungen des elektromotorischen Antriebs auf die Fahrdynamik des Fahrzeugs sinnvoll, das Verhalten der Komponenten des elektromotorischen Antriebsstrangs zusammen zu modellieren. Wie im Abschnitt 2.2.2 gezeigt, hängt das zeitliche Verhalten des Elektromotors im Wesentlichen von der elektrischen Zeitkonstante des Elektromotors ab. Zudem spielen auch das dynamische Regelungsvermögen des Umrichters sowie der Zustand des zur Verfügung stehenden Energiespeichers ebenfalls eine wichtige Rolle. In Abbildung 3.2 ist die im Versuchsfahrzeug gemessene Reaktion des Motors auf die sprunghafte Änderung der Drehmomentvorgabe dargestellt.

Wie im Abschnitt 2.2.2 dargestellt, werden für die Gewährleistung einer fehlerfreien Kommutierung des Elektromotors die benötigten Strangströme mit einer hohen Frequenz berechnet. Die sich damit ergebende Zeitverzögerung durch die Stromregelung des Inverters kann im Verhältnis zur deutlich längeren Reaktionszeit des Motors vernachlässigt werden. In Abbildung 16

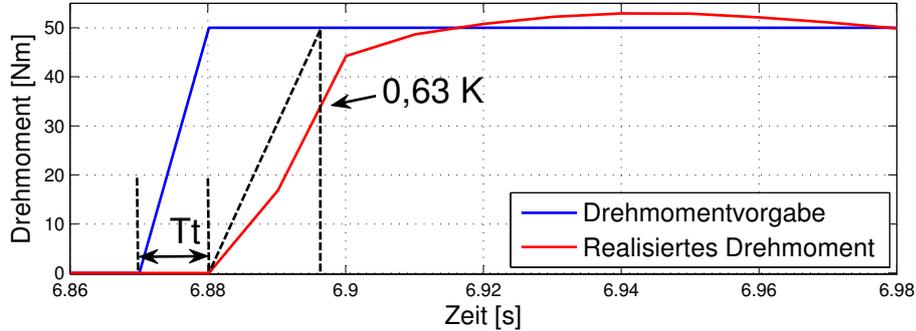


Abbildung 3.2: Zeitliches Stellverhalten des Elektromotors

ist eine zusätzliche Zeitverzögerung von 10 ms zu sehen, die sich aus der Übermittlung der Drehmomentvorgabe ergibt. Diese Zeitverschiebung kann durch ein Totzeitglied modelliert werden. Das zeitliche Verhalten des unter guten Bedingungen arbeitenden Antriebssystems kann insgesamt mit guter Näherung durch die Summe einer Totzeit und des PT1-Übertragungsgliedes gemäß Gleichung 3.1 beschrieben werden. Die Zeitkonstante des PT1-Gliedes entspricht dem Wert, bei dem die Funktion 63 % ihres Endwertes erreicht.

$$x(t) = K_t \cdot (t - T_t) + K_p \cdot \left(1 - e^{-\frac{t}{T_1}}\right) \quad \text{mit: } T_1 = 15ms \ \& \ T_t = 10ms \quad (3.1)$$

Das in der Regelungstechnik übliche Verfahren der Übertragung der Funktionen aus dem Zeit- in den Bildbereich ermöglicht eine einfache Analyse des Übertragungsverhaltens. Nach einer Transformation der Funktionen des elektrischen Antriebs aus dem Zeit- in den Bildbereich ergibt sich die Übertragungsfunktion gemäß Gleichung 3.2 zu:

$$G_{Stell,Akt}(s) = K_{PAkt} \cdot e^{-sT_t} \cdot \frac{1}{T_{Akt} \cdot s + 1} \quad (3.2)$$

Eine zusätzliche zeitliche Verzögerung, die in Gleichung 3.1 noch nicht berücksichtigt ist, wird durch die Bus-Kommunikation zwischen der Leistungselektronik und dem übergeordneten Antriebsstrang- bzw. Fahrzeugregler bewirkt. Heute kommen für diese Anwendung der CAN und der FlexRay-Bus in Frage. CAN weist eine maximale Übertragungsrate von bis zu einem Mbit/s auf. Der CAN Kommunikationszyklus wird bei zeitkritischen Systemen mit einer Frequenz von 100 Hz wiederholt und verursacht im Fahrzeug eine zusätzliche Verzögerung von 10 ms.

3. VERSUCHSFAHRZEUG

Kapitel 4

Fahrdynamische Möglichkeiten und Herausforderungen durch den Einsatz elektrischer Traktionsantriebe als Bremsystem im Pkw

Die Beherrschbarkeit eines Fahrzeugs ist ein ausschlaggebender Faktor zur Erhöhung der aktiven Sicherheit. Als besonders kritisch erweist sich hierbei die Bremsphase. Wird durch fehlende Betätigungskraft oder zu langsame Reaktion des Fahrers die benötigte Verzögerung nicht erreicht, kann es zu einem Auffahrunfall kommen. Andererseits muss aber auch eine zu hohe Bremskraft, welche zu einem Überbremsen des Rades führen kann, verhindert werden. Überschreitet die auf die Räder der Vorderachse wirkende Bremskraft die maximal über den Reifen auf die Straße übertragbaren Kräfte, so kann zusätzlich zu einer verminderten Verzögerung des Fahrzeugs bei Kurvenfahrt auch die Lenkfähigkeit des Fahrzeugs ausfallen. Durch ein überbremstes Rad an der Hinterachse kann sogar die Stabilität verloren gehen und das Fahrzeug ins Schleudern geraten. Aus diesen Gründen wird deutlich, dass eine Erhöhung der Leistungsfähigkeit des Bremssystems einen direkten Einfluss auf die aktive Sicherheit hat. Das Bremssystem hat daher einen hohen Stellenwert in der Fahrzeugentwicklung. In den letzten Jahrzehnten konnte der Bremsweg von PKW deutlich reduziert werden und liegt heute bei rund 40 m aus 100 km/h [48]. Diese Reduzierung ist jedoch auf neue Entwicklungen auf dem Reifensektor zurückzuführen. Das

4. FAHRDYNAMISCHE MÖGLICHKEITEN UND HERAUSFORDERUNGEN DURCH DEN EINSATZ ELEKTRISCHER TRAKTIONSANTRIEBE ALS BREMSSYSTEM IM PKW

Potenzial der hydraulikbasierten Bremssysteme scheint hingegen aus heutiger Sicht weitgehend ausgeschöpft zu sein. Eine weitere deutliche Verbesserung des Bremssystems ist also nur durch einen Technologiewechsel möglich.

4.1 Rolle des elektrischen Antriebsstrangs in heutigen Bremssystemen

Die meisten heute existierenden elektrisch angetriebenen Fahrzeuge benutzen die Motoren des elektrischen Antriebsstrangs zur Rekuperation der Bremsenergie. Damit wird das konventionelle und zumeist hydraulische Bremssystem um einen zusätzlichen elektromotorischen Bremskreis erweitert. Die elektromotorische Bremsung kann heute keiner der in Abschnitt 2.3 beschriebenen Bremsanlagen-Arten zugeordnet werden. Aufgrund der eingeschränkten Verfügbarkeit entspricht ihre Funktionalität derzeit der einer Zusatzbremse, welche nur stark situationsabhängig Anwendung findet. Bei den meisten aktuell eingesetzten Fahrzeugkonzepten bildet die rekuperative Bremsung das Schleppmoment des Verbrennungsmotors nach und tritt lediglich beim Lösen des Fahrpedals in Erscheinung. Bei einigen Fahrzeugkonzepten erfolgt eine schwache elektromotorische Verzögerung auch dann, wenn der Fahrer den Bremswunsch durch ein Betätigen des Bremspedals signalisiert. Während aller „kritischen“ Fahrzustände, die einen stabilisierenden Regeleingriff bzw. eine Radblockierung verhindernde Schlupfregelung erfordern, wird heute auf den Einsatz von Elektromotoren als Bremssystem gänzlich verzichtet. Die derzeit oft verwendeten Regelstrukturen ermöglichen nur eine sehr träge Regelung der Elektromotoren und dadurch nur eine mäßige ABS- und TCS-Performance, die sehr selten an die konventionelle heranreicht.

Es gibt ebenfalls fahrdynamisch unkritische Fahrsituationen, die zu einem Verzicht auf das rekuperative Bremsen führen. Beispielhaft kann dafür eine Bremsung beim Fahrantritt im Winter genannt werden. Da kalte Bremsbeläge sich anders verhalten als warme, ist ein Vorwärmen der Bremsbeläge während der ersten Bremsungen erwünscht, damit ein gleichmäßiges Bremsgefühl vermittelt werden kann. Dazu werden mit einem Rekuperations-Bremssystem ausgestattete Fahrzeuge selbst bei einem geringen Verzögerungswunsch während der ersten Bremsungen ausschließlich mit der Reibbremse verzögert.

Die Bewegungsenergie eines Fahrzeugs und damit auch das Rekuperations-Potenzial sind quadratisch geschwindigkeitsabhängig. Bei geringeren Geschwindigkeiten ist die Höhe der Energie, die durch das elektromotorische Bremsen wieder in der Batterie gespeichert werden kann,

gering. Kurz vor dem Erreichen des Stillstands muss bei Verwendung eines Elektromotors sogar Energie aufgewendet werden, um eine weitere Verzögerung des Fahrzeugs bis zum Stillstand zu ermöglichen. Zudem macht die heutige, drehmomentbasierte Regelung der Elektromotoren es schwer, den Fahrzeugstillstand einzuregeln. Für den sich daraus ergebenden Wechsel der Rollrichtung des Fahrzeugs im Stillstand fehlen derzeit noch Lösungsansätze. Daher wird auch bei geringen Geschwindigkeiten auf das elektromotorische Bremsen verzichtet und stattdessen ausschließlich auf die Reibbremsen gesetzt.

Zudem ist die Anwendung der elektromotorischen Bremsung heute stark vom Ladezustand der Batterie abhängig. Die hohe kinetische Energie des Fahrzeugs muss während einer Bremsung vom Bremssystem weggeführt werden. Andernfalls kann der hohe Energiefluss beim Verzögern leicht zu einer Beschädigung oder einem Versagen des Bremssystems führen.

4.2 Regelungstopologie heutiger elektrisch angetriebener Fahrzeuge

Die mögliche freie Aufteilung des interpretierten Bremswunsches des Fahrers auf das Reib- und das elektromotorische Bremssystem ist heute noch kein Standard und zählt zu den fortschrittlicheren Bremskraftregelkonzepten. Die Regelungstopologie der auf dem Markt befindlichen, elektrisch angetriebenen Fahrzeuge richtet sich weitgehend nach der Regelstruktur konventioneller, verbrennungsmotorisch angetriebener Fahrzeuge mit einer Reibungsbremse. Die dynamische Leistungsfähigkeit derartiger Bremskraftregelsysteme elektrisch- bzw. hybridangetriebener Fahrzeuge wird am Beispiel einer vereinfachten Struktur, dargestellt in Abbildung 4.1, veranschaulicht.

Der Bremswunsch wird als ein elektrisches Signal an den Bremsregler weitergeleitet. Nach einer Interpretation des Fahrerwunsches wird der Bremswunsch in Abhängigkeit von der Gewichtsverteilung im Fahrzeug, der Längs- und Querschleunigung und weiteren fahrzeug- und fahrbahnspezifischen Parametern sowie von Vorgaben aus dem Stabilitätsregler in radindividuelle Bremsvorgaben aufgeteilt. Die Aufteilung der Vorgaben auf die elektromotorische und die Reibbremse erfolgt unter Berücksichtigung der realisierbaren Drehmomentgrenzen erst zum Schluss. Während die Vorgabe an die Reibbremse direkt umgesetzt wird und nach der im 2.3 beschriebenen Zeit als Bremskraft zur Verfügung steht, wird die Bremsvorgabe, welche über den elektrischen Antrieb wirksam werden soll erst über ein Bussystem zum Antriebsregler gesendet. Dort wird die Bremskraft mit den Vorgaben des Antriebsreglers arbitriert und dann über einen

4.2 Regelungstopologie heutiger elektrisch angetriebener Fahrzeuge

welche ebenfalls für eine Radstabilitätsregelung benötigt wird, berechnet man in der Regel numerisch aus mehreren zeitlich nacheinander ermittelten Radgeschwindigkeiten. Die durch die Fußkraft des Fahrers vorgegebene Bremskraft wird anschließend in Abhängigkeit von dem berechneten Radschlupf bzw. Fahrzustand begrenzt und radindividuell an das Bremssystem weitergeleitet. Der mit einer Zykluszeit von 5 bis 10 ms arbeitende Bremsregler kann dabei sowohl einen Einfluss auf das Radmoment als auch auf das Giermoment nehmen. Die Kommunikation zwischen dem Bremsregler und dem Bremssystem erfolgt in der Regel mit einer Taktzeit von 5 ms., die Kommunikation zwischen dem Bremsregler und dem Antriebsregler sowie die zwischen dem Antriebsregler und dem Inverter jedoch mit einer Taktzeit von 10 ms. Der Antriebsregler arbeitet in der Regel mit einer Taktzeit von 10 ms. Der zeitliche Verlauf der Wandlung der Vorgabe in elektrische Energie im Inverter wurde im Abschnitt 2.2.3 beschrieben und ergibt sich zu ca. 10 ms.

Insgesamt ergibt sich für eine Bremskraftbegrenzung des elektrischen Antriebs durch den Bremsregler eine gesamte Zyklusdauer, wie in Gleichung 4.2 dargestellt, von mindestens 70 ms.

$$\sum_{\text{latenz}_{min}=0}^8 n = T_{ABS,Sensor} + T_{Bus} + T_{Bremsreg.} + T_{Bus} + T_{Antriebsreg.} + T_{Bus} + T_{Inver.} + T_{El.Mot.} \quad (4.1)$$

$$= 10ms + 5ms + 5ms + 10ms + 10ms + 10ms + 10ms + 10ms = 70ms \quad (4.2)$$

In den beiden folgenden Abbildungen sind die Messergebnisse einer Bremsung auf Niedrigwert, bei der der Bremsregler in guter Näherung an die zuvor beschriebene Regelstruktur die elektrohydraulischen Reibbremsen und den elektrischen Antrieb an der Vorderachse des Versuchsfahrzeugs regelt.

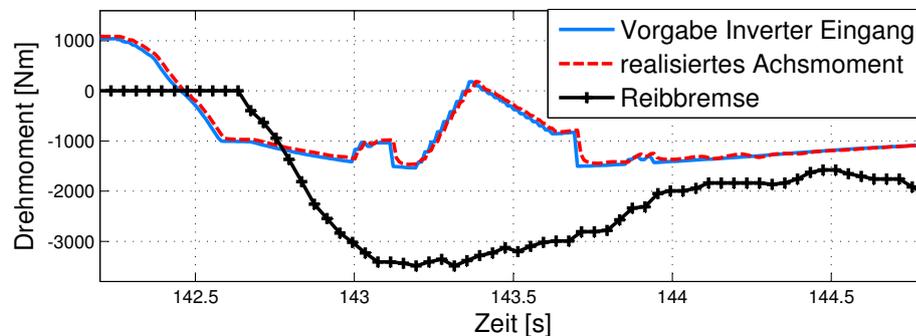


Abbildung 4.2: Drehmomentenverlauf bei einer Bremsung mit trivialer Regelarchitektur

4. FAHRDYNAMISCHE MÖGLICHKEITEN UND HERAUSFORDERUNGEN DURCH DEN EINSATZ ELEKTRISCHER TRAKTIONSANTRIEBE ALS BREMSSYSTEM IM PKW

Zum Zeitpunkt 142,2 Sekunden löst der Fahrer das Fahrpedal und leitet dadurch eine Rekuperation aus. Das Rekuperationsmoment an der Antriebsachse steigt innerhalb von 400 ms auf ca. 1000 Nm an. Zum Zeitpunkt 142,7 Sekunden betätigt der Fahrer das Bremspedal und löst dadurch die Reibbremse aus. Zugleich wird das Rekuperationsmoment an der Vorderachse weiter erhöht. Zum Zeitpunkt 142,93 Sekunden wird im Bremsenregler das Überbremsen des rechten Vorderrades detektiert, dargestellt in Abbildung 4.3 und eine Reduktion des Rekuperationsmoments eingeleitet. Erst 60 ms später kommt die reduzierte Vorgabe im Inverter an und löst eine Reduktion des Motormoments aus.

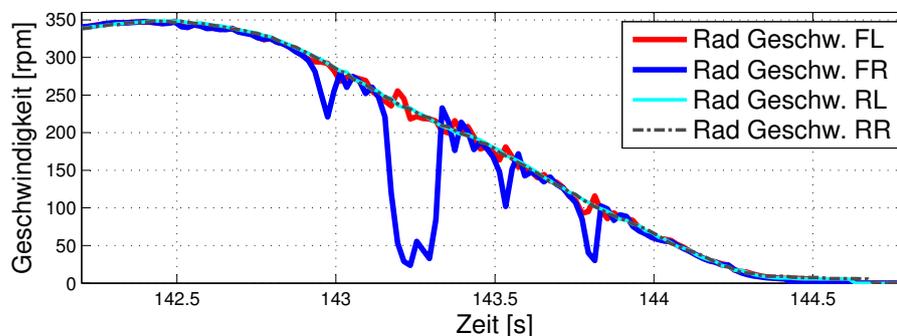


Abbildung 4.3: Verlauf der Radgeschwindigkeiten bei einer kooperativen Bremsung mit trivialer Regelarchitektur

Aus den Messergebnissen ist deutlich zu erkennen, dass die Anpassung der Drehmomentvorgabe an den Radschlupf erst zeitverzögert und nieder-dynamisch erfolgt. Damit kann, wie in Abbildung 4.3 erkennbar, eine Überbremsung der Räder nicht verhindert werden.

4.3 Potenzial eines elektrischen Antriebsstrangs als Bremsystem

Das elektromotorische Antriebssystem zeigt gerade bei der Betrachtung des Dynamikpotenzials seine besonderen Stärken. In der Abbildung 3.2 wurde die Antwort einer fremderregten Synchronmaschine auf eine sprunghaft gestiegene Drehmomentvorgabe dargestellt. Die in der Abbildung gezeigte Dynamik des Antriebssystems übertrifft deutlich die Dynamik der Reibbremsen

Wie bereits im Kapitel 2.2.3 beschrieben, erfolgt die Kommutierung der für eine Anwendung als Fahrzeugantrieb in Frage kommenden Elektromotoren elektronisch. Für die Berechnung der Kommutierung wird eine Ist-Wert-Erfassung und in Abhängigkeit vom Motorkon-

4.3 Potenzial eines elektrischen Antriebsstrangs als Bremssystem

zept eine genaue Kenntnis der Drehgeschwindigkeit bzw. der Rotorposition vorausgesetzt. Diese quasi-analoge Drehgeschwindigkeitserfassung des Rotors einer Elektromaschine kann bei radindividuellen Fahrzeugkonzepten anstelle der heute für die Drehgeschwindigkeitserfassung arbeitenden Drehzahlsensoren verwendet werden. Bei Fahrzeugen mit Zentralmotor lässt sich aufgrund der Drehzahlkopplung der beiden Räder durch das Differenzial keine Aussage über die absoluten Drehgeschwindigkeiten der Räder sicher treffen. Dennoch ermöglicht die Betrachtung der Ableitung der Motorgeschwindigkeit eine zuverlässige Aussage über die Blockier- bzw. Durchdrehneigung eines Rades und somit die Einleitung der geeigneten Regelmaßnahmen.

Der elektromotorische Antrieb erlaubt eine genaue Berechnung des Bremsmoments aus den Phasenströmen des Inverters. Die genaue Kenntnis des Motormoments ermöglicht eine zusätzliche Verbesserung der Regelqualität des Inverters gegenüber der hydraulischen Bremse. Das bekannte Bremsmoment der Elektromotoren kann sowohl für die Schätzung des Fahrbahnreibwerts als auch für die Regelung der Bremskräfte verwendet werden. Die kurze Schwellzeit des elektromotorischen Bremssystems in Verbindung mit einer genauen Kenntnis der Radgeschwindigkeit bzw. der Radbeschleunigung und des aktuellen Motormoments erzielen unter Verwendung einer optimierten Regelstruktur eine starke Verbesserung der Regelcharakteristik. Die erste Verzögerung des Fahrzeugs kann z. B. ein wenig früher einsetzen und damit den Bremsweg geringfügig verkürzen. Der Kraftaufbaugradient kann so gesteuert werden, dass eine maximale Bremswirkung erreicht wird, ohne dass unerwünschte Schläge auf das Fahrwerk eingekoppelt werden. Im Fall einer schnellen Reibwertänderung kann das neue Regelsystem bessere Adaptionmöglichkeiten (z. B.: bei μ -Sprung der Fahrbahn) ermöglichen. Insbesondere ein aktives Beschleunigen eines blockierenden Rades verspricht im Vergleich zum konventionellen Bremssystem eine starke Verbesserung der Raddynamik. Zudem gewährleistet die Regelung der Elektromotoren eine quasi-analoge Vorgabe der Drehmomente. Damit ermöglicht das elektromotorische Bremssystem einen Verzicht auf den schaltenden Charakter der Ventile. Insgesamt kann mit einem elektromotorischen Bremssystem ein stabileres Fahrzeugverhalten im ABS-, ESP- und TCS-Bereich erreicht werden. Außer den Vorteilen in Bezug auf die verbesserte Regelungs-Performance und damit auf die Fahrsicherheit besitzt ein elektromotorisches Bremssystem ebenfalls Vorteile in Bezug auf Fahrkomfort und Umweltschutz. Durch den Einsatz der Elektromotoren als Bremssystem kann nahezu jede Verzögerung, die elektromotorisch durchgeführt wird, die Bremsenergie in die Batterie zurückspeisen und zu einem späteren Zeitpunkt für den Vortrieb wiederverwenden; was die Reichweite des Fahrzeugs erhöht. Die elektromotorische Bremsung ist zudem verschleißfrei. Es werden keine Staub- und Geräuschemissionen durch die

4. FAHRDYNAMISCHE MÖGLICHKEITEN UND HERAUSFORDERUNGEN DURCH DEN EINSATZ ELEKTRISCHER TRAKTIONSANTRIEBE ALS BREMSSYSTEM IM PKW

Reibpaarungen verursacht, dadurch werden die Fahrzeugfelgen nicht mehr durch Bremsstaub bedeckt. Die bei der Wandlung der Bewegungsenergie in elektrische Energie entstehende Wärme kann für die thermische Konditionierung des Innenraums verwendet werden. Damit kann ein zusätzlicher Beitrag zur Reichweiten-Erhöhung geleistet werden, da die dafür notwendige Energie nicht mehr ausschließlich aus der Batterie entnommen werden muss.

Die Bremsmomentregelung der Elektromotoren findet ohne ein störendes Regeln der ABS-Ventile statt. Der Fahrer fühlt dadurch keine unerwünschte Pedalrückwirkung. Durch die genauere Vorgabe der Bremsmomente können ebenfalls die Fahrzeugvibrationen während der aktiven ABS-, ESP- und TCS- Regelung minimiert werden.

4.4 Technologische Grenzen und Herausforderungen der elektromotorischen Bremsung

Elektrische Traktionsmotoren verursachen einen erheblichen Bauraum-, Gewichts- und Kostenaufwand. Dieser Aufwand würde im Falle eines ausschließlichen Einsatzes der Motoren als Bremse im Vergleich mit den konventionellen Bremssystemen die Vorteile übertreffen. Hierbei muss man sich allerdings vor Augen führen, dass die elektromotorische Bremsung in Fahrzeugen verwendet wird, die ohnehin alle diese Komponenten als Fahrzeugantrieb mit sich führen. Daher entsteht für eine Funktionserweiterung des Antriebs als Bremssystem kaum zusätzlicher Kosten- bzw. Bauraumaufwand. Es ist jedoch sinnvoll in das System zusätzlich einen Bremswiderstand zu integrieren. Die Rolle des Bremswiderstands für das Bremssystem wird im Abschnitt 4.4.2 erläutert. Dennoch muss jedoch beachtet werden, dass der elektrische Antriebsstrang lediglich die für den Antrieb benötigten Fahrleistungen ermöglicht und nicht die volle Leistungsfähigkeit eines Bremssystems bietet.

Ein Bremssystem, welches das Fahrzeug verzögern und im Notfall sicher und schnell Anhalten muss, weist unterschiedliche Anforderungen auf. Aufgrund der stark unterschiedlichen Leistungs- und Drehmomentniveaus für den Antrieb und das Bremsen ergibt sich eine Reihe von physikalischen Grenzen und technologischen Herausforderungen für die Nutzung der Antriebsmotoren als Bremssystem. Die Grenzen sowie die entsprechenden Arten ihnen zu begegnen werden in den folgenden Abschnitten erläutert.

4.4.1 Aufhebung der Drehmomentgrenzen

Das Bremsmoment, welches für die Abbremsung eines Fahrzeugs an seinen Rädern benötigt wird, hängt weitgehend von der Fahrzeugmasse, dem Radradius und von der gewünschten Verzögerung ab. In der Literatur findet man nur wenige Hinweise auf das Verzögerungsprofil in normalen Verkehrssituationen. Da die herkömmlichen Bremssysteme auf die maximal benötigte Verzögerung ausgelegt werden müssen, scheint die Frage, welche Verzögerungen in normalen Verkehrssituationen abgerufen werden nur von einer untergeordneten Bedeutung. Lediglich im Jahr 1982 wurde eine derartige Untersuchung durchgeführt. Anhand von sieben ausgewählten Testmanövern wurden in [9] die durchschnittlichen Leistungen des Fahrer-Fahrzeug-Systems erarbeitet, für diese Arbeit interessante Ergebnisse der Untersuchung sind in A.2 dargestellt. Der Autor schreibt in [9], dass 95 % aller im Verkehr abgerufenen Verzögerungen auf trockener Fahrbahn im Bereich unter $3,5 \text{ m s}^{-2}$ stattfinden und dass Verzögerung von mehr als 6 m s^{-2} nur selten erreicht werden.

Mit dem Ziel Anforderungen an ein zusätzliches Bremssystem für Elektrofahrzeuge zu definieren, wurden die Ergebnisse aus [9] überprüft und um Informationen zu dem Geschwindigkeitsbereich der Verzögerungen ergänzt. Dafür wurden im Rahmen dieser Arbeit Messfahrten mit unterschiedlichen elektrisch angetriebenen Fahrzeugen der Mittelklasse im „Regensburger Stadtzyklus“ durchgeführt. Der von der Vorentwicklung der Continental GmbH in Regensburg definierte Zyklus hat eine Länge von 22 km und besteht aus Stadt- und Überlandabschnitten. Damit passt das Geschwindigkeitsprofil des Zyklus zu dem in der Zukunft wahrscheinlichen Einsatzgebiet von Elektrofahrzeugen. Eine genauere Beschreibung des Zyklus kann aus A.3 entnommen werden. Die Messfahrten wurden zu unterschiedlichen Tageszeiten, bei unterschiedlicher Verkehrslage und Wetterbedingungen sowie zu unterschiedlichen Jahreszeiten durchgeführt. An der Untersuchung nahmen insgesamt 15 Personen beider Geschlechter im Alter zwischen 23 und 60 Jahren teil. Die Fahrzeuge konnten sowohl durch Lösen des Fahrpedals rekuperativ mit einer Verzögerung von bis zu 1 m s^{-2} , als auch konventionell durch das Betätigen der Reibbremse verzögert werden.

Die Auswertung des Fahrverhaltens ergibt, dass Fahrzeugverzögerungen über $3,5 \text{ m s}^{-2}$ tatsächlich nur in Ausnahmefällen abgerufen werden. Damit bestätigt das die Ergebnisse aus [9]. Die Aussage, dass 95 % aller Bremsungen unterhalb $3,5 \text{ m s}^{-2}$ stattfinden konnte im Rahmen dieser Untersuchung genauer aufgeschlüsselt werden. Die am häufigsten gemessenen Verzögerungen finden im Bereich von bis 1 m s^{-2} statt. Aufgrund der voreingestellten Rekuperation der Testfahrzeuge auf diese Verzögerung kann daraus geschlossen werden, dass die Testfahrer

4. FAHRDYNAMISCHE MÖGLICHKEITEN UND HERAUSFORDERUNGEN DURCH DEN EINSATZ ELEKTRISCHER TRAKTIONSANTRIEBE ALS BREMSSYSTEM IM PKW

die meisten Verzögerungen rein rekuperativ, d. h. ohne eine Betätigung der Reibbremse abgerufen haben. Je erfahrener die Fahrer im Umgang mit Elektrofahrzeugen waren, desto seltener verwendeten sie dabei die Reibbremsen. Relativ häufig fanden die Verzögerungen zwischen 1 und 2 m s^{-2} statt. Diese Verzögerungen wurden zusätzlich zu der eingestellten Rekuperation durch Betätigen des Bremspedals ausgelöst. Verzögerungen über 5 m s^{-2} wurden während der Testfahrten nicht erreicht. In Abbildung 4.4 ist die bei der Untersuchung ermittelte typische Verteilung der Verzögerungen beim Bremsen über der Geschwindigkeit dargestellt.

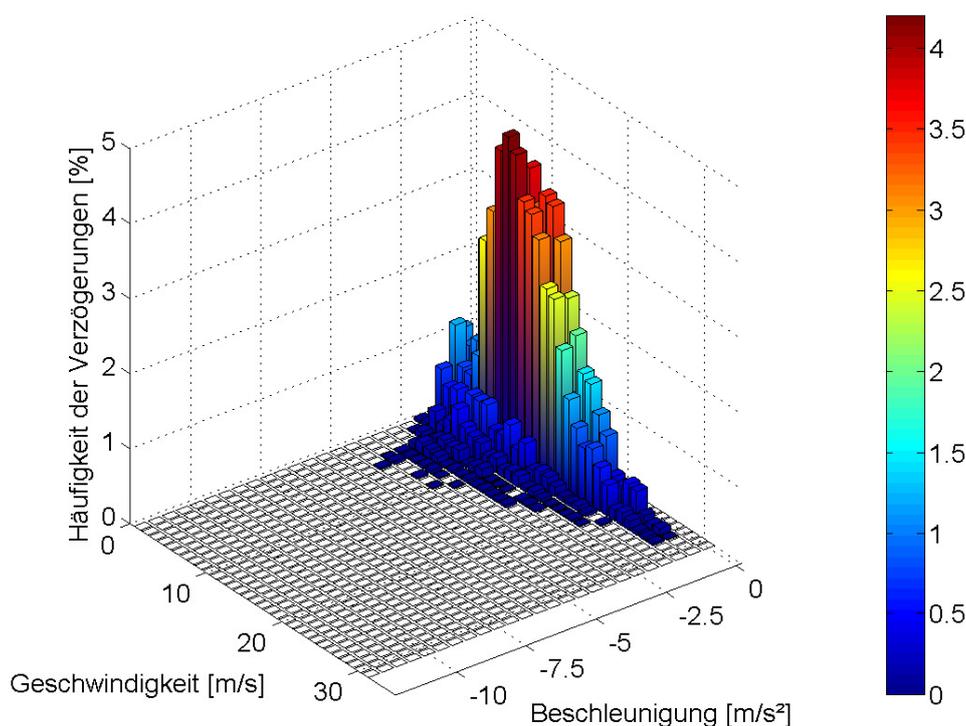


Abbildung 4.4: Typische Verzögerungsverteilung beim Bremsen von Fahrzeugen mit voreingestellter Rekuperation auf 1 m s^{-2}

Auf dem Markt gibt es eine Vielzahl verschiedener Elektromotoren mit Leistungen bis zu mehreren hundert Megawatt. Für eine Anwendung als Traktionsmotoren in einem Personenkraftfahrzeug unterliegen die Motoren natürlich einer starken Gewichts- und Bauraumbeschränkung. In Abhängigkeit vom Antriebskonzept und gegebenenfalls auch von der Übersetzung erreichen heutige elektrische Antriebe kurzzeitig ein Drehmoment von bis zu 5000 Nm an den Rädern; derart starke Motorisierung bildet jedoch eine Ausnahme. Die meisten auf dem Markt und auch im Prototypenstadium befindlichen Fahrzeuge besitzen eine Motorisierung welche

4.4 Technologische Grenzen und Herausforderungen der elektromotorischen Bremsung

weniger als 3000 Nm maximales Drehmoment an den Rädern ermöglicht.

In Abbildung 4.5 sind die Bremsmomente dargestellt, welche unter Einhaltung der idealen Achslastverteilung an der Vorder- bzw. Hinterachse für eine geforderte Verzögerung aufgewendet werden müssen. Das beispielhaft abgebildete Fahrzeug besitzt einen Radstand von 2,5 m, eine gleichmäßige Massenverteilung auf die Vorder- und Hinterachse l_V/l_h von 0,5, die Schwerpunkthöhe von 0,55 m und einen dynamischen Radhalbmesser von 0,31 m. Das Fahrzeuggewicht und die Fahrzeugverzögerung bilden hierbei die Parameter.

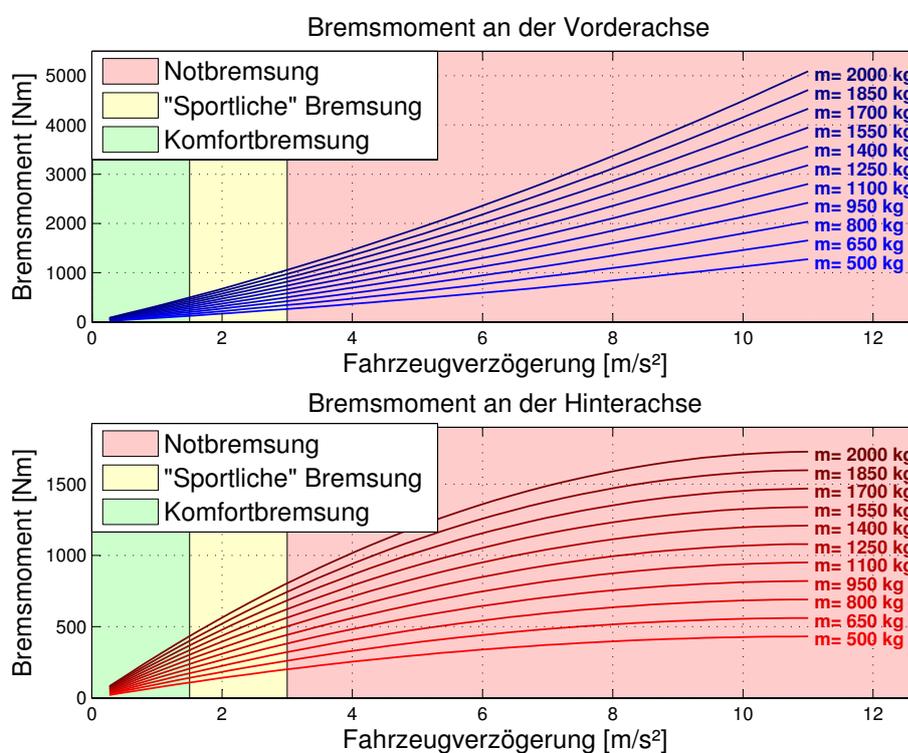


Abbildung 4.5: Bremsmoment in Abhängigkeit von Fahrzeugverzögerung und Gewicht

Leichte Fahrzeuge mit weniger als 1000 kg könnten aus heutiger technischer Sicht schon in fast allen Fahrsituationen, eine nicht zu hohe Geschwindigkeit vorausgesetzt, rein elektromotorisch gebremst werden. Schwere Fahrzeuge mit einem Gesamtgewicht von rund 2000 kg können bis ca. 3 m s^{-2} und damit während mehr als 95 % im Straßenverkehr vorkommenden Verzögerungen ohne den Einsatz von Reibbremsen abgebremst werden. Besonders an der Vorderachse ist jedoch aufgrund des progressiven Verlaufs der Bremsmomente ein rein elektromotorisches Erzielen von höheren Verzögerungen derzeit nicht realisierbar. Ein Verzicht auf das

4. FAHRDYNAMISCHE MÖGLICHKEITEN UND HERAUSFORDERUNGEN DURCH DEN EINSATZ ELEKTRISCHER TRAKTIONSANTRIEBE ALS BREMSSYSTEM IM PKW

elektromotorische Bremsen und die ausschließliche Benutzung der konventionellen Bremssysteme bedeutet jedoch auch gleichzeitig einen Verzicht auf die zahlreichen zu Beginn des Kapitels 4.3 beschriebenen Vorteile.

Ein kooperatives Bremsverfahren, welches die hochdynamischen Möglichkeiten der Traktionsmotoren mit den hohen erreichbaren Bremsmomenten der Reibbremse verbindet, ermöglicht selbst bei Verzögerungen von mehr als 1 g in Kombination mit einem hohen Fahrzeuggewicht eine volle Ausschöpfung der Potenziale der elektromotorischen Bremsung [52]. In Abhängigkeit vom Fahrzeugkonzept werden dabei die Elektromotoren bzw. der Elektromotor ins Bremssystem integriert. Kleinere Bremsungen werden bis zur Ausschöpfung der Leistungsfähigkeit der Motoren und der energetischen Aufnahmefähigkeit des Energiespeichers ausschließlich elektromotorisch und rekuperativ durchgeführt. Die Reibbremse dient in diesen statistisch häufigsten Fahrzuständen als eine Notbrems-Ergänzung und eine Rückfallebene für den Fehlerfall. Die Reibbremse kann auch die Funktion einer Parkbremse übernehmen. Bei hoher Bremskraftanforderung werden, wie in Abbildung 4.6 vereinfacht dargestellt, das hydraulische und das elektromotorische Bremssystem gleichzeitig aktiviert und zusammen betrieben. Das elektromotorische Bremssystem sorgt durch die sehr gute Regelbarkeit für eine hohe Dynamik, ermöglicht schon frühzeitig eine erste Verzögerung und gleicht schnelle Reibwertänderungen aus. Das Reibbremssystem realisiert technologiebedingt erst zeitverzögert das geforderte hohe Bremsmoment und deckt den hohen Bremsmomentbedarf.

Die Reibbremse kann durch diese kooperative Regelung kostenoptimiert vereinfacht werden. Schließlich stellt die elektromotorische Bremse einen zusätzlichen Bremskreis dar, der durch die Integration eines Bremswiderstands immer verfügbar ist und die gesetzlich vorgeschriebene Mindestverzögerung erreicht. Die gesetzliche Vorschrift für eine hydraulische Rückfallebene erfordert derzeit eine Technologie, welche bei Ausfall des Bremskraftverstärkers bei 500 N Pedalkraft mindestens eine Fahrzeugverzögerung von 3 m s^{-2} ermöglicht [48].

Das kooperative Bremsverfahren erleichtert zudem auch einen Einsatz neuer Bremstechnologien, welche allein eingesetzt nur schwer die gegensätzlichen Anforderungen aus einer hohen geforderten Leistungsfähigkeit und einem günstigen Preis erreichen (z. B. EHB, EMB).

4.4.2 Aufhebung der Leistungsgrenzen

Die Bremsleistung, die beim Bremsen eines Fahrzeugs umgewandelt werden muss, ergibt sich aus dem Produkt der Verzögerung, der Fahrzeugmasse und der Fahrzeuggeschwindigkeit. Die Verteilung der Bremsleistung auf die Vorder- und Hinterachse ist zudem von der Verteilung

4.4 Technologische Grenzen und Herausforderungen der elektromotorischen Bremsung

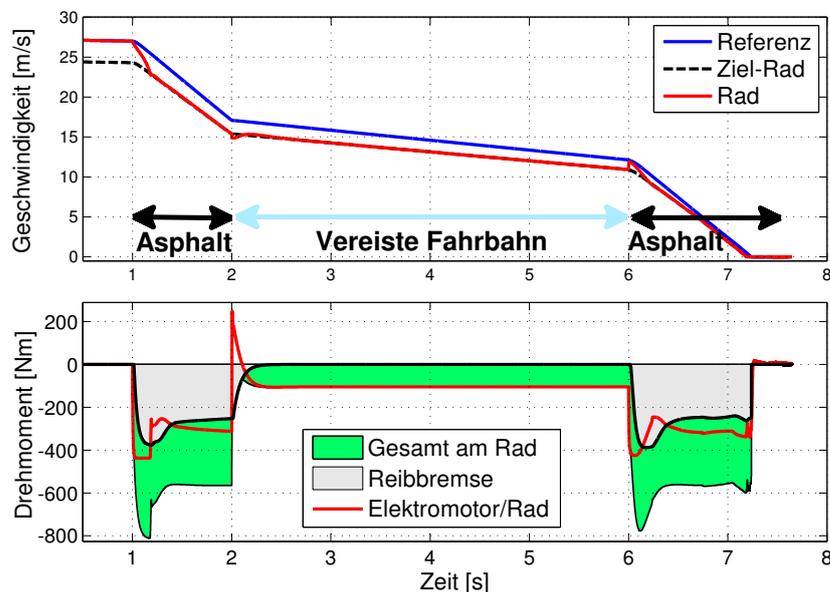


Abbildung 4.6: Prinzipskizze einer kooperativen Bremsenregelung an der PKW Hinterachse

der Masse im Fahrzeug und von der dynamischen Radlastverlagerung während der Abbremsung abhängig. Abbildung 4.7 zeigt exemplarisch die idealen Bremsleistungsverteilungen, die bei Notfallbremsungen und einer Verzögerung von $9,81 \text{ m s}^{-2}$ umgewandelt werden müssen. Das in diesem Beispiel dargestellte Fahrzeug hat einen gleichen Parametersatz wie im Abschnitt 4.4.1, also einen Radstand von 2,5 m, eine gleichmäßige Massenverteilung auf die Hinter- und Vorderachse und eine Schwerpunkthöhe von 0,55 m. Die Fahrgeschwindigkeit und die Gesamtmasse dienen hierbei als Parameter.

Ein beladenes Mittelklassefahrzeug erreicht leicht das Gewicht von 2000 kg. Wie aus der Abbildung ersichtlich, muss das Bremssystem der Hinterachse des beladenen Mittelklassefahrzeugs während der Vollbremsung aus einer Geschwindigkeit von 150 km/h eine Bewegungsleistung von rund 210 kW umwandeln. Die Bewegungsleistung, die während einer Vollbremsung des exemplarisch genannten Fahrzeugs über das Bremssystem der Vorderachse konvertiert werden muss, beträgt kurzzeitig sogar rund 600 kW. Keinesfalls ist man heute in der Lage, diese Leistung von insgesamt 810 kW innerhalb eines PKW wirtschaftlich elektrisch zu speichern. Die in den Personenkraftfahrzeugen verbauten Elektromotoren sind jedoch auch nicht für die beim Bremsen maximal geforderten Leistungen ausgelegt. Die obere Grenze, eine kurzzeitige Überlastfähigkeit der Motoren und der Leistungselektronik vorausgesetzt, liegt bei heutigen Fahrzeugen bei ca. 150 kW. Einem stark motorisierten Fahrzeug mit zwei Antriebsmotoren steht demnach eine

4. FAHRDYNAMISCHE MÖGLICHKEITEN UND HERAUSFORDERUNGEN DURCH DEN EINSATZ ELEKTRISCHER TRAKTIONSANTRIEBE ALS BREMSYSTEM IM PKW

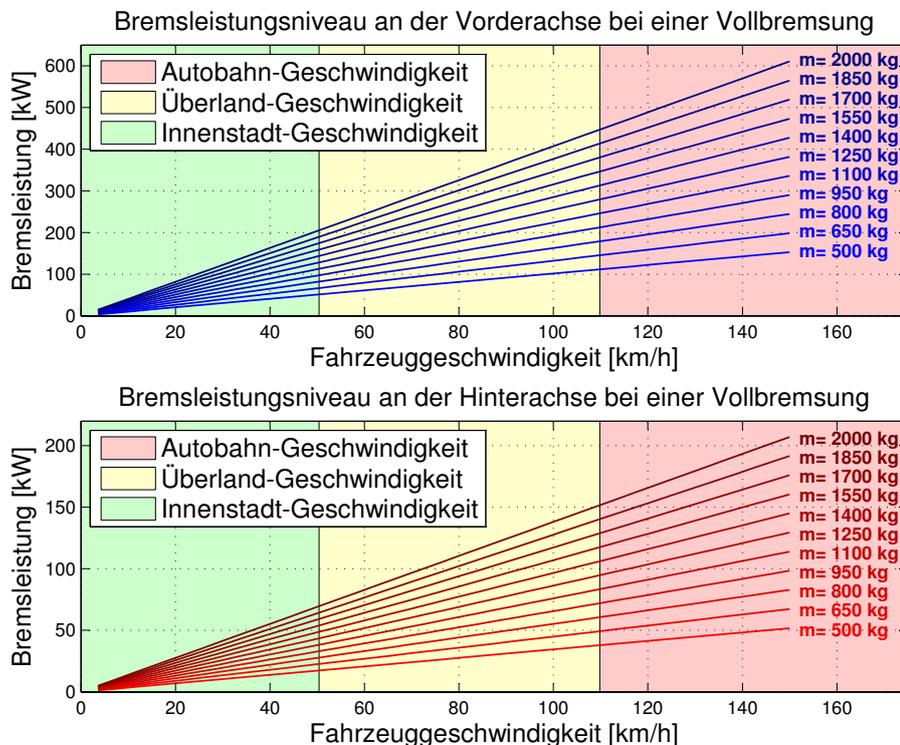


Abbildung 4.7: Ideale Bremsleistungsverteilung auf die Vorder- und Hinterachse bei einer Vollbremsung

Bremsleistung von 300 kW zur Verfügung. Trotz der relativ hohen Leistungen erlauben die ebenfalls begrenzten Drehmomente der elektrischen Antriebe nur elektromotorisch durchgeführte Verzögerungen in Höhe von typisch $3,3 \text{ m s}^{-2}$. Wie aus Abbildung 4.4 bekannt, handelt es sich bei den Verzögerungen bis $0,3 \text{ g}$ um die am häufigsten vorkommenden Abbremsungen im täglichen Verkehr. Zudem zeigen die in der Abbildung dargestellten Ergebnisse auch, dass im wahrscheinlichsten Einsatzgebiet der Elektromobilität die häufigsten Verzögerungen bei geringeren Geschwindigkeiten bis ca. 80 km/h stattfinden. In Abbildung 4.8 ist das Bremsleistungsniveau von Fahrzeugen mit unterschiedlichen Massen während einer Abbremsung mit $0,3 \text{ g}$ dargestellt.

Die Antriebsleistungen von elektrisch stark motorisierten Fahrzeugen erlauben somit ein rein elektromotorisches Verzögern in den häufigsten Situationen des täglichen Verkehrs. Höhere Verzögerungen können, wie in Abschnitt 4.4.1 erklärt, unter voller Ausnutzung der Vorteile der elektromotorischen Bremsung, kooperativ mit den Reibbremsen durchgeführt werden. Trotzdem

4.4 Technologische Grenzen und Herausforderungen der elektromotorischen Bremsung

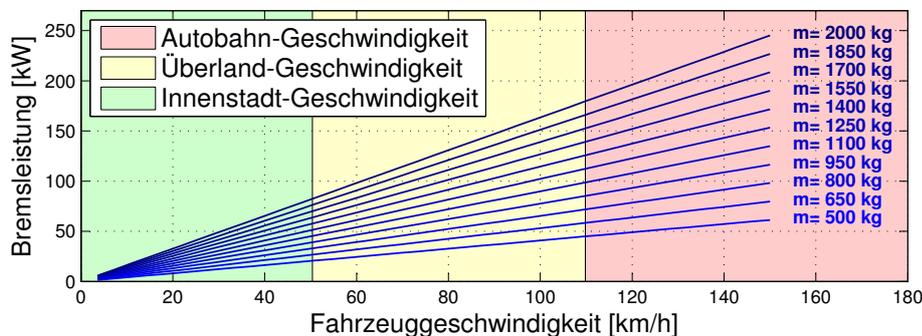


Abbildung 4.8: Bremsleistungsniveau bei einer Verzögerung von 0,3 g

ist der Einsatz der elektromotorischen Bremsung nur dann möglich, wenn die bei der Bremsung entstehende elektrische Energie von den Elektromotoren bzw. der Leistungselektronik weggeführt wird.

In den konventionellen Bremssystemen wird die kinetische Energie des Fahrzeugs über die Reibbremse in thermische umgewandelt. Wie allgemein bekannt wird diese zunächst in den Bremsscheiben zwischengespeichert, um anschließend über Konvektion und Strahlung an die Umgebungsluft abgegeben zu werden. Rekuperations-Systeme, die eine Schwungmasse benutzen, entziehen dem Fahrzeug die Bewegungsenergie, in dem sie diese ebenfalls als kinetische Energie in rotierenden Schwungscheiben zwischenspeichern. Anschließend wird während der darauffolgenden Beschleunigungsphase die Energie wieder in Bewegungsenergie des Fahrzeugs umgewandelt. Auch während des elektromotorischen Bremsens muss die Energie vom Elektromotor und der Leistungselektronik weggeführt werden. Würde sie nicht weggeführt, führte das zu einem großen Temperaturanstieg im System und schließlich, so wie auch bei konventionellen Bremssystemen, zum thermischen Versagen.

Die während des elektromotorischen Bremsens in elektrische Energie umgewandelte Bewegungsenergie wird heute zumeist in der Batterie gespeichert. Die Leistungen aktueller Batterien sind stark in ihrer Schnellladefähigkeit begrenzt. Die obere Grenze bei heutigen Lithium-Ionen Batterien hängt stark von der Verschaltung der Zellen ab. Selten werden jedoch Ladeleistungen oberhalb von 100 kW für die Dauer von 10 Sekunden überschritten. Liegt die Ladeleistung während einer Bremsung höher als die von den Batterieherstellern empfohlene, so verzichtet man heute auf die Ausschöpfung der Leistungsfähigkeit der elektromotorischen Bremsen und verzögert stattdessen allein mit der Reibbremse.

4. FAHRDYNAMISCHE MÖGLICHKEITEN UND HERAUSFORDERUNGEN DURCH DEN EINSATZ ELEKTRISCHER TRAKTIONSANTRIEBE ALS BREMSSYSTEM IM PKW

Gänzlich verzichtet man derzeit auf die elektromotorische Bremsung auch, wenn der Energiespeicher aus Selbstschutz-Gründen abschaltet, oder auch, wenn der Energiespeicher vollgeladen oder zu stark entleert ist. Die optimale Betriebstemperatur der Lithium-Ionen-Batterien, welche heutzutage in Fahrzeugen verbaut werden, beträgt, wie bereits in Abschnitt 2.2.1 näher erläutert, ca. 20°C. Während des Fahrbetriebs oder auch beim Laden mit hohen Strömen kann sich die Batterie stark erhitzen. Um eine Schädigung des Energiespeichers zu vermeiden, verhindert das Thermomanagement der Batterie wie bereits in Abschnitt 2.2.1 näher erläutert, die Rekuperation der Bremsenergie bereits schon bei Überschreitung einer Temperatur von ca. 55°C. Aber auch tiefe Temperaturen können die Leistungsfähigkeit der Traktionsbatterien stark beeinflussen. So können zahlreiche Batterien bereits schon bei einer Unterschreitung von 10°C nicht mehr die volle und von 5°C abwärts keine Energie mehr aufnehmen. Die oberen und unteren Grenztemperaturen sind von den verwendeten Zellen anhängig und können in Abhängigkeit von der verwendeten Technologie stark variieren.

Doppelschichtkondensatoren stellen als Speicher für die Aufnahme der gesamten Bremsenergie im Personenkraftfahrzeugen eine mögliche Alternative dar. Doppelschichtkondensatoren weisen wie im Abschnitt 2.2.1 beschrieben eine sehr hohe Leistungsdichte auf. Zugleich haben Doppelschichtkondensatoren eine relativ niedrige gravimetrische Energiedichte von bis 10 Wh/kg und eine volumetrische Energiedichte von bis zu 6,3 Wh/l [53]. Wie aus Abbildung 4.8 ersichtlich muss bei einer Verzögerung eines 1500 kg schwerem Fahrzeug aus einer Geschwindigkeit von 130 km/h mit 3 m s^{-2} eine maximale Leistung von 160 kW umgewandelt werden. Zu einer Einheit zusammenschaltete Kondensatoren können problemlos diese elektrische Leistung aufnehmen. Bis zum Stillstand des Fahrzeugs vergehen ca. 12 Sekunden und eine Energie von rund 250 Wh muss dem elektrischen Antrieb entzogen werden. Ein auf heutiger Technologie basierender und auf höhere Energien ausgelegter Doppelschichtkondensator wiegt für eine Aufnahme dieser Energie mindestens 30 kg und erfordert mindestens 40 dm³ Volumen. Eine wirtschaftlich und konstruktiv sinnvolle Darstellung von langgestreckten Bergabfahrten, die ein mittleres Bremsmoment über eine längere Zeitdauer erfordern, erscheint durch alleinige Nutzung von Kondensatoren unwahrscheinlich.

Eine elektromotorische Bremsung ist auch möglich, wenn man die entstehende Energie anstatt zu speichern, in Wärme transformiert. Sehr gut eignen sich dafür Bremswiderstände. Sie werden schon lange bei zahlreichen Industrieanwendungen sowie schienenengebunden Fahrzeugen verwendet. Durch eine zusätzliche Wasserkühlung kann zudem ihre Baugröße und ihr Gewicht

4.4 Technologische Grenzen und Herausforderungen der elektromotorischen Bremsung

stark reduziert werden. In Abbildung 4.9 ist ein Bremswiderstands-Modul mit einem integrierten Bremschopper der Firma REO dargestellt, welcher für den Einsatz im Fahrzeug entwickelt wird.



Abbildung 4.9: Bremswiderstand mit integriertem Bremschopper der Firma REO

Im normalen Betrieb, also bei kleinen Verzögerungen des Fahrzeugs, kann die gesamte Bremsenergie in der Batterie gespeichert werden. Bei hohen Verzögerungen und hohen Geschwindigkeiten ist das aus den zuvor in diesem Kapitel erläuterten Gründen nicht möglich. Um dennoch elektromotorisch bremsen zu können, wird ein elektrischer Widerstand über einen Bremschopper an die Gleichspannung im Zwischenkreis gemäß Abbildung 4.10 angeschlossen. Der Bremschopper überwacht die Spannungshöhe im DC-Zwischenkreis. Überschreitet die Zwischenkreisspannung einen eingestellten Schwellwert, so schaltet der Bremschopper den Bremswiderstand zwischen den positiven und negativen Pol des Zwischenkreises. Dadurch fließt ein Gleichstrom über den Bremswiderstand, der die Kapazitäten der angeschlossenen Leistungselektronik entlädt und die Zwischenkreisspannung absenkt. Unterschreitet die Zwischenkreisspannung einen unteren Schwellwert, so unterbricht der Bremschopper den Stromfluss.

Der Bremswiderstand als fester Bestandteil elektrischer Antriebssysteme ermöglicht stets eine volle Ausnutzung der vollen Leistungsfähigkeit des bzw. der Elektromotoren zum Bremsen und bietet somit zusätzliche Freiheit in Bezug auf Dynamik und Leistung der Bremsung. Die Verfügbarkeit der elektrischen Bremsung ist fast im gesamten Geschwindigkeitsbereich nicht mehr abhängig vom Batteriezustand. Die überschüssige Bremsenergie kann stets in thermische Energie ohne Reibung und Bremsstaubentwicklung gewandelt werden. Im Falle eines Ausfalls des elektrischen Energiespeichers bildet der Widerstand ein redundantes System und stellt eine Rückfallebene dar. Der Widerstandswert des Bremswiderstands sollte so gewählt werden, dass durch ein dauerhaftes Zuschalten des Widerstandes kein Strom durch den Batteriekreis

4. FAHRDYNAMISCHE MÖGLICHKEITEN UND HERAUSFORDERUNGEN DURCH DEN EINSATZ ELEKTRISCHER TRAKTIONSANTRIEBE ALS BREMSYSTEM IM PKW

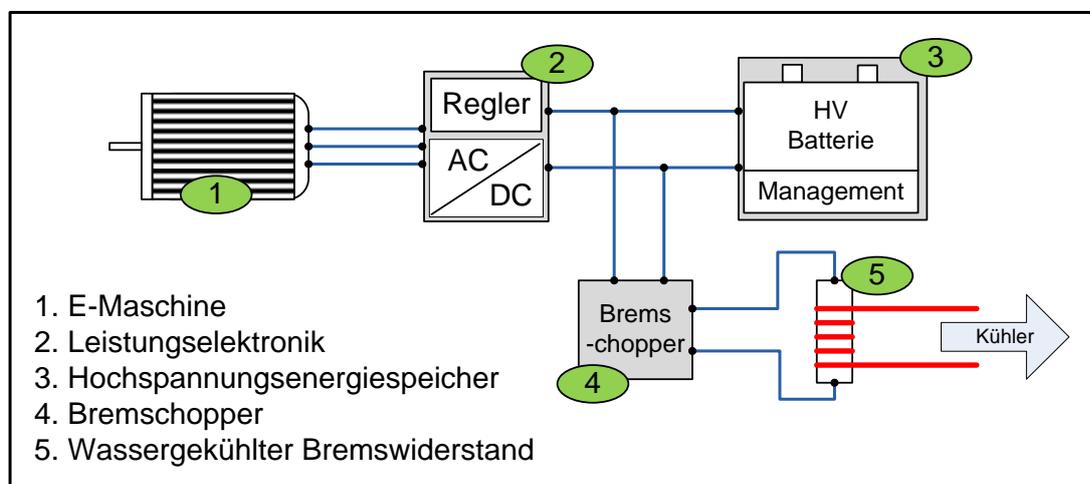


Abbildung 4.10: Integration des Bremschoppers und des Bremswiderstandes in den elektrischen Kreis

mehr fließt. Dadurch kann die Batterie während einer Bremsphase „weggeschaltet“ und so im kritischen Fall geschützt werden.

4.4.3 Reproduzierbarkeit von Verzögerungen beim Lösen des Fahrpedals

Durch die Möglichkeit der Wiedergewinnung eines Teils der Bewegungsenergie beim Bremsen können heutige elektrisch angetriebene Fahrzeuge ihre Reichweite erhöhen. Die elektromotorische Bremsung kann auf verschiedene Arten eingeleitet werden, darunter durch Betätigen des Brems- oder Lösen des Fahrpedals. Der Teil der regenerativen Bremsung, der durch die Fahrpedalrücknahme ausgelöst wird, ist heute an das Motorschleppmoment verbrennungsmotorisch angetriebener Fahrzeuge angelehnt. Verbrennungsmotoren weisen bei höheren Drehzahlen ein maximales Schleppmoment auf, das sich mit sinkender Drehzahl verringert. Das gute Regelverhalten des elektromotorischen Antriebsstrangs ermöglicht eine Anpassung dieses Bremsverhaltens an das Fahrgeschehen und damit eine zusätzliche Verbesserung des Fahrkomforts. Dadurch kann der Fahrer in seiner Aufgabe das Fahrzeug zu führen unterstützt werden. Bei höheren Geschwindigkeiten verspricht eine Beschränkung der Rekuperation auf geringe Verzögerungen einen Komfort- und Effizienzgewinn. Die Fahrt bei erhöhter Geschwindigkeit ist zumeist durch einen ebenfalls verstärkten Verkehrsfluss und eine deutlich reduzierte Anzahl von Bremsungen gegenüber dem geringen Geschwindigkeitsbereich gekennzeichnet. Das Lösen des Fahrpedals

4.4 Technologische Grenzen und Herausforderungen der elektromotorischen Bremsung

sollte in diesem Geschwindigkeitsbereich keine, bzw. nur eine geringe Geschwindigkeitsreduktion mit sich bringen. Eine hohe Rekuperation würde den Segelbetrieb, bei dem der Fahrer durch kurzzeitiges Lösen des Fahrpedals seinen Fuß entspannen kann, ohne eine starke Geschwindigkeitsreduktion auszulösen, behindern. Zudem würde dadurch die häufige, kurzzeitige Zwischenspeicherung der Energie durch die Wirkungsgradverluste insgesamt zu einem Energieverlust führen. In diesem Geschwindigkeitsbereich sollte die Rekuperation maßgeblich über das Betätigen des Bremspedals eingeleitet werden. Anders verhält sich die Anforderung bei geringen Geschwindigkeiten. Hier kann bei der Fahrpedalrücknahme ein hohes elektromotorisches Bremsmoment erzeugt werden, welches das Fahrzeug bis zum Stillstand spürbar verzögert und insbesondere im Stadtverkehr vom Fahrer als komfortabel empfunden werden kann. Bei dem, im Stadtverkehr häufigen, Annähern an ein Hindernis muss der Fahrer nicht mehr durch schnelle Wechsel zwischen dem Gas- und Bremspedal die Fahrzeuggeschwindigkeit ändern, sondern kann in den meisten Fällen des täglichen Verkehrs die benötigte Verzögerung allein durch die Position des Gaspedals steuern. Falls eine höhere Verzögerung benötigt wird, so kann durch eine Betätigung des Bremspedals das Bremsmoment erhöht werden. Die für die Realisierung der unterschiedlichen Anforderungen erforderliche Kennlinie des Fahrpedals unterscheidet sich durch den zusätzlichen Freiheitsgrad zur Vorgabe der Rekuperation von der herkömmlich bei konventionellen Antrieben eingesetzten. Vor allem schwach motorisierte Fahrzeuge zeigen heute zu Beginn des Pedalwegs eine starke Progression der Motormomente an, die dann in der zweiten Hälfte des Weges keinen Anstieg der Momente mehr erlaubt. Dadurch erwecken derartige Pedalkennlinien auch bei schwacher Motorisierung ein sportliches Verhalten. Der zusätzliche Freiheitsgrad zur Vorgabe der Rekuperation bei elektromotorisch angetriebenen Fahrzeugen kann unter der Ausnutzung des gesamten, zur Verfügung stehenden, Pedalwegs in der Dosierbarkeit verbessert werden. In Abbildung 4.11 ist eine Pedalkennlinie, die sie für den Einsatz im Elektrofahrzeug auszeichnet, dargestellt.

Die verzögernde Wirkung des Antriebs wird in dieser Kennlinie zu höheren Geschwindigkeiten hin begrenzt. Der gesamte Pedalweg wird für das Einregeln der maximal in diesem Bereich maßgeblichen Beschleunigung ausgenutzt. Mit sinkender Geschwindigkeit steigt die Beschleunigungsspreizung, da hier sowohl höhere Rekuperationswirkung erwünscht als auch stärkere Beschleunigungen möglich sind. Ein zusätzlich im Antriebsregler angeordnetes Stillstandsmanagement verhindert, dass das Fahrzeug bei Stillstand und gelöstem Fahrpedal zurückrollt. Die Pedalkennlinie zusammen mit dem Eingriff des Stillstandsmanagements erzeugen beim Anfahren einen Leerweg zu Beginn des Pedalwegs, welcher zum Losfahren zunächst überwunden

4. FAHRDYNAMISCHE MÖGLICHKEITEN UND HERAUSFORDERUNGEN DURCH DEN EINSATZ ELEKTRISCHER TRAKTIONSANTRIEBE ALS BREMSSYSTEM IM PKW

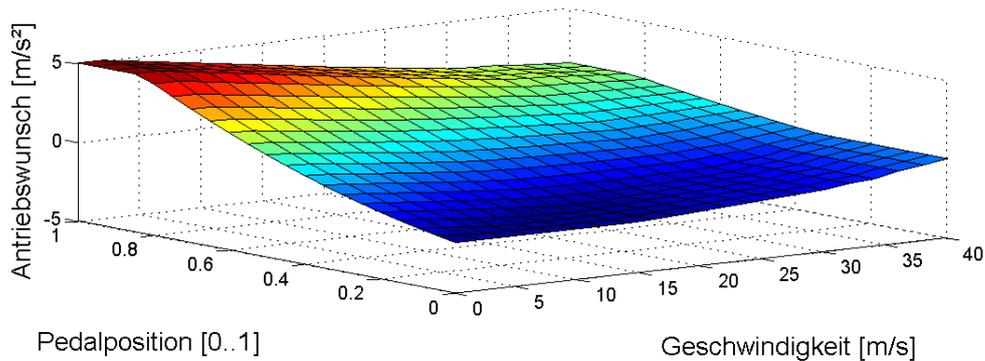


Abbildung 4.11: Fahrpedalkennlinie für erhöhte Rekuperation im Elektrofahrzeug

werden muss. Bei Fahrzeugbewegung verzögert das Fahrzeug elektromotorisch bis zum Stillstand. Zwar ist das so definierte Verhalten an sich konsistent und erfüllt alle Anforderungen, dennoch wirkt der Leerweg beim Losfahren gerade auf neue Fahrer als ungewohnt und stößt auf Ablehnung. Eine Lösung bietet die Einführung einer weiteren Bedingung, welche bei Geschwindigkeiten nahe des Stillstands die Pedalkennlinie anhebt und so das verzögernde Verhalten bei Stillstand, welches durch das Pedal vorgegeben wird, neutralisiert. Die dadurch entstehende Kennlinie ist in Abbildung 4.12 dargestellt. Das Fahrzeug bremst elektromotorisch im Grunde genommen nicht mehr gleichmäßig bis zum Stillstand, sondern reduziert seine Verzögerung unterhalb des Schwellwerts, hier z. B. unterhalb der Geschwindigkeit von 3 m/s, linear bis zum Erreichen des Stillstands.

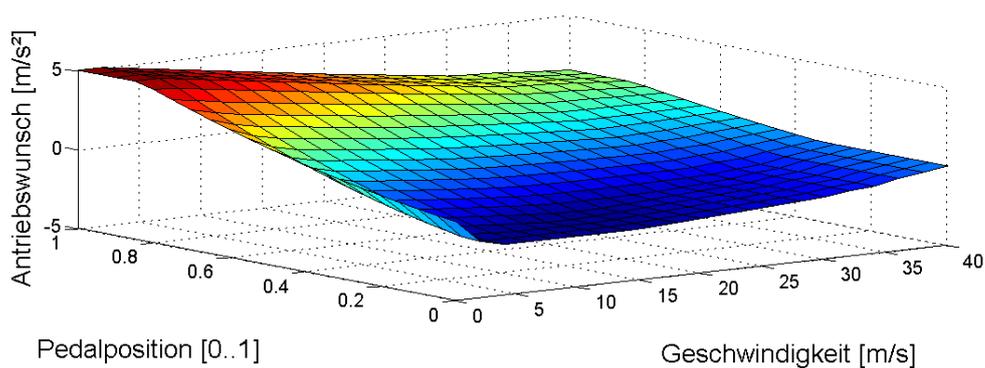


Abbildung 4.12: Fahrpedalkennlinie des Versuchsfahrzeugs

Das elektromotorische Bremsverhalten ist jedoch direkt an die Leistungsfähigkeit des elektrischen Antriebsstrangs und damit an den Zustand der Komponenten gekoppelt. Insbesondere

4.4 Technologische Grenzen und Herausforderungen der elektromotorischen Bremsung

die Batterie weist in Abhängigkeit von ihrer Kondition ein stark unterschiedliches Verhalten auf und beschränkt das Energieaufnahme-Potenzial. In den folgenden Abbildungen ist die Auswirkung der unterschiedlichen Ladezustände und Temperaturen einer Lithium-Ionen Batterie auf die maximale Verzögerung eines Fahrzeugs dargestellt. Die Batterie befindet sich heute auf dem Markt und wurde bereits im Abschnitt 2.2.1 vorgestellt. Das den Ergebnissen zugrundeliegende Fahrzeugmodell hat den gleichen Parametersatz wie das Modell im Absatz 4.4.1, die Fahrzeugmasse wurde zu 1500 kg bestimmt.

Die zustandsabhängige Stromaufnahmelimitierung wurde zusammen mit der Information über die Batteriespannung zum maximalen Leistungsaufnahmepotenzial und anschließend durch Division durch die Fahrzeugmasse und die Fahrzeuggeschwindigkeit zur Verzögerung umgerechnet. Von einer Ist-Geschwindigkeit des Fahrzeugs ausgehend, kann man in Abbildung 4.13 in Abhängigkeit vom Ladezustand (SoC) bzw. in Abbildung 4.14 in Abhängigkeit von der Temperatur der Batterie die maximale Verzögerung ablesen, bei welcher die Batterie die gewandelte Leistung aufnehmen kann.

Die elektrische Leistung, die bei der Umwandlung der Bewegungsenergie des Fahrzeugs bei einer angenommenen Wunschverzögerung von $2,5 \text{ m s}^{-2}$ anfällt, kann, wie aus der Abbildung 4.13 ersichtlich, im Ladezustandsbereich von 25 bis 65 % SoC bis zu einer Geschwindigkeit von ca. 52 km/h in der Batterie gespeichert werden.

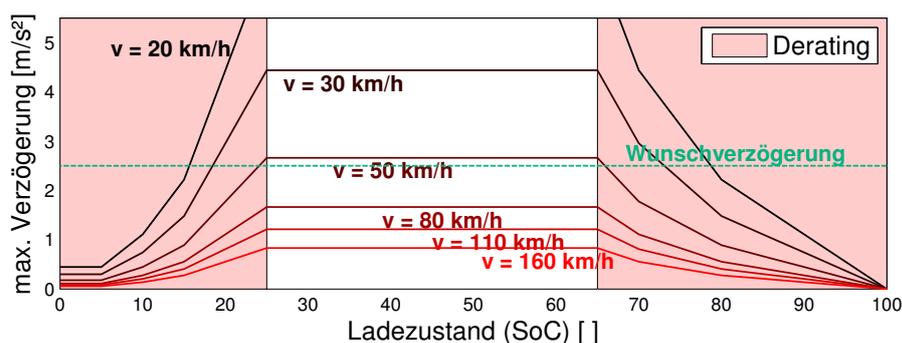


Abbildung 4.13: Einschränkung der elektromotorischen Verzögerung durch den Ladezustand

Wird dieser SoC-Bereich verlassen, so kann die Batterie die gewandelte Leistung nicht aufnehmen. Analog kann aus Abbildung 4.14 gedeutet werden, dass, einen geeigneten Ladezustandsbereich voraussetzend, bei einer Geschwindigkeit von ca. 55 km/h die bei einer Verzögerung kurzfristig gewandelte Leistungsspitze nur im Bereich einer Betriebstemperatur von 10°C

4. FAHRDYNAMISCHE MÖGLICHKEITEN UND HERAUSFORDERUNGEN DURCH DEN EINSATZ ELEKTRISCHER TRAKTIONSANTRIEBE ALS BREMSSYSTEM IM PKW

bis 30°C in der Batterie gespeichert werden kann.

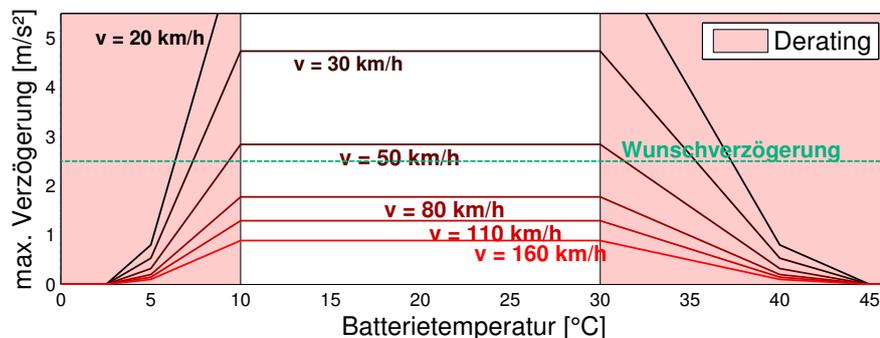


Abbildung 4.14: Einschränkung der elektromotorischen Verzögerung durch die Batterietemperatur

Anhand der Abbildung 4.13 und Abbildung 4.14 wird ersichtlich, dass die konditionsabhängige Leistungsfähigkeit der Batterie die regenerative Bremsung nicht immer mit der vom Fahrer gewohnten bzw. erwarteten Verzögerung zulässt. Das schränkt nicht nur das Komfortempfinden des Fahrers ein, sondern kann durch das unterschiedliche Verzögerungsverhalten des Fahrzeugs beim Lösen des Fahrpedals sogar zu kritischen Fahrsituationen führen. Ein Ziel für die zukünftige Entwicklung ist es, das unterschiedliche Rekuperationsverhalten zu verhindern, um immer ein reproduzierbares Pedalgefühl und eine reproduzierbare Bremsperformance zu garantieren. Die Integration eines Bremswiderstands in den DC-Link-Kreis ermöglicht stets die Ausschöpfung der Leistungsfähigkeit der Elektromotoren zum Bremsen und sorgt für ein gleichbleibendes Fahrverhalten bzw. Pedalgefühl.

Kapitel 5

Adaption der Funktionsarchitektur an die Dynamik des Traktionsantriebs

Die Topologie der heutigen Steuergeräte- und Funktionsarchitekturen ist das Ergebnis einer evolutionären Entwicklung. Die dynamische Leistungsfähigkeit derzeitiger Funktionsarchitekturen ist zwar zufriedenstellend für die Regelung heutiger Fahrzeuge mit verbrennungsmotorischen Antrieben und Reibbremssystemen. Jedoch in Anbetracht der schnell wachsenden Anzahl von Sensoren, Steuergeräten sowie vernetzter Funktionen scheint diese Topologie für die Bewältigung der zukünftigen Komplexität an ihre Grenzen zu stoßen. Das Problem wird insbesondere im wissenschaftlichen Umfeld der Fahrzeugentwicklung diskutiert; so z. B. in [54] und [55]. Die Arbeiten empfehlen eine radikale Änderung der heutigen Steuergeräte- und Funktionsarchitektur zur „Information- and Communication Technology“-Architektur [55]. Eine Bewertung unterschiedlicher Systemarchitekturen im Bezug auf Produkt-Strategie, technische Realisation und Kosten wird in [56] gezeigt. Aus Gründen der Regelgeschwindigkeit wird in [56] vorgeschlagen, die übergreifenden Funktionen nicht in aggregatespezifischen Steuergeräten ablaufen zu lassen, sondern in einer zentralen Einheit zusammenzufassen.

Auch für die Ausnutzung des vollen Potenzials elektromotorischer Antriebe bedarf es einer Anpassung der Funktionsarchitektur an die Dynamik der elektrischen Antriebe. Im Abschnitt 4.2 wurde bereits eine mögliche Verteilung der Brems- und Antriebsfunktionen auf die Steuergeräte heutiger Elektrofahrzeuge gezeigt sowie die Bedeutung dieser Aufteilung für die Regeldynamik erläutert. Eine deutliche Verbesserung der Regeldynamik kann durch eine Änderung

5. ADAPTION DER FUNKTIONSARCHITEKTUR AN DIE DYNAMIK DES TRAKTIONSANTRIEBS

der Steuergerätearchitektur sowie die Einführung einer schnelleren Kommunikation zwischen den Steuergeräten erreicht werden. Durch eine Fusion des Brems- und des Antriebssteuergerätes zu einem Steuergerät, wie beispielhaft in Abbildung 5.1 dargestellt, ermöglicht den Verzicht auf zusätzliche Buskommunikation zwischen den Steuergeräten. Die dadurch verkürzten Regelschleifen können zu einer höheren Regeldynamik führen und damit das dynamische Potenzial der elektrischen Antriebe besser ausschöpfen.

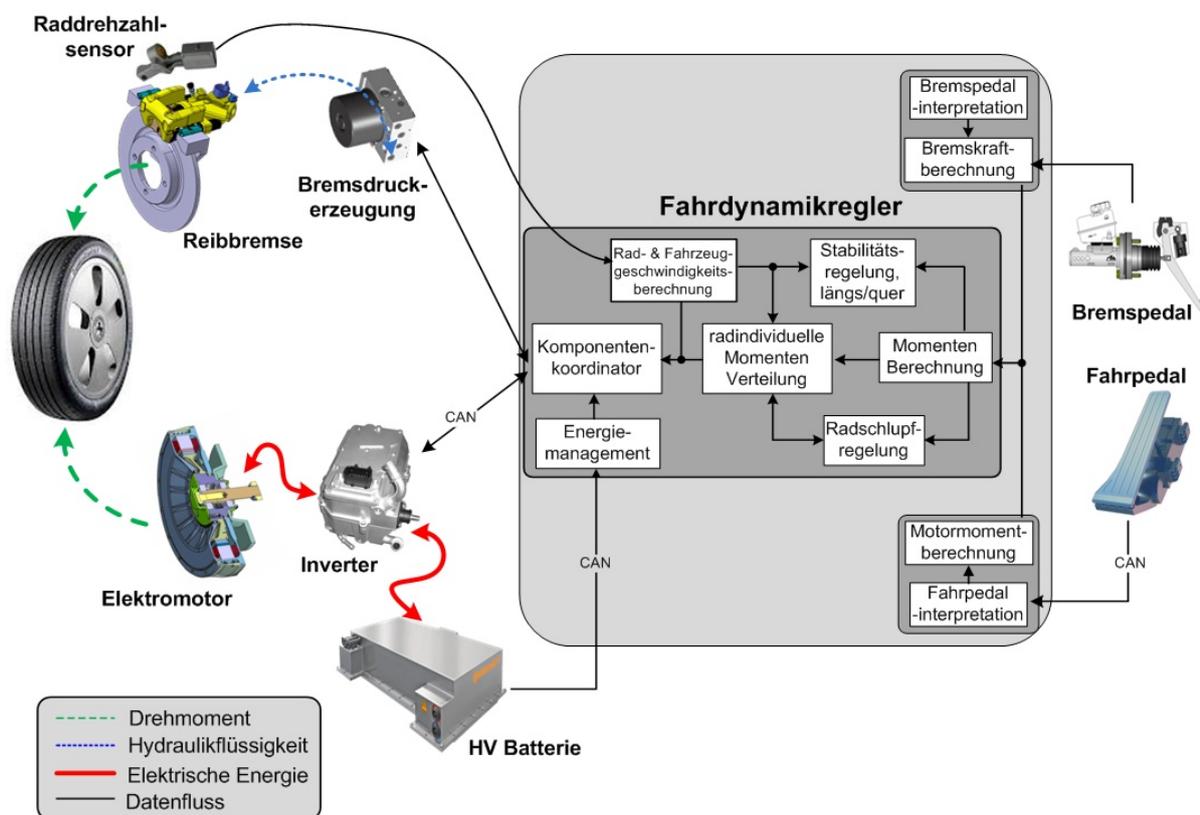


Abbildung 5.1: Regelzeitoptimierte Steuergerätearchitektur des Antriebsstrangs eines Elektrofahrzeugs [8]

Eine in kurzer Zeit erfolgende, revolutionäre Änderung der Steuergerätearchitektur sowie die Einführung einer deutlich schnelleren Buskommunikation in die Serienproduktion sind aus organisatorischen und ökonomischen Gründen unwahrscheinlich. Daher muss eine Verbesserung der Regeldynamik in der nächsten Zukunft unter der Berücksichtigung der heutigen Aufteilung der Längsregelung auf die Domänen des Antriebs und Bremsens und der heute existierenden Bussysteme stattfinden. Wie bereits im Abschnitt 4.3 dargelegt, bietet der elektromotorische Antrieb zahlreiche Vorteile. Die Leistungselektronik sticht dabei als ein leistungsfähiger Rech-

ner für die Regelung von zeitkritischen Aufgaben heraus. Einerseits sind im Inverter die für die Berechnung der Ströme benötigten Informationen über das genaue Motordrehmoment und die Motordrehzahl bekannt, andererseits können die Drehmomentvorgaben, wie im Abschnitt 4.3 gezeigt, durch die direkte Anbindung an den Elektromotor nahezu ohne zusätzliche Zeitverzögerung realisiert werden.

Heute beschränkt sich die Funktion der Leistungselektronik auf die Wandlung der im Fahrzeug- bzw. Antriebsregler berechneten Drehmomentanforderung in die, für die Erzeugung des Drehmoments, benötigten Phasenströme. Eine Verlagerung von zeitkritischen Regelaufgaben in den Inverter vermag die Reaktionszeit für diese Aufgaben gegenüber der heutigen Regelarchitektur deutlich zu reduzieren. Auf eine kosten- und ressourcenintensive Änderung der Steuergerätearchitektur kann verzichtet werden. In Abbildung 5.2 ist beispielhaft, eine auf der heutigen Steuergerätearchitektur basierte Regelarchitektur, die eine Berechnung zusätzlicher Regelaufgaben im Inverter vorsieht, dargestellt.

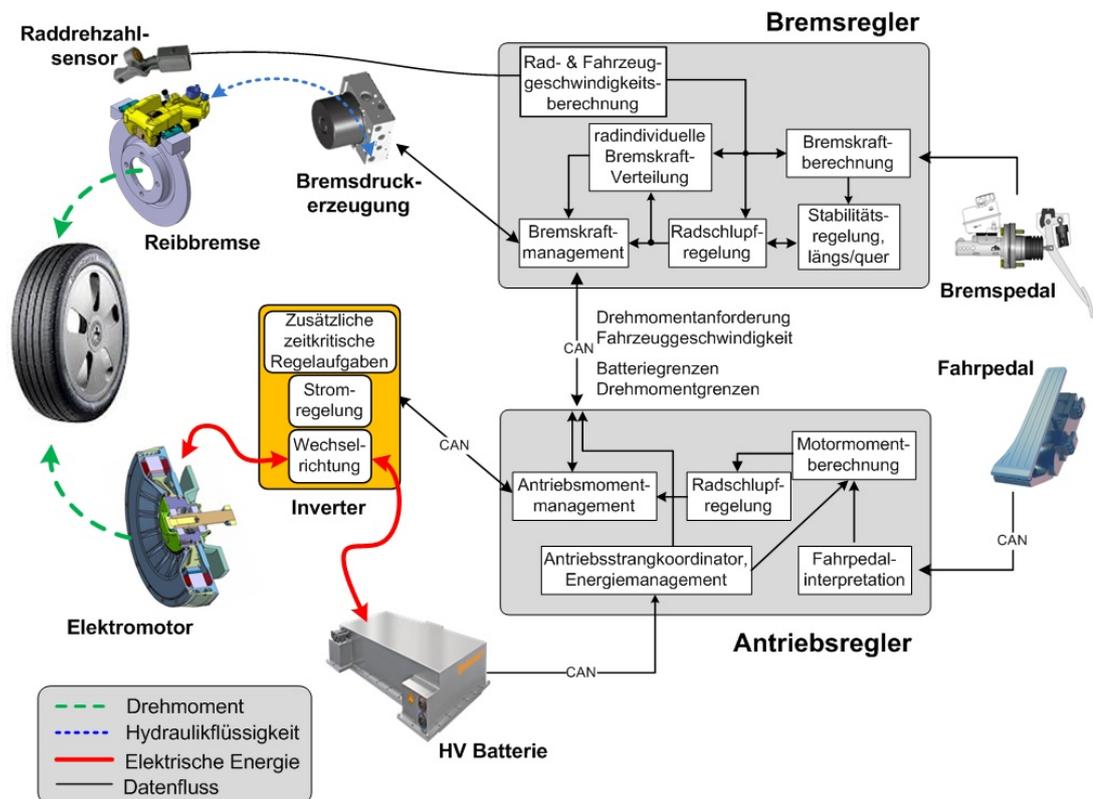


Abbildung 5.2: Verlagerung zeitkritischer Regelaufgaben in den Inverter

Im weiteren Verlauf der Arbeit wird das Regelkonzept auf das im Kapitel 3 beschriebene

5. ADAPTION DER FUNKTIONSARCHITEKTUR AN DIE DYNAMIK DES TRAKTIONSANTRIEBS

Versuchsfahrzeug übertragen. Anhand ausgewählter, zeitkritischer Regelaufgaben werden die Vorteile des Konzepts gegenüber einer konventionellen Verteilung der Regelaufgaben gezeigt.

Kapitel 6

Aktive Schwingungsdämpfung des elektrischen Antriebsstrangs

6.1 Schwingung des elektrischen Antriebsstrangs

Der Antriebsstrang eines Fahrzeugs stellt ein schwingfähiges System dar. Schnelle Lastwechsel, ungleichmäßige Verbrennung, Drehungleichförmigkeiten des Motors und des Getriebes sowie Rückkopplungen von Fahrbahnunebenheiten können, insbesondere in Kombination mit einem quer eingebauten Motor, zum Aufschwingen des Strangs führen. Da der Antriebsstrang an der Karosserie abgestützt wird, kann das Schwingungen des gesamten Fahrzeugs zu Folge haben. Die Frequenzen der fahrzeugspezifischen Schwingung können im Bereich zwischen 0 bis 200 Hz die Insassen sowohl durch Geräusche als auch durch spürbares Ruckeln belasten [25]. Um die Fahrzeuglängsschwingungen zu verhindern, werden in modernen Kraftfahrzeugen sowohl mechanische als auch softwarebasierte Ansätze verfolgt. Zu den mechanischen Lösungen zählen Gummi- bzw. Hydrolager, Zweimassenschwungräder und Drehschwingungstilger. Die fahrzeugspezifisch dimensionierten Gummi- bzw. Hydrolager stützen das Drehmoment des Antriebsstrangs an der Karosserie ab und isolieren diese vor hochfrequenter Vibration. Zweimassenschwungräder und Drehschwingungstilger erhöhen die Gleichmäßigkeit des Motorrundlaufs und reduzieren dadurch das spürbare Ruckeln. Zu den softwarebasierten Lösungen gehören Algorithmen mit einem Tiefpass-Charakter sowie Begrenzer der Änderungsrate des Drehmoments [25]. Die Algorithmen gehen als sogenannte Fahrbarkeitsfilter und als Anti-Ruckel-Algorithmen in die Berechnung des Motordrehmoments in den Fahrzeug- bzw. Antriebsregler ein und verhindern insbesondere die durch schnelle Lastwechsel verursachte Längsschwingung des Fahrzeugs.

6. AKTIVE SCHWINGUNGSDÄMPFUNG DES ELEKTRISCHEN ANTRIEBSSTRANGS

Im Fall der Anregung durch schnelle Drehmomentänderungen können auch hydrodynamische Wandler und beim Anfahren oder beim Gangwechsel auch teilgeöffnete Reibkupplungen zu den dämpfenden Elementen gezählt werden.

Die im Vergleich zum Verbrennungsmotor größere Drehzahlstreuung des elektrischen Antriebs erlaubt es, in einem Geschwindigkeitsbereich der Fahrzeuge bis ca. 150 km/h auf schaltbare Getriebe und Kupplungen oder hydrodynamische Wandler zu verzichten. Der vibrationsarme und gleichmäßige Betrieb der Elektromotoren in Verbindung mit einem hohen Preisdruck auf heutige, elektrisch angetriebene Fahrzeuge, führen zu einem Verzicht auf die zuvor erwähnten, mechanischen Lösungen zur Erhöhung des Rundlaufs des Antriebsstrangs. Die dämpfenden Elemente des elektrischen Antriebsstrangs reduzieren sich damit auf die Abstützung und Isolierung des Antriebsstrangs zur Karosserie.

Auf der linken Seite der Abbildung 3.1 wurden bereits der Elektromotor, die Leistungselektronik, der Hochvoltlader sowie die Hochvoltverteilerbox gezeigt, die im Versuchsfahrzeug zu einer schwingfähigen Einheit verschraubt sind. In Abbildung 6.1 ist die Motoraufnahme eines Fahrzeugs dargestellt, die exemplarisch für die Motorlagerung aktueller, elektrisch angetrieben Fahrzeuge mit einem Zentralantrieb an der Vorderachse dienen kann.

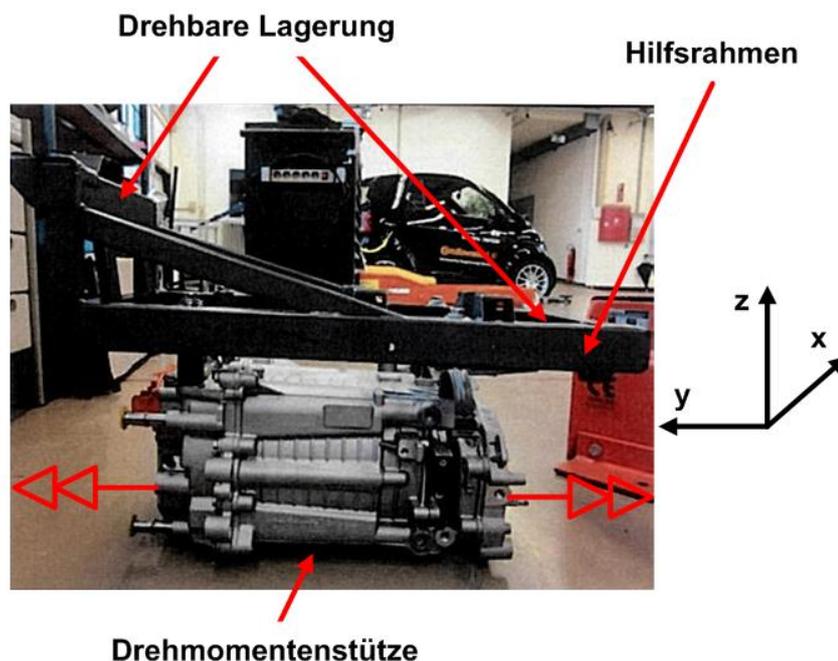


Abbildung 6.1: Motoraufnahme eines elektrischen Fahrzeugs

6.1 Schwingung des elektrischen Antriebsstrangs

An den beiden oberen Seiten des Hilfsrahmens, der starr dem der Motor verbunden ist, befindet sich die drehbar gelagerte Motoraufnahme. Sie nimmt die Kräfte in Vertikal-, Längs- und Querrichtung auf, erlaubt jedoch eine Drehung des Motors um seine Y-Achse. Der Elektromotor und das Differenzial mit Teller- und Kegelrad, die das Motormoment mit einer konstanten Untersetzung wandeln und an die Räder verteilen, sind zusammen in einem Gehäuse verbaut. An den mit roten Doppelpfeilen gekennzeichneten Stellen in der Abbildung 6.1 befinden sich die beiden Seitenwellen des Antriebs, die an die Radträger angeflanscht werden. Eine Drehmomentstütze an der Unterseite des Motors stützt die Momente des elektrischen Antriebs gegen die Karosserie ab und wirkt der Drehung des Antriebs in seiner Lagerung entgegen. In Abbildung 6.2 ist die Drehmomentstütze eines heute in Serie produzierten Fahrzeugs im eingebauten Zustand dargestellt.



Abbildung 6.2: Drehmomentstütze zur Aufnahme der Drehmomente

Sowohl die Dämpfung des Antriebsstrangs als auch die Isolation der Karosserie wird dabei durch zwei Gummielemente an beiden Enden der Stütze gewährleistet. Die Gummielemente haben in Abhängigkeit von ihrer Ausführung eine Grundsteifigkeit im Bereich von ca. 100 bis 200 N/mm, die über den Weg bis ca. 5000 N/mm ansteigen kann und ermöglichen bei hohen Zug bzw. Druckkräften eine Bewegung von bis ca. 15 mm. Die Kennlinien der Gummielemente weisen über den Weg eine starke Progressivität auf.

Der elektromotorische Antriebsstrang stellt, so wie auch der Verbrennungsmotorische, ein

6. AKTIVE SCHWINGUNGSDÄMPFUNG DES ELEKTRISCHEN ANTRIEBSSTRANGS

schwingfähiges System dar. Die mögliche, sehr schnelle Änderung der Drehmomente in Verbindung mit dem zuvor beschriebenen Verzicht auf die mechanischen Lösungen zur Dämpfung des Antriebsstrangs und seine reduzierte Massenträgheit führt insbesondere bei Fahrzeugkonzepten mit einem Zentralantrieb zu einer starken Schwingungsneigung. Bei hohen und konstanten Antriebsmomenten werden die Gummielemente der Motorabstützung stark zusammengedrückt. In diesem Zustand entsprechen die Gummielemente einer durchgedrückten Feder und der Motor schwingt nicht mehr. Starke Schwingungen treten insbesondere im Bereich geringer Drehmomente und geringer Drehzahlen z. B. beim Anfahren oder Rangieren sowie bei schnellen Drehmomentänderungen auf. Dabei können zwei Fälle unterschieden werden. Bei einem leichten Anstieg des Drehmoments lehnt sich der Motor an eine Seite seiner Abstützung. Die Gummielemente entsprechen in diesem Zustand einer leicht vorgespannten Feder. Der Antriebsstrang schwingt nun innerhalb des Federwegs der Gummielemente. Mit der Schwingung Gehäuses gegenüber dem Rotor ändern sich ebenfalls die gemessenen Strangströme bzw. die berechneten Stromvorgaben der feldorientierten Regelung. Dadurch wird dem System zusätzliche Energie zugeführt und eine weitere Schwingungsneigung ausgelöst. Auf der linken Seite der Abbildung 6.3 ist die Antwort des Antriebssystems des Versuchsfahrzeugs auf eine sprungartige Drehmomentvorgabe von 0 auf 50 Nm dargestellt.

Durch die Untersetzung stehen dadurch ca. 500 Nm am Ausgang des Differenzialgetriebes zu Verfügung. Während die Drehmomentvorgabe durch den Antrieb erst innerhalb von 30 ms vollständig realisiert wird, kann die erste Drehzahlveränderung schon nach wenigen Millisekunden beobachtet werden. Nach Erreichen einer Drehzahl von 250 U/min beginnt das System, wie auf der linken Seite der Abbildung 6.3 dargestellt, mit 7,14 Hz zu schwingen. Der zweite Fall ergibt sich bei einem Sinken des Drehmoments eines vorgespannten Antriebsstrangs auf geringe Drehmomente bzw. auf null Nm. Dabei geht der Motor wieder in seine Ausgangslage zurück und bewegt sich innerhalb seiner elastischen Abstützung. Wie aus dem Vergleich der beiden Schwingungen in Abbildung 6.3 ersichtlich, weisen die beiden Fälle eine unterschiedliche Eigenfrequenz auf.

Die Änderung der Schwingungsfrequenz resultiert aus der Beschaffenheit des Gummielements, die sich im nichtlinearen Verlauf der Kennlinie des verwendeten Gummielementes zeigt. Im Bereich geringer Auslenkungen haben die Gummielemente, wie beispielhaft in Abbildung 6.4 dargestellt, eine sehr geringe Federsteifigkeit und erlauben im Verhältnis zu den anliegenden Kräften relativ lange Federwege. Nach diesem anfänglich linearen Bereich beginnt anschließend bei ca. 40 Prozent des möglichen Federwegs ein progressiver Anstieg der Steifigkeit. Da sich das

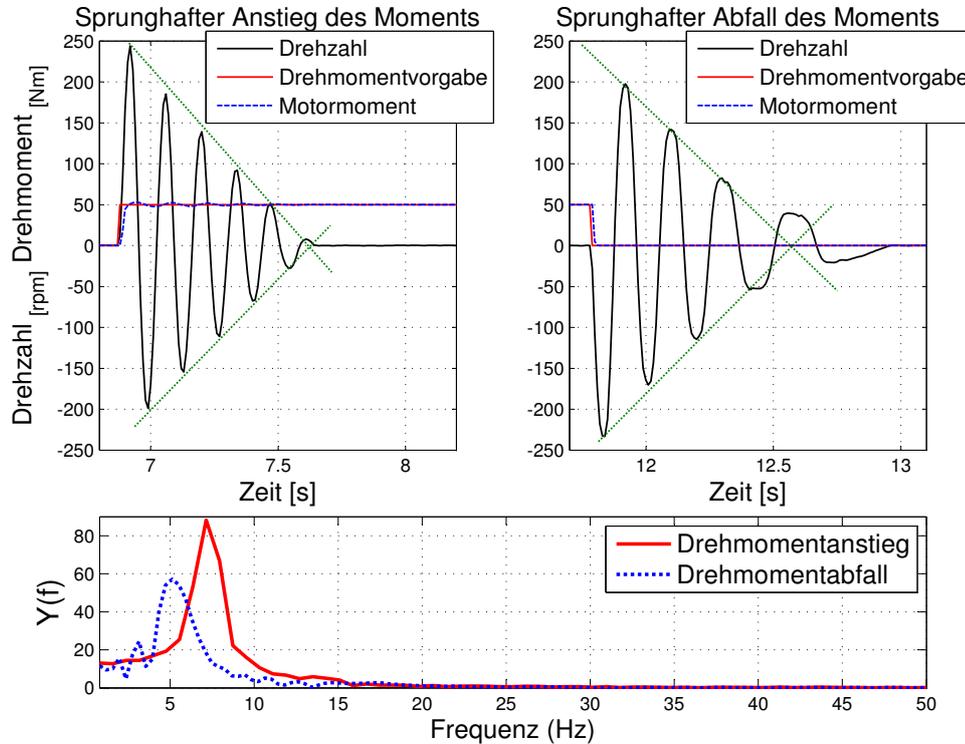


Abbildung 6.3: Schwingung des Strangs bei sprunghafter Änderung des Drehmoments

Quadrat der Eigenfrequenzen ω_0 , wie in Gl. 6.1 dargestellt, als Quotient der Steifigkeit c und der Masse m ergibt, bewirkt eine, gegenüber dem zusammengedrückten Zustand, reduzierte Steifigkeit der Gummielemente in ihrer Ausgangslage, ebenfalls eine reduzierte Eigenfrequenz.

$$\omega_0^2 = \frac{c}{m} \quad (6.1)$$

Der Gummiwerkstoff, der maßgeblich die Dämpfung des Antriebsstrangs verantwortet, gehört zur Gruppe der Elastomere. Seine Dämpfung beruht auf innerer Werkstoffreibung. Für die Approximation der Bewegung eines Gummiwerkstoffs haben zahlreiche Modelle ihre Berechtigung. Um Dämpfungskräfte aufzubauen, müssen Gummielemente zunächst ausgelenkt werden. Erst durch die Auslenkung verursachte Bewegung der Elemente gegeneinander werden Scherkräfte und schließlich die für die Dämpfung notwendige Reibung hervorgerufen. Dadurch scheint die Gummidämpfung maßgeblich von der Auslenkung bestimmt und unabhängig von ihrer Geschwindigkeit zu sein. Der Mechanismus der Coulomb'schen Dämpfung, der das trockene Reibungsverhalten abbildet, scheint zur Beschreibung des hier vorliegende Systems gut geeignet

6. AKTIVE SCHWINGUNGSDÄMPFUNG DES ELEKTRISCHEN ANTRIEBSSTRANGS

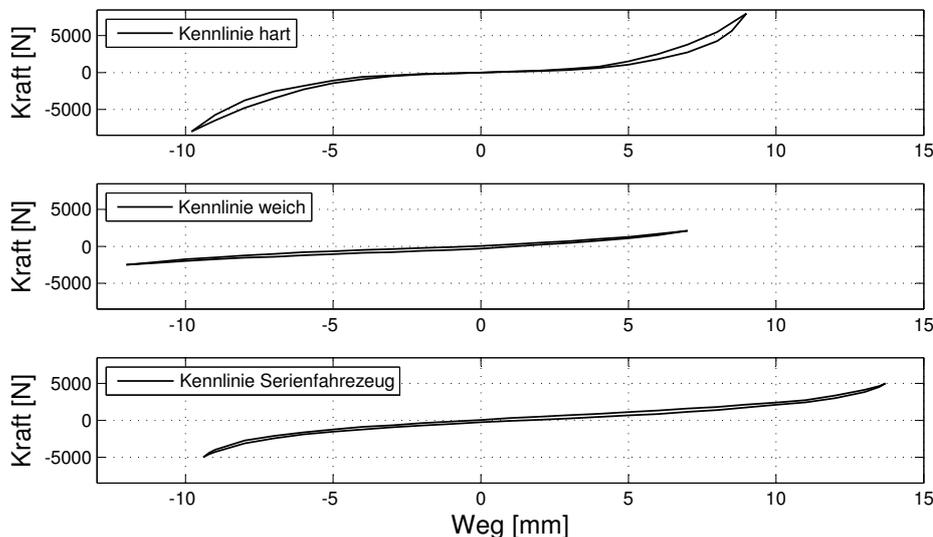


Abbildung 6.4: Kennlinien der Gummielemente

zu sein. Durch trockene Reibung als Dämpfung verursachte Abklingkurven freier Schwingungen zeigen einen linearen Verlauf und damit eine große Übereinstimmung mit dem Verlauf der in Abbildung 6.3 gezeigten Abklingkurven. Die Bewegungsgleichung der so gedämpften Schwingung kann gemäß Gl. 6.2 modelliert werden:

$$\ddot{y} + Fr \cdot \operatorname{sgn}(\dot{y}) + c(f, T, y) \cdot y = 0 \quad \text{mit: } \operatorname{sgn}(\dot{y}) := \begin{cases} 1 & \text{für: } \dot{y} > 0 \\ -1 & \text{für: } \dot{y} < 0 \end{cases} \quad (6.2)$$

In Gl. 6.2 mit dem Buchstaben c abgekürzte Federsteifigkeit des Gummiwerkstoffs verändert sich im vorliegendem Fall mit der Anregungsfrequenz, der Temperatur und, wie bereits ausgeführt, mit dem Federweg. Fr beschreibt die Parameter der Reibkraft und führt aufgrund der Vorzeichenfunktion $\operatorname{sgn}(y/(dt))$ zu Nichtlinearitäten in der Bewegungsgleichung.

Das für Dämpfung ebenfalls verwendete Modell der viskosen Dämpfung, das eine Kombination aus elastischen und viskosen Eigenschaften annimmt, bildet aufgrund seiner geschwindigkeitsproportionalen Dämpfung die in Abbildung 6.3 gezeigten Abklingkurven nur näherungsweise ab. Das exponentielle Abklingverhalten führt insbesondere bei geringen Geschwindigkeiten zu nur langsam abnehmenden Auslenkungen und damit zu einer ungenaueren Abbildung der Schwingung in diesem Bereich. Gleichzeitig geht die Verwendung dieses Modells aber mit einer starken Reduktion des Rechenaufwandes einher. Deswegen wird für weitere Untersuchung

6.1 Schwingung des elektrischen Antriebsstrangs

der Schwingung trotzdem das Modell der viskosen Dämpfung mit der in Gl. 6.3 dargestellten Bewegungsgleichung verwendet.

$$\ddot{y} + 2\delta\dot{y} + \omega_0^2 y = 0 \quad (6.3)$$

Die Abklingkonstante δ ist dabei das Produkt aus der Eigenkreisfrequenz ω_0 und dem Lehr'schen Dämpfungsmaß D . Das Lehr'sche Dämpfungsmaß wird vereinfachend auch Dämpfungsgrad bezeichnet.

Für die theoretische Untersuchung des Schwingverhaltens wird das Schwingungssystem des Fahrzeugs auf den elektrischen Antriebsstrang und die Motoraufhängung mit ihrer Kopplung an die Karosserie reduziert, da hierdurch das Schwingungssystem hinreichend präzise abgebildet wird. Ein vereinfachter Regelkreis aller maßgeblich an der Schwingung beteiligten Komponenten ist in Abbildung 6.5 abgebildet.

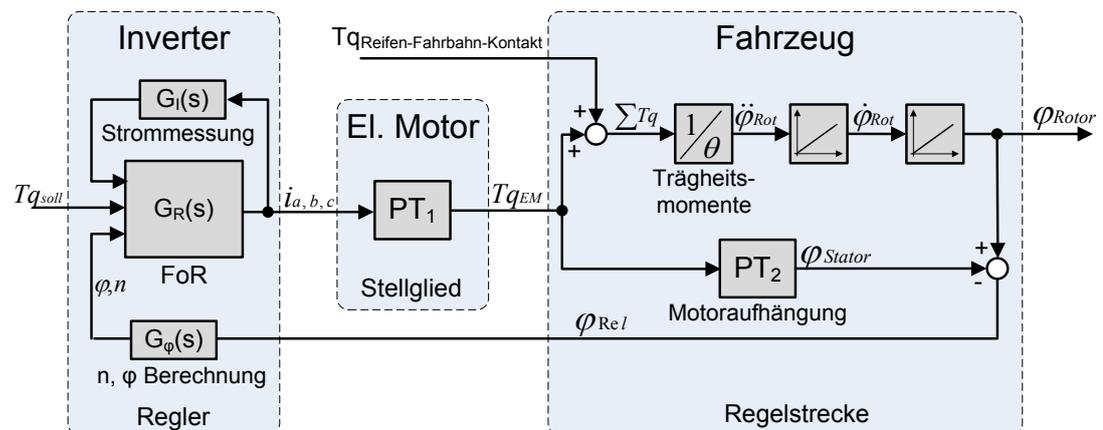


Abbildung 6.5: Regelkreis des Antriebsstrangs

Das Verhalten des Elektromotors und des Inverters wurden bereits im Abschnitt 2.2 hergeleitet und werden durch Gl. 3.2 beschrieben.

Die Drehung des Rotors hängt von der Summe aller auf ihn wirkenden Momente ab. Wie in Abbildung 6.5 dargestellt sind es das Motormoment und das von der Fahrbahn über die Räder auf den Rotor wirkende Drehmoment. Das von der Fahrbahn wirkende Drehmoment wirkt in der Regel gegen die Bewegungsrichtung des Fahrzeugs und reduziert das Motormoment. Als Quotient des Summe der Momente und des Gesamtträgheitsmoments aller an den Rotor gekoppelten und sich mitdrehenden Komponenten ergibt sich die Winkelbeschleunigung des Rotors.

6. AKTIVE SCHWINGUNGSDÄMPFUNG DES ELEKTRISCHEN ANTRIEBSSTRANGS

Das Gesamtträgheitsmoment besteht im Wesentlichen aus dem Trägheitsmoment des Rotors, der Wellen, der Räder und der Bremsscheiben. Der Drehwinkel des Rotors φ_{Rotor} ergibt sich schließlich aus zweifachen Integration des Winkelbeschleunigung. Der gesamte Zusammenhang ist in Gl. 6.4 dargestellt.

$$\varphi_{\text{Rotor}} = \int_0^t \int_0^t \frac{\sum Tq}{\theta} dt dt, \quad (6.4)$$

Die gemessene Relativbewegung zwischen Stator und Rotor φ_{Rel} ergibt sich, wie in Abbildung 6.5 dargestellt, als Differenz ihrer Einzelbewegungen. Die Rückführung der Relativbewegung zwischen Stator und Rotor zur Berechnung der Strangströme verursacht bei schwingendem Stator, bzw. Motorgehäuse auch ein schwingendes, gestelltes Motormoment. Bei Übereinstimmung der Schwingungsfrequenz des Motormoments mit der Eigenfrequenz kann der Resonanzfall auftreten. In diesem Fall nimmt das System bei Auslenkung aus seiner Nulllage Energie auf und gibt sie bei Zurückschwingen wieder ab, wodurch die Ausschläge anwachsen.

Die Statorbewegung wird durch eine periodische Lösung eines Verzögerungsgliedes zweiter Ordnung (PT2-Glied) angenähert. Die Differenzialgleichung des PT2-Gliedes kann gemäß Gl. 6.5 als:

$$\ddot{y} + 2D\omega_0\dot{y} + \omega_0^2 y = K\omega_0^2 u \quad (6.5)$$

aufgestellt werden. D ist dabei der Dämpfungsgrad und ω_0 die Kennkreisfrequenz [57]. Durch die Laplace-Transformation der Gleichung ergibt sich die Übertragungsfunktion $G(s)$ zu:

$$G(s) = \frac{K}{T^2 s^2 + 2DTs + 1} \quad (6.6)$$

Die homogene Lösung der Gl. 6.5 entspricht der Differenzialgleichung einer viskos gedämpften, freien Schwingung, die in Gl. 6.3 dargestellt wurde. Ihre Größen können in Näherung aus der Hüllkurve der Schwingungen bestimmt werden. Die Kennkreisfrequenz ω_0 berechnet sich aus der Schwingungsdauer T wie folgt:

$$\omega_0 = \frac{2\pi}{T} \quad (6.7)$$

Das Lehr'sche Dämpfungsmaß D kann für kleine Werte näherungsweise als Quotient des logarithmischen Dekrements Λ und 2π formuliert werden [58]. Das logarithmische Dekrement

6.1 Schwingung des elektrischen Antriebsstrangs

Λ , als Maß für die Dämpfung eines Systems, kann aus den Ausschlägen der Abklingkurve der Schwingung gemäß Gl. 6.8 berechnet werden.

$$\Lambda = \ln \frac{X(t_0)}{X(t_0 + T)} \quad (6.8)$$

Mit der Eigenfrequenz von 7,14 Hz und logarithmischem Dekrement von 0,28 errechnet sich im ersten Fall der in Abbildung 6.3 gezeigten Schwingung der Dämpfungsgrad zu 0,045; im zweiten Fall ergibt die Eigenfrequenz von 5 Hz und das logarithmische Dekrement von 0,33 einen Dämpfungsgrad von 0,05.

In Abbildung 6.6 ist ein Vergleich der im Versuchsfahrzeug gemessenen Schwingungen mit den, unter den hier beschriebenen Annahmen, berechneten Schwingungen dargestellt. Erwartungsgemäß zeigt das Modell mit der geschwindigkeitsproportionalen Dämpfung bei geringen Geschwindigkeiten ein gegenüber der Messung deutlich langsames Ausklingen. Gleichzeitig ist eine sehr gute Übereinstimmung der Abklingkurven insbesondere in anfänglichen und mittleren Teil der Schwingung feststellbar. Diese Teile der Schwingung leiten auf Grund der größeren Amplituden auch höhere Kräfte in die Karosserie ein. Die Übereinstimmung des Modells in diesen Bereichen lässt den Schluss zu, dass die theoretische Annäherung als eine geeignete Simulation verwendet werden kann.

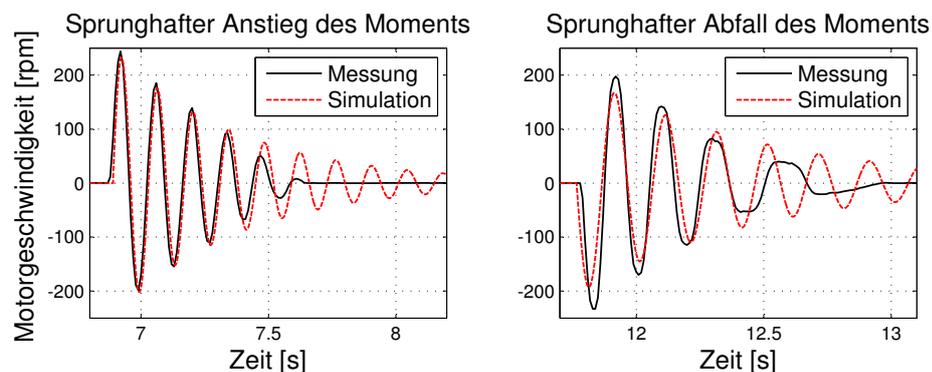


Abbildung 6.6: Vergleich der gemessenen und simulierten Schwingungen

Der aperiodischen Grenzfall beschreibt eine ideale Dämpfung bei dem die Schwingung in der kürzestmöglichen Zeit ihre Ruhelage erreicht. Der für diesen Fall benötigte Dämpfungsgrad beträgt 1. Die Interpretation des hier vorliegenden Dämpfungsgrads in Höhe von 0.045 bzw. 0.05 lässt auf Grund der großen Abweichung von dem idealem Wert eine erste Aussage zu, dass

6. AKTIVE SCHWINGUNGSDÄMPFUNG DES ELEKTRISCHEN ANTRIEBSSTRANGS

die ausschließliche Verwendung der Gummielemente für die Dämpfung des elektromotorischen Antriebsstrangs nicht ausreichend ist.

6.2 Integration eines Dämpfungsalgorithmus in die Leistungselektronik

Die geringe Dämpfung des elektrischen Antriebsstrangs stellt hohe Anforderungen an softwarebasierte Lösungen zur Verhinderung seiner Drehschwingung. Konventionelle Funktionsarchitekturen sehen eine Integration der softwarebasierten Drehschwingungsdämpfung in den Antriebsregler vor. Die Versuche, aktive Dämpfung des Antriebsstrangs mit dem Antriebsregler zu betreiben, führten in den Testfahrzeugen zu einer Destabilisierung des Antriebsstrangs und zum zusätzlichen Aufschwingen dessen und der Karosserie. Das Aufschwingen des Antriebsstrangs konnte durch den Antriebsregler nur durch Maßnahmen, die eine starke Dynamikverringering der Änderung der Drehmomentvorgabe mit sich bringt, verhindert werden. Das führte gleichzeitig aber auch zu einem deutlich wahrnehmbaren, verzögerten Ansprechverhalten. Subjektiv wird es vom Fahrer als eine gefühlte Verringerung der Antriebsleistung empfunden und ist heute häufig in Serienfahrzeugen zu beobachten. Aus diesem Grund wurde in dieser Arbeit eine aktive Dämpfung nicht in den Antriebsregler, sondern, wie im Kapitel 5 vorgeschlagen, in die Leistungselektronik gemäß Abbildung 6.7 integriert.

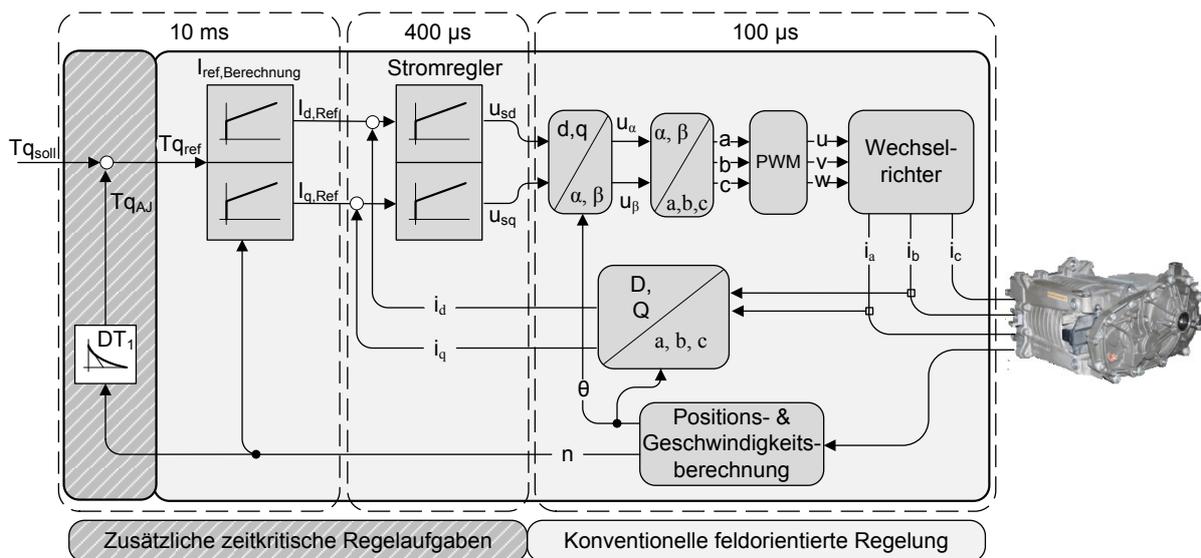


Abbildung 6.7: Integration einer aktiven Dämpfung in die Leistungselektronik

6.2 Integration eines Dämpfungsalgorithmus in die Leistungselektronik

Als dämpfendes Glied wurde ein DT_1 -Glied gewählt. Die aktive Dämpfung wurde in den Inverter vor die Stromregelung der FoR eingebettet. Obwohl dadurch der DT_1 -Algorithmus mit der langsamsten in der Leistungselektronik zur Verfügung stehenden Taktzeit von 10 ms aufgerufen wird, führt die Lösung zu einem sehr guten Ergebnis und ermöglicht eine deutliche Reduzierung der Schwingungsneigung des Antriebsstrangs.

Eine Integration des Algorithmus in einen schnellen Aufrufzyklus von z. B. 400 μs ist möglich, bedeutet jedoch aufgrund der dafür notwendigen Umrechnung des dämpfenden Moments in die D-Q Ströme einen unverhältnismäßig großen Aufwand. Das Übertragungsverhalten des dämpfenden DT_1 -Algorithmus wird in Gl. 6.9 gezeigt.

$$G_z(s) = \frac{K_{DAJ}}{1 + T_s} \quad (6.9)$$

Der um die aktive Dämpfung erweiterte Regelkreis des Antriebsstrangs ist in Abbildung 6.8 dargestellt.

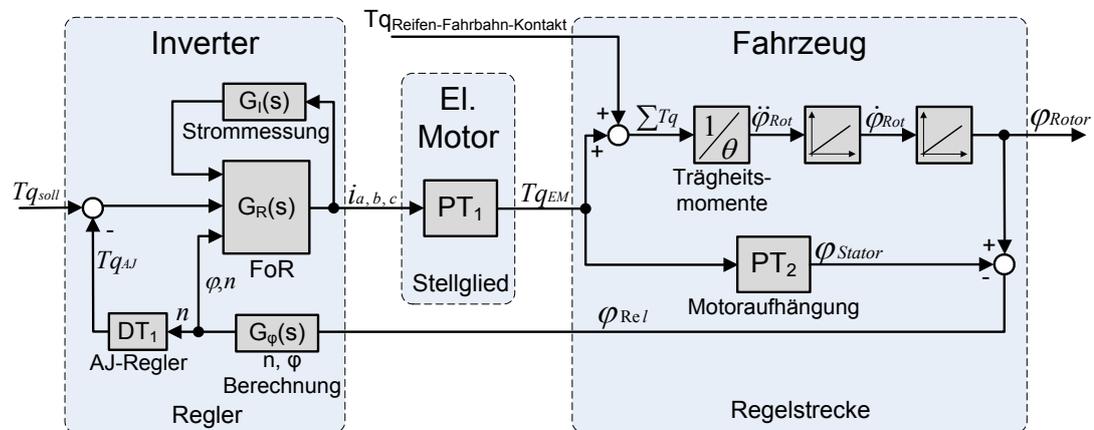


Abbildung 6.8: Integration des AJ-Algorithmus in den Regelkreis

Die durch die Schwingung verursachten Drehzahlgradienten sind höher als die durch die Änderung des Drehmoments geplanten Drehzahländerungen. Die aktive Schwingungsdämpfung leitet proportional zum Drehzahlgradienten kompensierende Stellgrößen ab und arbeitet daher ähnlich wie eine Störgrößenaufschaltung. Die aktive Schwingungsdämpfung erzeugt bei hohen Drehzahländerungen ein der Änderungsrichtung entgegengesetztes Drehmoment, welches die Schwingung bedämpft.

6. AKTIVE SCHWINGUNGSDÄMPFUNG DES ELEKTRISCHEN ANTRIEBSSTRANGS

Die simulierten Ergebnisse der Schwingungsdämpfung innerhalb des Regelkreises sind in Abbildung 6.9 dargestellt und zeigen eine deutliche Reduktion der Schwingung des Antriebsstrangs.

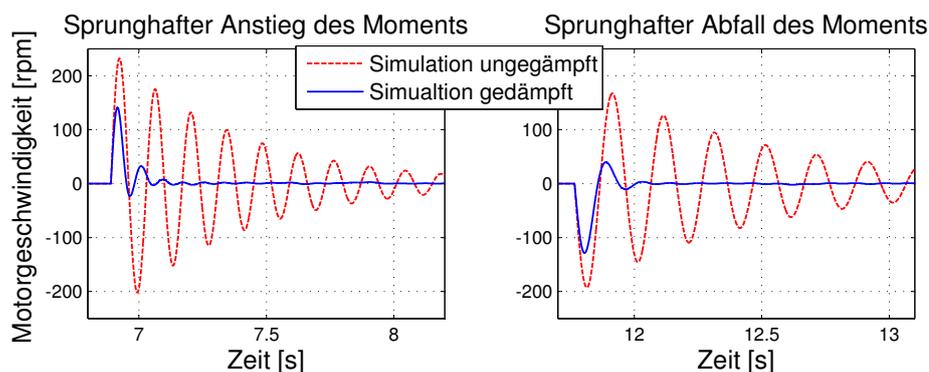


Abbildung 6.9: Simulierten Ergebnisse der Schwingungsdämpfung

6.3 Untersuchungen des Dämpfungsalgorithmus im Versuchsfahrzeug

Die im Abschnitt 6.2 vorgestellte aktive Dämpfung des Antriebsstrangs wurde gemäß Abbildung 6.8 in die Leistungselektronik integriert und im Versuchsfahrzeug, vorgestellt im Kapitel 3, betrieben. Das im Versuchsfahrzeug gemessene Ergebnis der Dämpfung einer durch einen Drehmomentsprung des Elektromotors von 50 Nm verursachten Schwingung ist in Abbildung 6.10 dargestellt.

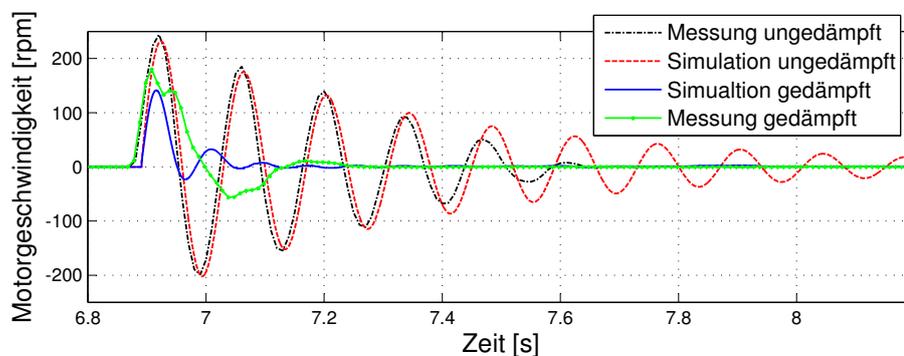


Abbildung 6.10: Vergleich der gedämpften und ungedämpften Schwingung

6.3 Untersuchungen des Dämpfungsalgorithmus im Versuchsfahrzeug

Im Vergleich zu dem ebenfalls in der Abbildung dargestellten, berechneten Ergebnis weist das gemessene Ergebnis geringfügig höhere Amplituden auf und zeigt die zuvor beschriebene Änderung der Schwingungsfrequenz. Die gemessene Schwingung klingt, so wie auch in der Simulation, nach einem Nulldurchgang ab.

In Abbildungen 6.11, 6.12, 6.13 und 6.14 sind die Messergebnisse ausgewählter Fahrmanöver dargestellt. Sie zeigen die Auswirkungen der Integration des schwingungsdämpfenden Algorithmus in die Leistungselektronik bei realen Fahrmanövern. In Abbildung 6.11 ist das Verhalten während eines Anfahrens mit geringer Drehmomentanforderung dargestellt.

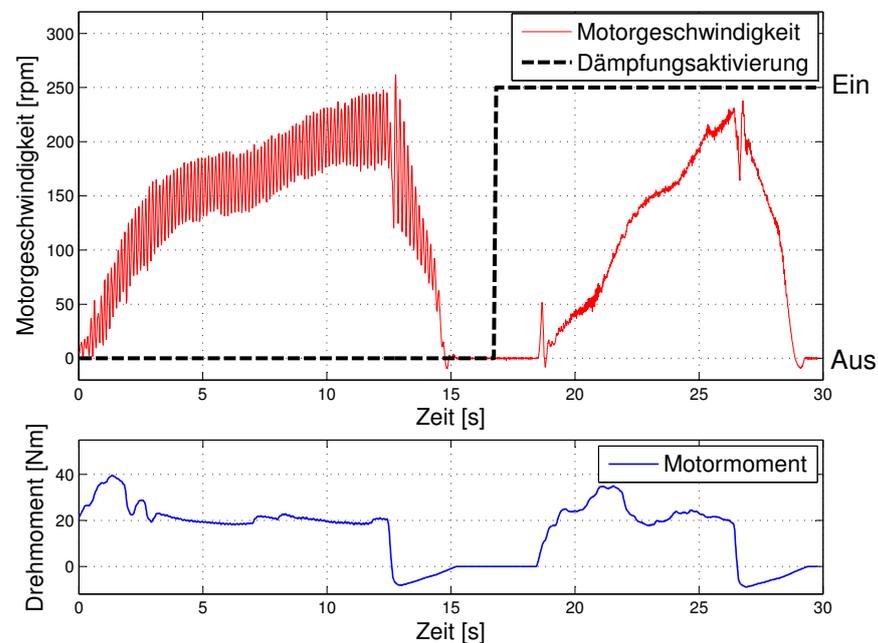


Abbildung 6.11: Motorschwingungen beim Anfahren mit geringem Moment

Bei geringer Drehmomentanforderung bewirkt die geringe Federkonstante des Gummi des Motoraufnahme eine niedrige Eigenfrequenz. In diesem Fall kann die Schwingungsneigung durch langsame Drehmomentänderungen angeregt werden. Ohne eine aktive Schwingungsdämpfung ist eine deutliche Schwingung der Motordrehzahl zu sehen. Zum Zeitpunkt $t = 17$ Sekunden wird der dämpfende Algorithmus in der Leistungselektronik zugeschaltet. Es kann bei vergleichbarem Verlauf der Drehmomentanforderung kein Aufschwingen der Motordrehzahl beobachtet werden.

In Abbildung 6.12 ist die Frequenzanalyse der Versuchsergebnisse dargestellt. Sie zeigt eine deutliche Reduktion der Schwingung im gesamten Frequenzspektrum. Insbesondere lässt sich

6. AKTIVE SCHWINGUNGSDÄMPFUNG DES ELEKTRISCHEN ANTRIEBSSTRANGS

eine starke Reduzierung der von Fahrzeuginsassen als störend empfundenen Schwingung im Bereich von ca. 7 bis 8 Hz feststellen.

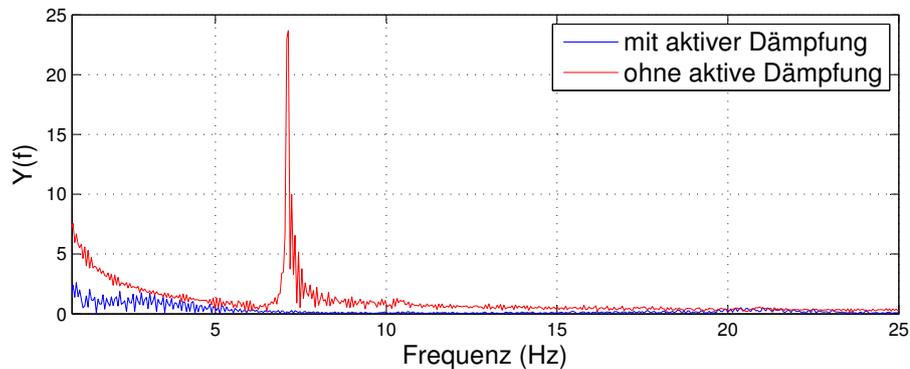


Abbildung 6.12: Vergleich der Frequenzen beim Anfahren mit geringem Moment

In Abbildung 6.13 sind die beim Anfahren am Hügel aufgezeichneten Signale Motorgeschwindigkeit und Drehmoment dargestellt.

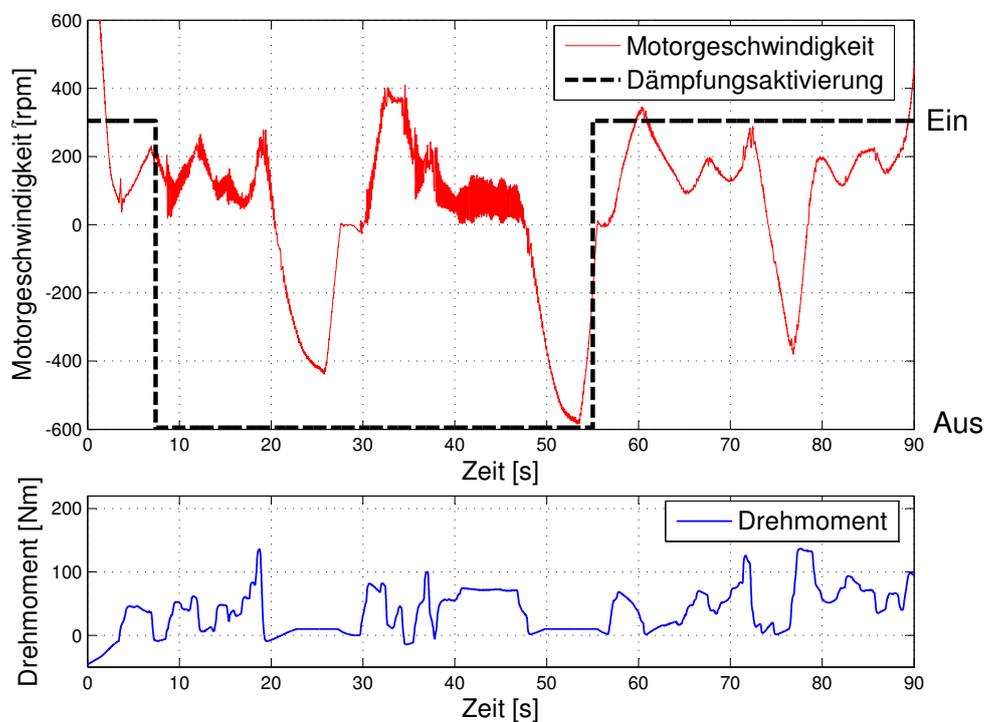


Abbildung 6.13: Motorschwingung beim Anfahren mit mittlerem Moment

6.3 Untersuchungen des Dämpfungsalgorithmus im Versuchsfahrzeug

Der Fahrer versucht während des Manövers über das Gaspedal eine Resonanzschwingung des Antriebsstrangs auszulösen. Für ein langsames Anfahren am Hügel wurde ein Motormoment von ca. 50 bis 80 Nm benötigt. Im Vergleich zu dem letzten Manöver beträgt das Motormoment ca. das Doppelte. Wie in der Abbildung zu sehen, wird zu Zeitpunkten $t = 9$ und 40 Sekunden die Motorschwingung sehr stark. Nach dem Aktivieren des Anti-Jerk-Algorithmus im Inverter zum Zeitpunkt $t = 55$ Sekunden kann die Resonanzüberhöhung durch den Fahrer nicht mehr ausgelöst werden. In Abbildung 6.14 ist die Frequenzanalyse des Versuchs dargestellt. Sie zeigt eine deutliche Reduktion der Schwingung insbesondere im Bereich zwischen 5 und 8 Hz.

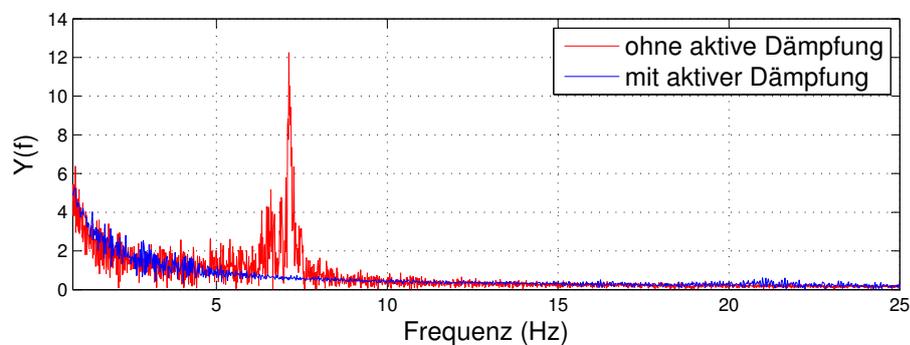


Abbildung 6.14: Vergleich der Frequenzen beim Anfahren am Hügel

Bei einer hohen Drehmomentanforderung konnte die in diesem Kapitel behandelte Schwingung des Antriebsstrangs nicht beobachtet werden. Aus diesem Grund werden Fahrversuche mit einer hohen Drehmomentanforderung in dieser Arbeit nicht dargestellt.

Die VDI- Richtlinie 2057 und die ISO- Norm 2631 beschäftigen sich mit den Auswirkungen mechanischer Schwingungen auf Menschen und beschreiben die größte Schwingungsempfindlichkeit als im Bereich zwischen 4 und 8 Hz liegend. Die Frequenzanalysen der in dieser Arbeit untersuchten Schwingungen des Antriebsstrangs zeigen eine Reduktion der Amplituden im Bereich zwischen 4 und 15 Hz und damit im Bereich der maximalen Schwingungswahrnehmung. Als weiteren wichtigen Faktor neben der Frequenz und der Schwingstärke für die Beanspruchung des Menschen durch Schwingungen beschreiben die VDI- Richtlinie 2057 und die ISO- Norm 2631 eine Abhängigkeit von der Einwirkzeit. Demnach führen kurze Beschleunigungsspitzen zu deutlich weniger Belastungen als länger andauernde Beschleunigung gleicher Höhe. Der DT_1 -Algorithmus lässt bei schneller Änderung des Drehmoments eine Schwingungswelle, wie in Abbildung 6.11 zu den Zeitpunkten $t = 18$ s. sowie 27 s. deutlich zu sehen ist, zu. Ein aufmerksamer

6. AKTIVE SCHWINGUNGSDÄMPFUNG DES ELEKTRISCHEN ANTRIEBSSTRANGS

Fahrer kann den resultierenden kurzen Beschleunigungsimpuls wahrnehmen. Aufgrund der starken Dämpfung und der daraus resultierenden kurzen Einwirkzeit der Schwingung, ist die daraus resultierende Beanspruchung des Insassen unbedenklich.

6.4 Potenziale durch die Integration der aktiven Schwingungsdämpfung des Antriebsstrangs

Eine Integration der aktiven Schwingungsdämpfung in die Leistungselektronik verhindert das Aufschwingen des Antriebsstrangs und ermöglicht hohe Drehmomentgradienten. Im Vergleich zu den heutigen Softwarearchitekturen erlaubt diese Maßnahme neue Freiheitsgrade im Bezug auf die Berechnung der Drehmomentanforderung im Antriebsregler. Insbesondere im Hinblick auf die Nutzung der regenerativen Bremsung kann dadurch die Funktionalität erweitert und die Attraktivität der Elektrofahrzeuge für die Kunden gesteigert werden. In den folgenden Abschnitten dieses Kapitels wird die mit der Reduktion der Schwingung einhergehende, mögliche Erhöhung der Funktionalität gezeigt.

6.4.1 Erhöhung der Dynamik der Antriebsregelung

Wie bereits im Abschnitt 6.1 beschrieben, besteht die konventionelle, softwarebasierte Lösung des Schwingungsproblems hauptsächlich aus der Verringerung der Änderungsrate der Drehmomentvorgabe durch die Fahrbarkeitsfilter. In Abbildung 6.15 ist die Softwarearchitektur eines Antriebsreglers exemplarisch dargestellt. Wie in der Abbildung zu sehen werden die Fahrbarkeitsfilter heute am Ausgang der Rechenkette der Antriebsregler eingesetzt. Während sich die Interpretation des Fahrerwunsches sowie die Berechnung des daraus resultierenden Drehmoments den Fahrerwunsch ohne merkbare, zeitliche Verzögerung widerspiegeln, setzen die in Elektrofahrzeugen eingesetzten Fahrbarkeitsfilter die Dynamik der Drehmomentanforderung herab.

In der Abbildung 6.16 ist der berechnete Antriebswunsch bzw. die Antriebsvorgabe an ausgewählten Stellen des Antriebsreglers dargestellt. Die für die Erstellung der Grafik verwendeten Algorithmen und Parameter wurden in unterschiedlichen Testfahrzeugen verwendet und ihr Verhalten kann als vergleichbar mit derzeit auf den Markt befindlichen Elektrofahrzeugen gewertet werden. Der Algorithmus zur Interpretation des Pedalwegs wurde bereits in Abschnitt 4.4.3 vorgestellt. Im Vergleich zu heutigen Fahrzeugkonzepten lässt er eine deutlich höhere Rekuperation zu.

6.4 Potenziale durch die Integration der aktiven Schwingungsdämpfung des Antriebsstrangs

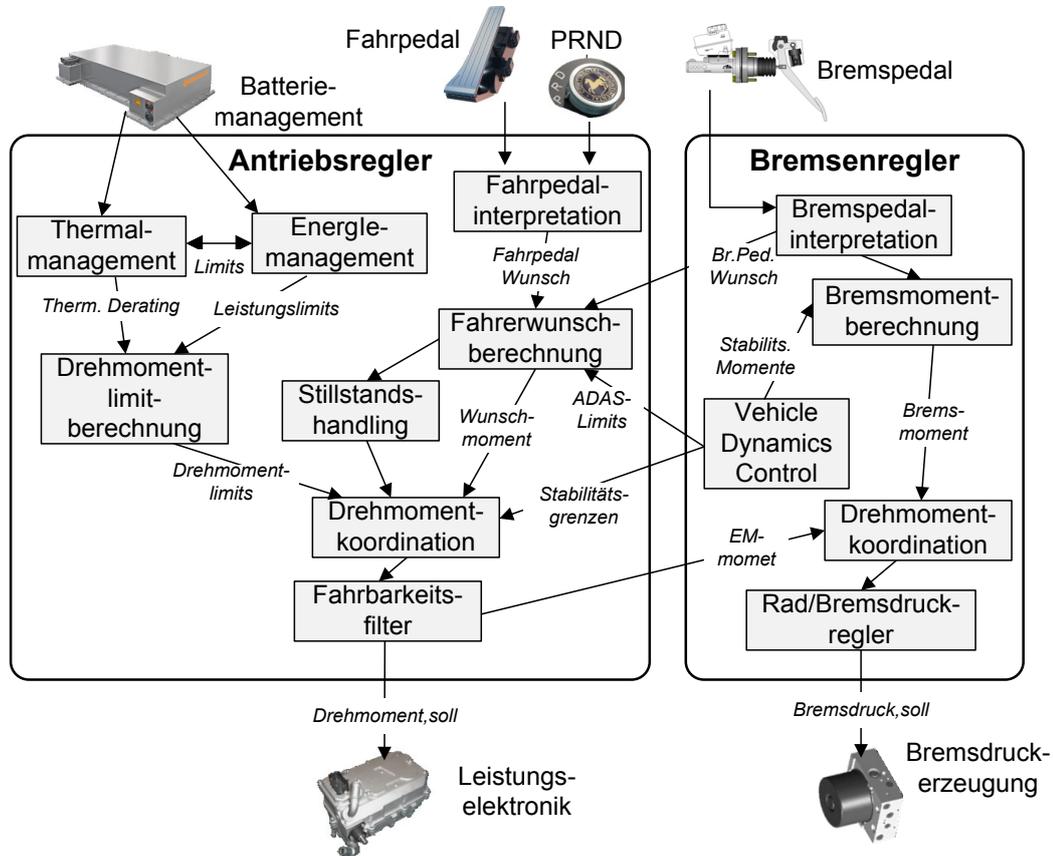


Abbildung 6.15: Regelarchitektur eines Antriebsreglers

Bei dem hier gezeigten Rechenergebnis erreicht der in der Abbildung 6.16 als grün dargestellte Fahrpedalweg 200 ms nach der Betätigung seine Endposition. Unter Berücksichtigung der Fahrzeuggeschwindigkeit wird aus dem Fahrpedalweg die Antriebsanforderung berechnet, in Abbildung 6.16 in der Farbe Braun dargestellt. Wie in der Abbildung erkennbar, verursacht diese Berechnung keine größere, zeitliche Verzögerung. Nach einer Begrenzung der Höhe der Anforderung durch das Energiemanagement durchläuft die Anforderung abschließend den Fahrbarkeitsfilter. Der Filter ist im Regelfall so eingestellt, dass die gefilterte Anforderung keine spürbaren Schwingen des Antriebsstrangs im Fahrzeuginnenraum verursacht. Der Filter des Fahrzeugs ohne aktive Dämpfung in der Leistungselektronik muss für eine wirksame Schwingungsreduktion träge eingestellt werden. Bei Betätigung des Fahrpedals mit einem so eingestellten Filter erreicht das Drehmoment erst um ca. 300 ms verzögert den Zielwert. Durch den langsamen Anstieg des Moments empfindet der Fahrer ein indirektes Ansprechverhalten

6. AKTIVE SCHWINGUNGSDÄMPFUNG DES ELEKTRISCHEN ANTRIEBSSTRANGS

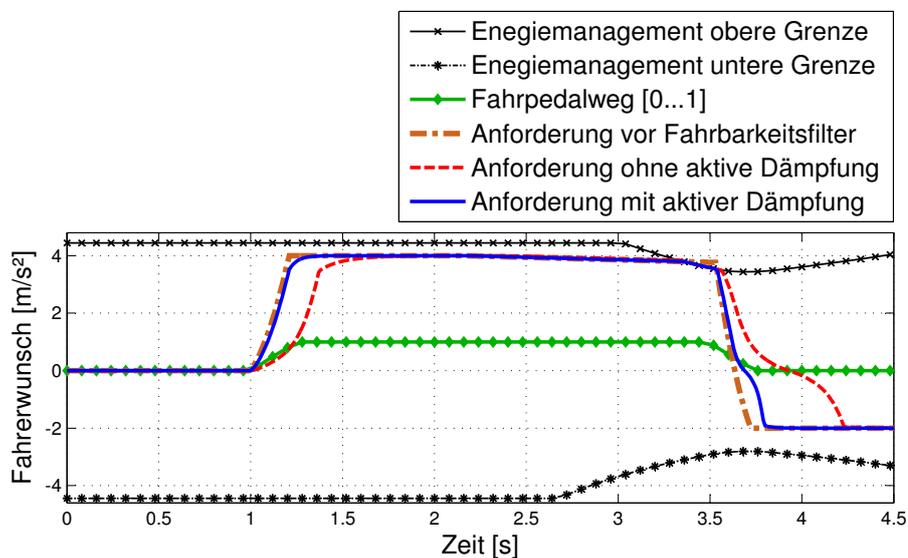


Abbildung 6.16: Einfluss des Fahrbarkeitsfilters auf die Realisierung des Fahrerwunsches

des Pedals und eine gefühlte Verringerung der Antriebsleistung.

Beim Lösen des Fahrpedals wirkt die Anforderung ebenfalls erst nach ca. 300 ms verzögernd und treibt kurzzeitig das Fahrzeug sogar trotz eines gelösten Fahrpedals weiter an. Eine spürbare Verzögerung des Fahrzeugs tritt erst nach ca. 600 bis 700 ms auf. Während dieser Zeit ist es für den Fahrer sehr schwer das Verhalten des Fahrzeugs einzuschätzen. Wenn schnelle Reaktion gefordert ist, z. B. dem Zufahren auf eine Kreuzung, ist der Fahrer mit der indirekten Reaktion überfordert und bremst trotz des langsam ansteigenden Rekuperationsmoments zusätzlich mit der Reibbremse.

Abbildung 6.17 zeigt die Messergebnisse des Verlaufs der Antriebsanforderung und der Motordrehzahl mit dem im Kapitel 3 beschriebenen Testfahrzeug. Die Antriebsanforderung wird als Quotient des Raddrehmoments und des Produkts aus der Fahrzeugmasse und dem dynamischen Radhalbmesser berechnet. Die sich dadurch ergebende Größe hat die Einheit einer Beschleunigung und stellt eine Antriebsanforderung da, welche unabhängig von den Fahrzeugdimensionen den Bewegungswunsch beschreibt und sich daher gut für einen Vergleich unterschiedlicher Fahrzeuge eignet. Die Fahrzeugbeschleunigung ergibt sich aus umgesetzter Antriebsanforderung, korrigiert um Einflüsse durch Fahrwiderstände.

Der in Abbildung 6.17 aufgezeichnete Versuch zeigt das schnelle Lösen des Fahrpedals während eines Beschleunigungsvorgangs und damit eine Drehmomentreduktion um ca. 2000 Nm.

6.4 Potenziale durch die Integration der aktiven Schwingungsdämpfung des Antriebsstrangs

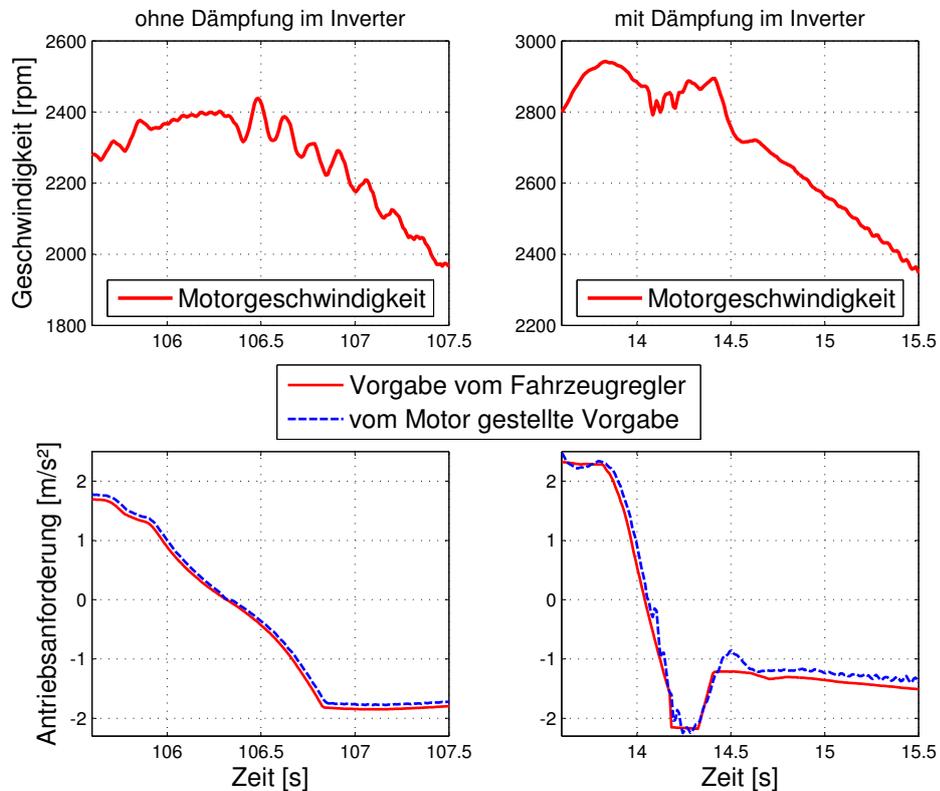


Abbildung 6.17: Verlauf der Antriebsanforderung in Abhängigkeit zur aktiven Dämpfung

Das eingeregeltete Rekuperationsmoment entspricht einer mittleren Verzögerung von $1,8 \text{ m s}^{-2}$ und ist damit höher als bei den auf dem Markt befindlichen Fahrzeugen. Die Fahrbarkeitsfilter wurden dabei so eingestellt, dass die Drehmomentänderungen gerade keine auf die Karosserie übertragbare Schwingung des Antriebsstrangs verursachen. Auf der linken Seite der Abbildung befinden sich die Ergebnisse des Fahrzeugs ohne eine aktive Schwingungsdämpfung im Inverter. Die für die Schwingungsverhinderung benötigte Herabsetzung der Dynamik des Fahrbarkeitsfilters bewirkt, dass der Fahrerwunsch, wie der Verlauf der Vorgabe des Fahrzeugreglers im unteren, linken Teil der folgenden Abbildung zeigt, mehr als eine Sekunde verspätet umgesetzt wird. Die Verwendung einer aktiven Schwingungsdämpfung im Inverter, dargestellt auf der rechten Seite der Abbildung 6.17, ermöglicht eine dynamischere Einstellung des Fahrbarkeitsfilters und somit eine deutlich schnellere Umsetzung des Fahrerwunsches. Für den Fahrer fühlt sich das Ansprechverhalten deutlich direkter und das Fahrzeug höher motorisiert an.

Der Rückgang der Bremsvorgabe im rechten Teil der Abbildung resultiert aus der Einschränkung der Rekuperationsleistung seitens des Energiemanagements aufgrund des Batterie-

6. AKTIVE SCHWINGUNGSDÄMPFUNG DES ELEKTRISCHEN ANTRIEBSSTRANGS

zustands. Eine Verwendung des im Abschnitt 4.4.2 vorgestellten Bremswiderstands böte hierfür Abhilfe und gewährleistet eine gleichbleibende Rekuperationsstärke.

6.4.2 Elektromotorische Bremsung bis zum Stillstand

Abschnitt 4.4 behandelt das Verzögerungsverhalten im alltäglichen Verkehr. Es wurde gezeigt, dass Verzögerungen von mehr als zwei m s^{-2} nur selten gefordert sind. Derartige Komfortbremsungen könnten in urbanen Gebieten, bei denen die Höchstgeschwindigkeit begrenzt ist, bis zum Stillstand elektromotorisch durchgeführt werden. In Abbildung 6.18 ist eine Verzögerung aus ca. 65 km/h bis zum Stillstand dargestellt.

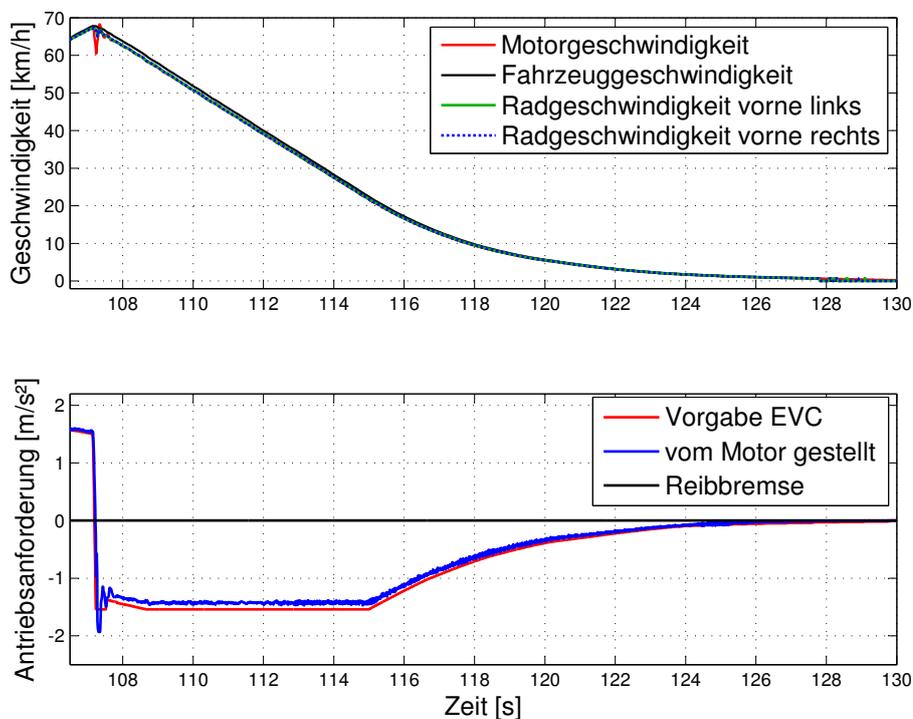


Abbildung 6.18: Elektromotorische Bremsung bis zum Stillstand

Der hohe Gradient des Motormoments sorgt für eine für den Fahrer früh spürbare Bremswirkung. Anschließend bewirkt das hohe Bremsmoment eine konstante Reduktion der Fahrzeuggeschwindigkeit bis auf 15 km/h. In diesem Bereich ist die Verzögerung regenerativ und ausreichend, um mit einer mittleren Voraussicht auf die Betätigung der Reibbremse zu verzichten. Unterhalb von 15 km/h wird die Verzögerung bis zum Stillstand reduziert. In diesem Bereich kann nach heutigem Stand der Technik beim elektromotorischen Bremsen kaum Energie

6.4 Potenziale durch die Integration der aktiven Schwingungsdämpfung des Antriebsstrangs

zurückgewonnen werden und muss kurz vor Stillstand sogar für eine Verzögerung aufgewendet werden. Der Fahrer hat in diesem Geschwindigkeitsbereich die Wahl, ob er durch kurzes Antippen des Bremspedals die Verzögerung korrigiert und das Fahrzeug schnell zum Stehen bringt oder es komfortabel mit geringer Verzögerung ausrollen lässt.

Der Verzicht auf die aktive Betätigung des Bremspedals ist für den Fahrer zunächst ungewohnt. Nach einer kurzen Eingewöhnungsphase empfindet der Fahrer die hohe und konstante Verzögerung insbesondere im urbanen Bereich als sehr angenehm.

6.4.3 Kooperative Bremsung bis zum Stillstand

Wünscht der Fahrer eine höhere Verzögerung, so betätigt er das Bremspedal. Dadurch wird das Fahrzeug kooperativ, also im Zusammenspiel des elektrischen Antriebs und der Reibbremsen, verzögert. In Abbildung 6.19 ist eine kooperative Abbremsung bis zum Stillstand dargestellt.

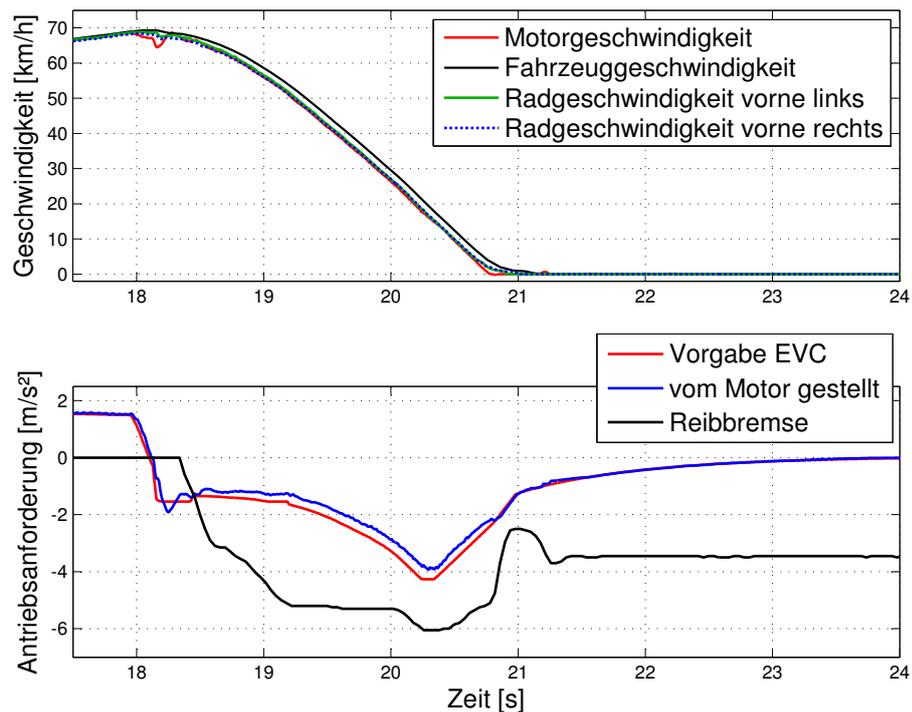


Abbildung 6.19: Kooperative Bremsung bis zum Stillstand

Schon vor der Betätigung der Reibbremse bewirkt das Lösen des Fahrpedals ein mittleres Bremsmoment und damit eine erste Verzögerung des Fahrzeugs. Für die Erhöhung der aktiven Sicherheit kann auf Grundlage einer schnellen Änderung des Pedalwegs eine bevorstehende

6. AKTIVE SCHWINGUNGSDÄMPFUNG DES ELEKTRISCHEN ANTRIEBSSTRANGS

Notbremsung geschlussfolgert werden. Durch diese Maßnahme kann eine Erhöhung des elektromotorischen Bremsmoments den Bremsweg geringfügig verkürzen.

Durch die Betätigung der Reibbremse wird bei dem hier gezeigten Konzept das Rekupe-rationsmoment erhöht, bis es nach ca. zwei Sekunden seinen Maximalwert erreicht. Der in Abbildung 6.19 gezeigte Maximalwert entspricht einem Verzögerungswunsch von fast 4 m s^{-2} oder 2 mal -1000 Nm Radmoment an der Antriebsachse. Das bei höherer Geschwindigkeit noch niedrige negative Motormoment spiegelt die Leistungsaufnahmegrenze der Batterie wider. Die Integration des im Abschnitt 4.4.2 vorgestellten Bremswiderstands als Bestandteil des elektromotorischen Antriebsstrangs kann die Abhängigkeit der Leistungsaufnahmegrenze vom Batteriezustand lösen und ein gleichmäßiges, elektromotorisches Bremsverhalten gewährleisten.

Unterhalb der Geschwindigkeit von 15 km/h wird das elektromotorische Bremsmoment, so wie bei der zuvor gezeigten elektromotorischen Bremsung bis zum Stillstand, langsam reduziert.

Kapitel 7

Überlagernde Drehzahlregelung

7.1 Identifikation der kritischen Regelaufgabe

Die auf die Räder aufgeteilte Drehmomentvorgabe spiegelt den Antriebs- bzw. Bremswunsch des Fahrers wieder. Es ist jedoch nicht auszuschließen, dass der Fahrer das Fahrgeschehen falsch einschätzt, wodurch seine Vorgaben zu kritischen Fahrsituationen führen könnten. In diesen Situationen wird der Fahrer durch Fahrerassistenzsysteme unterstützt. Während Schlupfregelsysteme (ABS, TCS) den Fahrer überwiegend bei der Fahrzeuglängsführung unterstützen, ermöglicht ein „Elektronisches Stabilitäts-Programm“ (ESP) durch einen radselektiven Bremsingriff die Unterstützung des Fahrers auch in querdynamisch kritischen Situationen. Für die Beurteilung ihrer Leistungsfähigkeit ist die für den Regelvorgang benötigte Zeit entscheidend. Je schneller der Regler auf mögliche Störungen der Radgeschwindigkeit reagiert, desto weniger stark fallen die nachfolgenden stabilisierenden Maßnahmen aus und umso einfacher kann ein stabiler Fahrzustand gewährleistet werden.

Die logische Reihenfolge der Radschlupf- und der Fahrzeugstabilitätsregler innerhalb der Fahrdynamikarchitektur kann durch die Abschätzung der zeitkritischen Anforderungen beider Regler identifiziert werden. Ein unerwarteter Reibwertsprung auf einer Seite der Fahrbahn während einer Vollbremsung stellt eine besonders kritische Fahrsituation dar. Während das sich auf hohem Reibwert befindliche Rad eine konstante Bremskraft auf die Fahrbahn überträgt, reduziert sich die übertragbare Bremskraft des überbremsten Rades augenblicklich. Die unterschiedlichen Bremskräfte auf beiden Seiten des Fahrzeugs in Verbindung mit der als Hebelarm wirkenden Spurweite ergibt ein Drehmoment um die Hochachse des Fahrzeugs. Um der dadurch verursachten Gierbewegung des Fahrzeugs entgegenzuwirken, muss einerseits das

7. ÜBERLAGERENDE DREHZAHLREGELUNG

Bremsmoment am überbremsten Rad vermindert werden. Dadurch wird das Blockieren des Rades verhindert. Das Bremsmoment sollte dabei derart vermindert werden, dass das Rad wieder in dem Bereich des Schlupfs, am Maximum der von dem Reifen auf die Fahrbahn übertragbaren Kraft, betrieben wird. Die auf die Fahrbahn übertragene Bremskraft wird dadurch wieder auf den Maximalwert erhöht. Eine zusätzliche Absenkung des Bremsmoments am entgegengesetzten Rad mindert zudem das Giermoment, was jedoch zu einer gleichzeitigen Verlängerung des Bremswegs führt. Andererseits, um der Gierbewegung entgegenzuwirken, muss der Fahrzeugführer gegenlenken. Die dadurch zusätzlich entstehende Seitenkraft erzeugt ein der Gierbewegung entgegen gesetztes Moment und vermindert einen weiteren Anstieg des Gierwinkels. Die Dauer der Absenkung des Bremsmoments am Rad mit höherem Kraftschlupfpotenzial sollte der Zeit entsprechen, die benötigt wird, um den Lenkwinkel anzupassen.

Die Bremsdruckabsenkungen können heute vom Stabilitätsregler und den Schlupfreglern durchgeführt werden. Wie zeitkritisch beide Aufgaben sind, lässt sich anhand einer einfachen Berechnung abschätzen, die einen Reibwertsprung auf einer Seite des Fahrzeugs widerspiegelt. In Abbildung 7.1 sind die auf ein Fahrzeug zu Beginn einer μ -split Bremsung wirkenden Kräfte und Momente dargestellt. Mit einer angenommenen 50:50 Achslastverteilung, einem Radstand (l) von 2,5 Metern, einer Fahrzeugmasse (m_{FZg}) von 1500 Kilogramm, einer Spurweite (s_v) von 1,5 Metern und einem Reibwertunterschied ($\mu_{high} - \mu_{low}$) von 0,9 ergibt sich gemäß Gl. 7.1 ein maximales Drehmoment um die Hochachse von ca. $5 \cdot 10^4$ Nm.

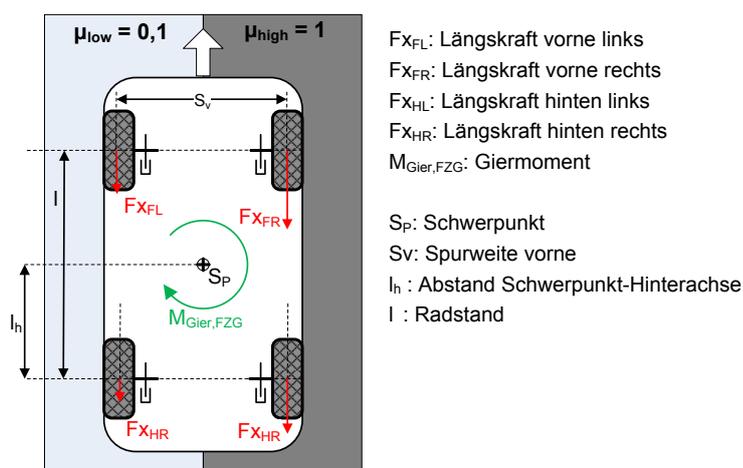


Abbildung 7.1: Auf ein Fahrzeug wirkende Kräfte und Momente zu Beginn einer μ -split Bremsung

7.1 Identifikation der kritischen Regelaufgabe

$$M_{Gier,Fzg} = m_{Fzg} \cdot g \cdot \frac{l_h}{l} \cdot \frac{s_v}{2} \cdot (\mu_{high} - \mu_{low}) = 4966,3 \text{ Nm} \quad (7.1)$$

Mit einem Trägheitsmoment um die Hochachse des Fahrzeugs (Θ_{Gier}) von 2500 kgm^2 ergibt sich damit gemäß Gl. 7.2 die Gierbeschleunigung zu ca. 2 s^{-2} .

$$\dot{\omega}_{Gier,Fzg} = \frac{M_{Gier}}{\Theta_{Gier}} = 1,98 \text{ s}^{-2} \quad (7.2)$$

Analoge Überlegungen kann man auch bei der Abschätzung der Raddynamik durchführen. Unter Zuhilfenahme eines dynamischen Radhalbmessers (r_{dyn}) von 0,3 Metern, einer Fahrzeugverzögerung (a_x) von $9,81 \text{ m s}^{-2}$, einer Schwerpunkthöhe (h) von 0,5 Metern und einem gleichbleibenden Reibwertunterschied ergibt sich gemäß Gl. 7.3 durch den gleichbleibenden Reibwertsprung an einem Rad der Vorderachse ein überschüssiges Bremsmoment von ca. 595 Nm, welches zum Blockieren des Rades führt.

$$M_{Brems,Rad} = \frac{m_{Fzg} \cdot (g \cdot l_v - a_x \cdot h)}{2 \cdot l} \cdot r_{dyn} \cdot (\mu_{high} - \mu_{low}) = 595,6 \text{ Nm} \quad (7.3)$$

Mit Trägheitsmomenten des Rades mit seinen sich mitdrehenden Anbauteilen (Θ_{Rad}), der Welle (Θ_{Welle}) und des Rotors der Elektromaschine (Θ_{Mot}) von insgesamt 1 kgm^2 ergibt sich damit gemäß Gl. 7.4 die Radumfangsverzögerung zu ca. 600 s^{-2} .

$$\dot{\omega}_{Rad,max} = \frac{M_{Rad}}{\Theta_{Rad} + \Theta_{Mot} + \Theta_{Welle}} = 595,6 \text{ s}^{-2} \quad (7.4)$$

Die Berechnung macht deutlich, dass in kritischen Situationen das Rad um den Faktor 300 schneller beschleunigt werden kann als der Aufbau. Auf Grundlage dieser Überlegung wird ersichtlich, dass die Radschlupfregelung als wesentlich zeitkritischer bewertet werden muss als die Fahrzeuggierregelung. Um der Forderung nach einem guten Regelverhalten nachzukommen, empfiehlt es sich, die Regelschleifen zeitkritischer Regelungen möglichst kurz zu gestalten. Aus diesem Grund sollte in einer zeitoptimierten Regler-Architektur die Regelung der Radgeschwindigkeiten möglichst schnell und mit kurzen Regelschleifen erfolgen.

Bei bekannter Fahrzeuggeschwindigkeit ist vor allem die Radgeschwindigkeit die maßgebliche Größe, die für eine Regelung der zu übertragenen Radkräfte benötigt wird. Bei Elektrofahrzeugen mit radindividuellen Antrieben ist die genaue Radgeschwindigkeit durch Auswertung des Motorlagesensors bekannt. Bei Zentralmotorkonzepten kann durch die Kopplung der beiden Räder der angetriebenen Achse durch das Differenzial nur eine Aussage über die mittlere

7. ÜBERLAGERENDE DREHZAHLREGELUNG

Radgeschwindigkeit getroffen werden. Die Motorgeschwindigkeit kann dann auch hier als eine zuverlässige Führungsgröße für die Regelung der Radgeschwindigkeiten gesehen werden. Die Ableitung der Motorgeschwindigkeit bietet zudem eine wertvolle Information über die auf die angetriebenen Räder wirkenden Störgrößen.

Die auf dem Drehmoment basierte Regelung des elektrischen Antriebsstrangs stellt die Entwickler vor neue Herausforderungen. Das elektromotorische Verzögern des Fahrzeugs bis zum Stillstand ohne Betätigung des Bremspedals soll hier exemplarisch die Anforderungen verdeutlichen. Um das Fahrzeug bis zum Stillstand abzubremsen, muss das verzögernde Moment des Elektromotors bis zum Fahrzeugstillstand aufrechterhalten werden. Damit das der gewählten Fahrtrichtung entgegenwirkende Drehmoment nicht zu einer Rückwärtsbewegung des Fahrzeugs führt, muss beim Erreichen des Stillstands das Moment sofort reduziert werden. Die Fahrzeuggeschwindigkeit, welche in der Regel als Stellgröße eingesetzt wird, ist bei geringen Geschwindigkeiten, aufgrund der Eigenschaften der heute eingesetzten Sensorik, nicht immer gut aufgelöst. Zusammen mit der in Abschnitt 6.4 beschriebenen Filterung der Drehmomentvorgabe, sowie den durch die Kommunikation zusätzlich wirkenden Latenzen, führt die Einregelung des Stillstands insbesondere beim Halten an Steigungen heute zu einer scheinbar unlösbaren Aufgabe.

7.2 Integration einer überlagernden Drehzahlregelung in die Leistungselektronik

In dieser Arbeit wurde die feldorientierte Regelung in der Leistungselektronik zusätzlich zu der im Abschnitt 6.2 vorgestellten, aktiven Schwingungsdämpfung, um eine, die Drehmomentregelung überlagernde, Drehzahlregelung erweitert. Die überlagernde Drehzahlregelung basiert auf [59]. Die Architektur dieser erweiterten Regelung im Inverter ist in Abbildung 7.2 dargestellt.

Die überlagernde Drehzahlregelung, in Abbildung 7.2 mit RPM-Control abgekürzt, ermöglicht es, unter Prüfung von vorgegebenen Drehzahl- und Drehmomentgrenzen, das zu stellende Drehmoment hochdynamisch an die Vorgaben anzupassen. Die Vorgabe kann einer Stillstandsgrenze des Fahrzeugs beim Anhalten, einer Traktionsgrenze beim Beschleunigen oder auch der Blockiergrenze beim Bremsen entsprechen.

Die überlagernde Drehzahlregelung in der Leistungselektronik bekommt zusätzlich zu der heute gesendeten Drehmomentenanforderung einen Drehzahl- und Drehmomentbereich zugewiesen, in dem die Elektromaschine betrieben werden soll. Der so vorgegebene Arbeitsbereich ist

7.2 Integration einer überlagernden Drehzahlregelung in die Leistungselektronik

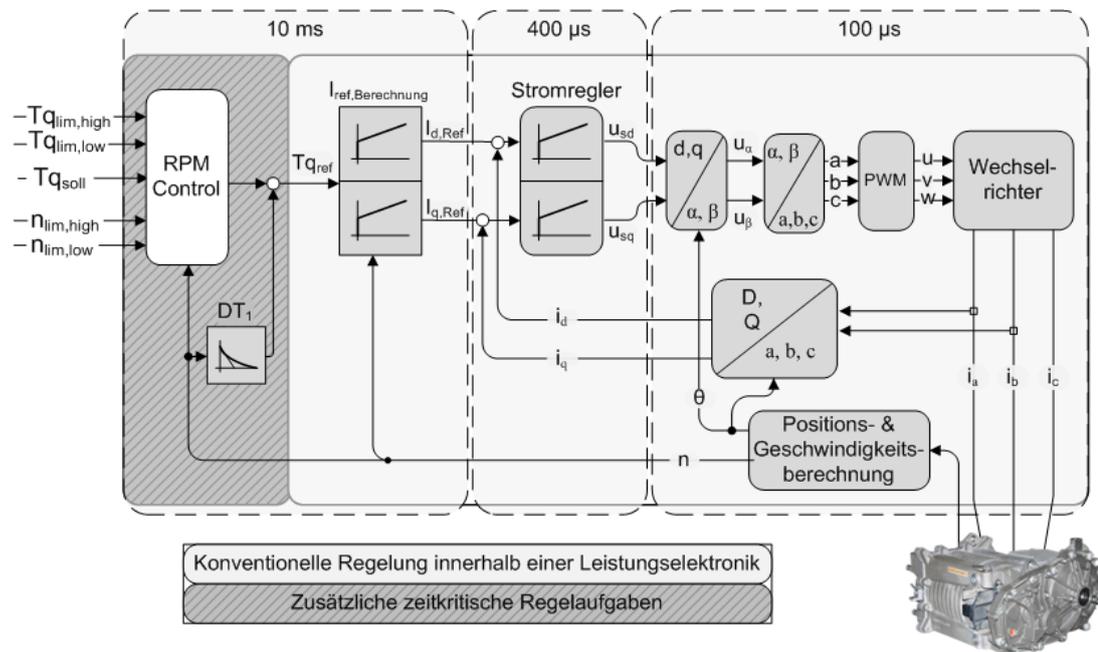


Abbildung 7.2: Blockschaltbild einer erweiterten Drehmomentregelung einer Drehstromsynchronmaschine

in Abbildung 7.3 skizziert. Solange sich der Arbeitspunkt der Elektromaschine innerhalb des vorgegebenen Bereichs befindet, hat die überlagernde Drehzahlregelung keine Auswirkung auf das vom elektrischen Antrieb umgesetzte Drehmoment. Sobald die Elektromaschine den Arbeitsbereich verlässt und ihre Drehzahl auf einen Wert unterhalb der unteren Drehzahlgrenze abfällt, erhöht die überlagernde Drehzahlregelung innerhalb der ihr vorgegeben Drehmomentgrenzen das Drehmoment. Dadurch erhöht sich die Geschwindigkeit des Motors bis sein Arbeitspunkt wieder in den vorgegebenen Arbeitsbereich zurückkehrt. Umgekehrt, wenn die Drehzahl der Elektromaschine auf einen Wert oberhalb der oberen Drehzahlgrenze steigt, senkt die überlagernde Drehzahlregelung innerhalb der vorgegeben Drehmomentgrenzen das Drehmoment und verringert die Drehzahl.

Die Drehmomentgrenzen spiegeln die Systemgrenzen wider und können aus energetischen bzw. Systemschutzgründen nicht verlassen werden. Kann die Motordrehzahl, die zur Einhaltung der vorgegebenen Drehzahlgrenzen erforderlich ist, innerhalb der vorgegebenen Drehmomentgrenzen nicht erreicht werden, dann verlässt sie, wie in Abbildung 7.3 dargestellt, nach dem Erreichen der Maximalwerte der vorgegebenen Drehmomentgrenzen, den ihr vorgegebenen Drehzahlbereich. Dadurch hält sie das maximal bzw. minimal erlaubte Drehmoments ein.

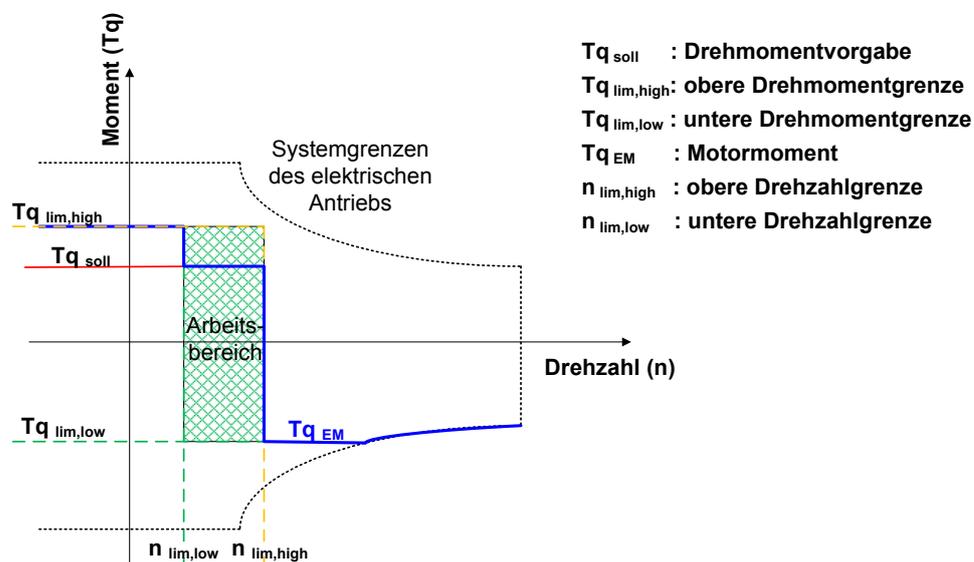


Abbildung 7.3: Arbeitsbereich der überlagernden Drehzahlregelung

7.3 Berechnung der Vorgaben

Zu Beginn dieses Kapitels wurde gezeigt, wie sensibel die Radgeschwindigkeit auf Störgrößen reagiert und in unbeabsichtigtem Blockieren bzw. Durchdrehen des Rades resultieren kann. Auf Grundlage dieser Überlegung wird eine schnelle Regelung des Antriebsmoments in die Leistungselektronik integriert, die den Drehzahl- und Drehmomentvorgaben aus dem Antriebsregler folgt.

Die Drehzahlvorgaben sind an die Fahrzeuggeschwindigkeit gekoppelt. Aufgrund der limitierten Antriebsmomente der derzeit auf dem Markt befindlichen Fahrzeuge, ist die höchste Änderung der Fahrzeuggeschwindigkeit beim Bremsen zu erwarten. Durch den begrenzten Reibwert zwischen dem Reifen und der Fahrbahn, verändert sich die Fahrzeuggeschwindigkeit auch während einer Bremsphase nur langsam. Nur selten werden im Straßenverkehr Fahrzeugverzögerungen von über 10 m s^{-2} erreicht. Höhere Verzögerungen sind möglich, erfordern aber eine aufwendige Anpassung der Aerodynamik, die heute nur im Rennsport eingesetzt wird. Die maximale Fahrzeugverzögerung kann gemäß Gl. 7.5 auf die Radverzögerung umgerechnet werden.

$$\dot{\omega}_{Rad, stabil} = \frac{a_{max, Fzg}}{2 \cdot \pi \cdot r_{dyn}} = -5,31 \text{ s}^{-2} \quad (7.5)$$

Unter der Annahme eines dynamischen Raddurchmessers (r_{dyn}) von 0,3 Metern ergibt sich hier eine maximale Radverzögerung ($\dot{\omega}_{\text{Rad, stabil}}$) von ca. $5,3 \text{ s}^{-2}$. Diese maximale Radverzögerung sollte aus Stabilitätsgründen nur während des Radeinbremsens kurzzeitig überschritten werden, um Sollschlupf zu erreichen. Die Abschätzung zeigt, dass die einzuhaltende Änderung der Radgeschwindigkeiten um den Faktor 100 geringer ist als die in Gl. 7.4 geschätzte, durch einen Reibwertsprung verursachte, Radverzögerung.

In Abhängigkeit von der Topologie des elektrischen Antriebs kann sich durch die Übersetzung des Antriebsstrangs auch die einzuhaltende Änderung der Motorgeschwindigkeit ändern. Während die Motorverzögerung bei Radnabenantrieben durch die konzeptbedingte Übersetzung mit dem Faktor 1 unverändert bleibt, verursacht die Drehmomentwandlung eines Zentralmotor-konzepts eine in der Regel um den Faktor 5 bis 15 höhere Änderung der Motorgeschwindigkeit. Selbst unter Berücksichtigung der Übersetzung wird deutlich, dass die Berechnung der Drehzahlvorgaben, im Vergleich zum Ausregeln der auf sie wirkenden Störgrößen, deutlich geringere Dynamik erfordert. Auf Grundlage dieser Überlegung wird in dieser Arbeit angenommen, dass die Berechnung der Vorgaben für die überlagernde Drehzahlregelung im Antriebsregler durchgeführt werden kann.

Abbildung 7.4 zeigt die Architektur der Antriebsregelung des Versuchsfahrzeugs, die um eine Schnittstelle zur überlagernden Drehzahlregelung (RPM-Control-Interface) erweitert wurde. Aus den Informationen über den gewünschten Radschlupf, die Fahrzeuggeschwindigkeit sowie den aktuell elektromotorisch umsetzbaren Drehmomentgrenzen, werden im RPM-Control-Interface die Vorgaben für die überlagernde Drehzahlregelung der Leistungselektronik berechnet.

Zur Übertragung von Reifenkräften wird Radschlupf benötigt. Die Höhe der übertragbaren Kraft ist von der maximalen Reibung zwischen der Fahrbahn und dem Reifen abhängig. Die aktuelle Reibung hängt vom Schlupfwert sowie der Paarung des Reifens und der Fahrbahn ab. Da die Eigenschaften der Fahrbahn und der Reifen nicht aus dem Fahrzeug gesteuert werden können, ergibt das den Radschlupf als die für die Fahrstabilität beeinflussbare Regelgröße. In Abbildung 7.5 sind exemplarisch unterschiedliche Kraftschluss-Schlupf-Kurven dargestellt. In der Literatur z. B. [25] und [48] wird ihr Maximum als im Bereich zwischen 8 und 20 % Schlupf liegend beschrieben. Der Bereich der positiven Schlupfwerte spiegelt das Verhalten der Reifen-Fahrbahn-Paarung während der Beschleunigungs- und der Bereich der negativen Schlupfwerte während der Bremsphasen wider. Die Beträge der beiden Bereiche können, wie in Abbildung 7.5 dargestellt, in guter Näherung als spiegelbildlich beschrieben werden.

7. ÜBERLAGERENDE DREHZAHLREGELUNG

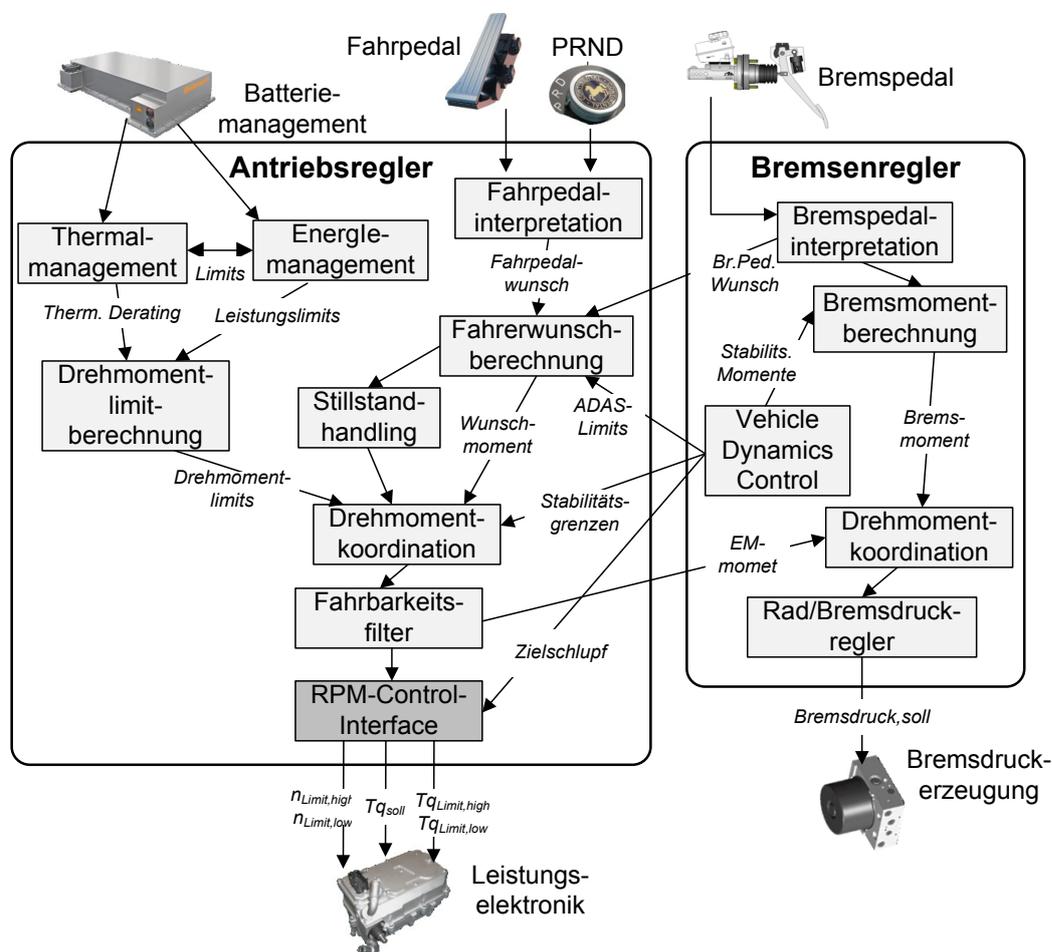


Abbildung 7.4: Regelarchitektur der erweiterten Antriebsregelung

In Analogie zum Umfangsschlupf sind die übertragbaren Seitenkräfte vom Querschlupf abhängig. Die maximal übertragbare Seitenkraft nimmt dabei mit wachsendem Querschlupf ab. Bei kombinierter Beanspruchung, bei der Umfangs- und Seitenkräfte übertragen werden, teilt sich die maximal übertragbare Kraft als quadratisches Mittel auf. Der zunehmende Umfangsschlupf reduziert den Seitenkraftbeiwert und damit die übertragbaren Seitenkräfte [48].

Die Regelalgorithmen der heute auf dem Markt befindlichen Fahrzeuge begrenzen in der Regel den maximalen Umfangsschlupf auf den Bereich bis ca. 20 Prozent. Kann das Maximum der Kraftschluss-Schlupf-Kurve zuverlässig berechnet werden, so können bei Geradeausfahrt auch höhere Schlupfwerte eingestellt werden. Insbesondere beim Bremsen auf losem Schnee verspricht dieses Vorgehen Bremswegverkürzung. Die Berechnung der Maxima der Kraftschluss-

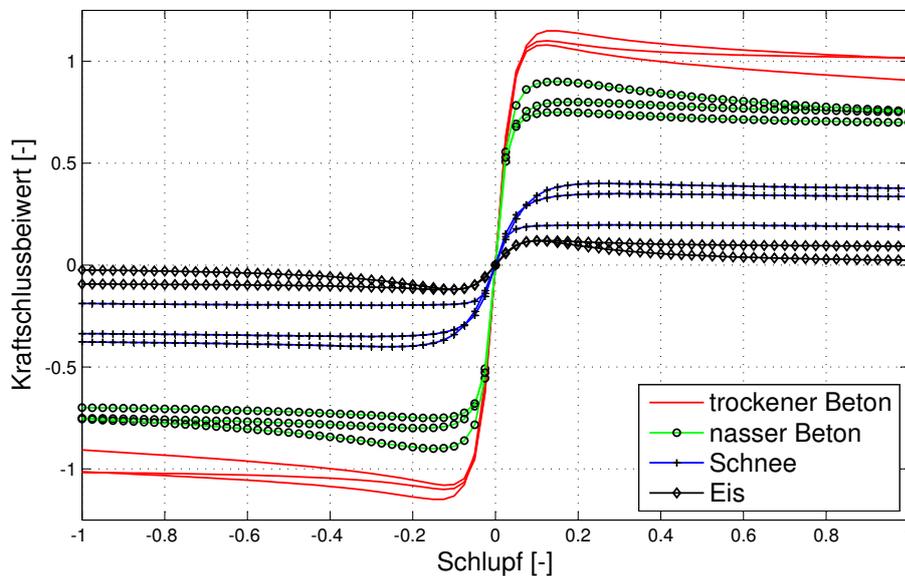


Abbildung 7.5: Kraftschluss-Schlupf-Kurven unterschiedlicher Reibwertpaarungen

Schlupf-Kurven bzw. der radindividuellen Schlüpfen setzt die Kenntnis der Radgeschwindigkeiten voraus. Da im Rahmen dieser Arbeit die Radgeschwindigkeiten weder im Antriebsregler noch in der Leistungselektronik zur Verfügung stehen, wird auf die Schätzung der Maxima der Kraftschluss-Schlupf-Zusammenhänge verzichtet. Stattdessen wird der maximale Schlupf auf einen konstanten Wert im ansteigenden Bereich der Kraftschluss-Schlupf-Kurve, der auch als stabiler Bereich bezeichnet wird, begrenzt. Ein Reibwertsprung auf einen niedrigeren Wert bewirkt, ein gleichbleibendes Bremsmoment voraussetzend, eine Vergrößerung des Schlupfwertes. Wie in Abbildung 7.6 exemplarisch dargestellt, bewegt sich dadurch ein im Punkt 1 arbeitender Reifen zum Arbeitspunkt 2. Eine Regelung des Schlupfs auf einen konstanten Wert versucht nicht das Maximum der Kraftschluss-Schlupf-Kurve zu detektieren, sondern verschiebt durch eine Anpassung des Moments den Arbeitspunkt wieder zurück zum zuvor festgelegten Schlupfwert, in Abbildung 7.6 ist es der Arbeitspunkt 3.

Durch die Anwendung der Regelung auf konstanten Schlupfwert in dieser Arbeit wird elektromotorisch nicht immer die maximal mögliche Bremskraft auf die Straße übertragen. Bei ausschließlicher elektromotorischer Bremsung kann das mit einer Verlängerung des Bremswegs einhergehen. Dafür gewährleistet das Einregeln eines Schlupfs im stabilen Bereich der Kraftschluss-Schlupf-Kurve stets die Übertragung von Seitenkräften und damit eine Erhöhung

7. ÜBERLAGERENDE DREHZAHLREGELUNG

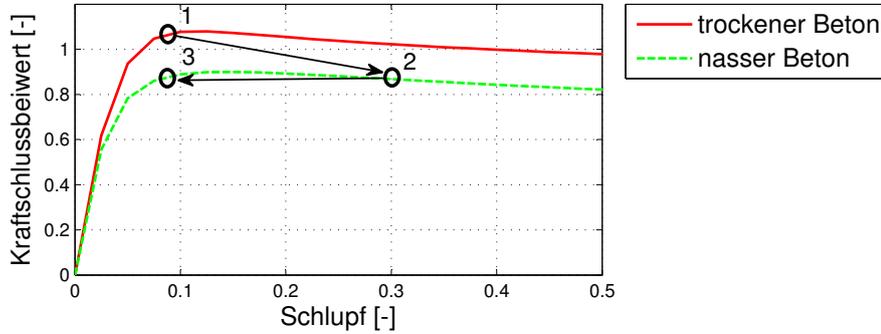


Abbildung 7.6: Regelung des Schlupfs auf einen konstanten Wert

der Lenkbarkeit und der Stabilität beim elektromotorischen Bremsen.

Bei unzureichender Bremswirkung des elektromotorischen Antriebs, z. B. bei einer Notbremsung, wirkt zusätzlich zu dem elektrischen Antrieb das Reibbremssystem. Da dieses aufgrund der Möglichkeit zur radindividuellen Schätzung der maximal übertragbaren Kräfte die Ausschöpfung des Reibwertpotenzials anstrebt, ist in Bremsituationen, die eine Minimierung des Bremswegs erfordern, kein Nachteil zu erwarten. Alternativ kann der im Bremsregler ermittelte, optimale Schlupf an den Antriebsregler übergeben werden. Bei einem Zentralmotorkonzept müsste dafür der optimale Schlupf für die gesamte Achse geschätzt werden.

Die Kenntnis der Fahrzeuggeschwindigkeit und die Festlegung eines gewünschten bzw. die Übermittlung des optimalen Schlupfwertes ermöglichen gemäß Gl. 7.6 und Gl. 7.7 die Berechnung der oberen und unteren Schranke für die Motorgeschwindigkeit, die im Folgenden als RPM-Grenzen abgekürzt werden.

$$\omega_{Mot,lim} := \begin{cases} \sigma + f_{Dir} \cdot \max \left\{ \begin{array}{l} 0 \\ -\sigma + v_{ref} + s_{x,an} \cdot \max \left\{ \begin{array}{l} v_{base} \\ |v_{ref}| \end{array} \right\} \end{array} \right\} & \text{obere RPM-Grenze} \\ \sigma + f_{Dir} \cdot \min \left\{ \begin{array}{l} 0 \\ -\sigma + v_{ref} - s_{x,an} \cdot \max \left\{ \begin{array}{l} v_{base} \\ |v_{ref}| \end{array} \right\} \end{array} \right\} & \text{untere RPM-Grenze} \end{cases} \quad (7.6)$$

In Gl. 7.6 sind $f(Dir)$ das Vorzeichen der Fahrtrichtung, $s_{x,an}$ der Antriebsschlupf und v_{base} eine konstante Geschwindigkeit. Sie verhindert, dass bei geringer Referenzgeschwindigkeit durch die Multiplikation mit dem Schlupfwert die beiden Schranken einen zu geringen Abstand

zur Referenzgeschwindigkeit aufweisen. Damit kann gewährleistet werden, dass bei geringer Geschwindigkeit die obere RPM-Grenze stets ausreichenden Antriebsschlupf zum Beschleunigen und die untere RPM-Grenze stets ausreichende Radüberbremsung erlauben. σ ist eine Funktion des Bremsschlupfs $s_{x.br}$ und der Geschwindigkeit und ist gemäß der im Folgenden stehenden Gleichung definiert.

$$\sigma := \begin{cases} \varepsilon & \text{für: } v_{ref} > \varepsilon \\ v_{ref} & \text{für: } -\varepsilon > v_{ref} > \varepsilon \\ -\varepsilon & \text{für: } v_{ref} < -\varepsilon \end{cases} \quad \text{mit: } \varepsilon = s_{x.br} \cdot \max \left\{ \begin{matrix} v_{base} \\ |v_{ref}| \end{matrix} \right\} \quad (7.7)$$

Die so definierten Motorgrenzgeschwindigkeiten werden in Abbildung 7.7 für das Abbremsen aus der Vorwärts- und der Rückwärtsfahrt dargestellt. Die RPM-Grenzen sind im gesamten Geschwindigkeitsbereich stetig und bilden eine geeignete Vorgabe zur Regelung der Motorgeschwindigkeit. Bei einem geforderten positiven Antriebsmoment wird die obere RPM-Grenze als Referenz für die Regelung des Motors genutzt. Bei einem geforderten negativen Antriebsmoment, z. B. beim Bremsen, übernimmt die untere Schranke die Rolle der Führungsgröße.

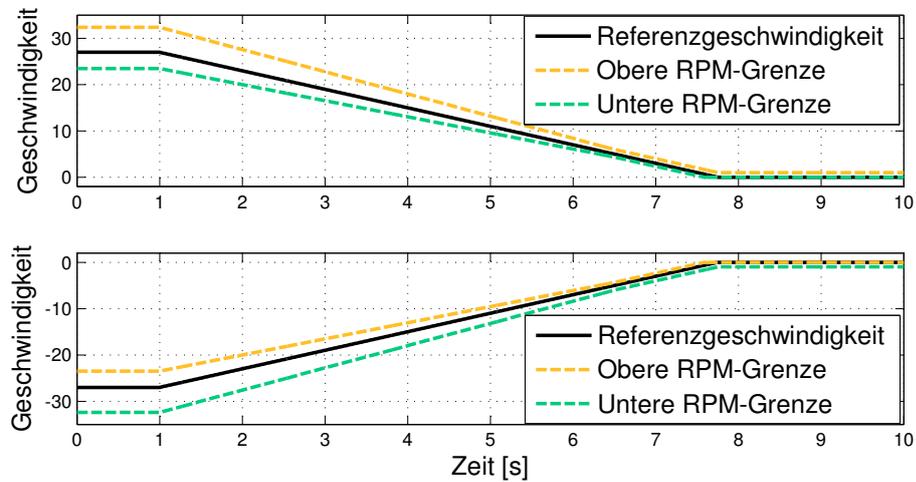


Abbildung 7.7: Drehzahlgrenzen

Entspricht der vorgegebene Schlupf dem Maximum der Kraftschluss-Schlupf-Kurve, dann beschreibt der Bereich zwischen den beiden RPM-Grenzen den stabilen Bereich der Kraftschlusskurve. In diesem Bereich ist die Fahrzeugverzögerung in etwa proportional zum Bremsmoment. Jenseits der beschränkten Geschwindigkeiten beginnt der instabile Bereich. Wird beim Bremsen in diesem Bereich das Moment nicht schnell genug reduziert, kommt es innerhalb kur-

7. ÜBERLAGERENDE DREHZAHLREGELUNG

zer Zeit zum Blockieren der Räder. Umgekehrt muss auch beim Beschleunigen des Fahrzeugs beim Überschreiten der oberen RPM-Grenze das Antriebsmoment reduziert werden.

Zusätzlich zu den Drehzahlvorgaben werden im RPM-Control-Interface ebenfalls die Drehmomentvorgaben berechnet. Die Drehmomentvorgaben spiegeln die vom elektromotorischen Antriebsstrang realisierbaren Drehmomente wider. Das angeforderte Motormoment darf die Drehmomentvorgaben weder über- noch unterschreiten. Anderenfalls könnte es zu einer Beschädigung des Antriebsstrangs oder dem Abschalten des Inverters im Betrieb aus Schutzgründen führen.

7.4 Entwurf des Reglers

Die Aufgabe der überlagernden Drehzahlregelung ist das Einhalten der aus dem Antriebsregler vorgegebenen Grenzen. Werden die Grenzen verletzt, so berechnet die Regelung ein korrigierendes Moment, um das die Fahrervorgabe abgeändert wird. Dadurch kann die Stabilität der angetriebenen Räder erhöht und der Fahrer bei seiner Fahraufgabe unterstützt werden. Werden die vorgegebenen Grenzen nicht verletzt, so soll die Fahrervorgabe keinesfalls durch den Regler verfälscht werden. Durch die Erfüllung dieser Anforderung sind die Fahrzeugreaktionen für den Fahrer nachvollziehbarer und das Fahrzeug einfacher beherrschbar. Der Regler für die Bewältigung dieser Aufgabe muss im gesamten Arbeitsbereich stabil arbeiten und unempfindlich auf Parameterschwankungen bzw. plötzlich auftretende Störeinflüsse reagieren. Zudem erfordert die Regelaufgabe kurze Ein- sowie Ausregelzeiten, geringe Regelabweichung sowie geringes Überschwingen.

Auf Grundlage dieser Anforderungen wurde zur Erfüllung der Aufgabe ein neuer Regler auf PID-Basis konzipiert. Um der Bedingung nach einem nicht manipulierten Fahrerwunsch im Bereich zwischen den vorgegebenen Grenzen nachzukommen, wirkt der Regler nicht direkt und nicht additiv auf die Fahrervorgabe. Stattdessen berechnet jeweils ein $PIDT_1$ -Regler aus den vorgegebenen Drehzahl- und Drehmomentgrenzen sowie der in der Leistungselektronik verfügbaren, hoch aufgelösten Motordrehzahl eine neue obere, bzw. eine neue untere Drehmomentgrenze ($RPML-T_{qhigh}$ bzw. $RPML-T_{qlow}$). Diese wirken als Schranken einer Sättigung auf das vom Fahrer bzw. vom Antriebsregler geforderte Drehmoment. Eine Prinzipskizze des Reglers ist in Abbildung 7.8 dargestellt.

Im Bereich innerhalb der neuen Grenzen der Sättigung wirkt nur die aktive Schwingungsdämpfung mit einem DT_1 -Verhalten. Das Verhalten wurde bereits im Abschnitt 6.2 beschrieben.

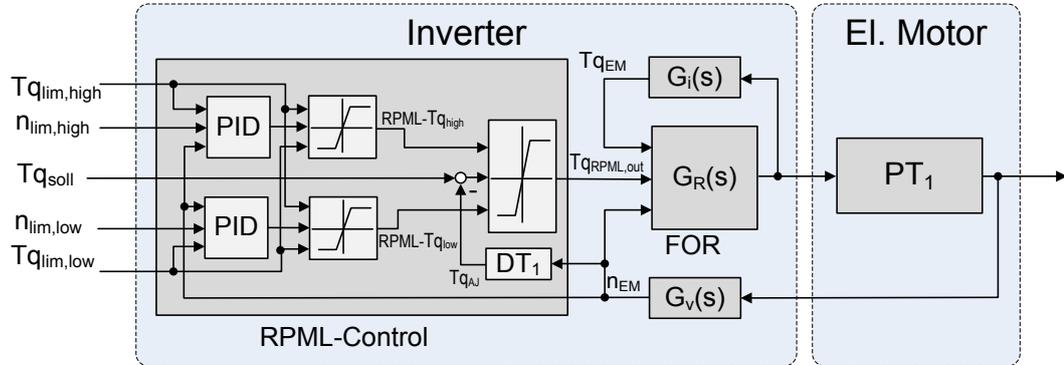


Abbildung 7.8: Überlagernde Drehzahlregelung

Beim Verlassen der vorgegebenen Drehzahlgrenzen aufgrund von zu hoher bzw. zu niedriger Motordrehzahl wirkt zusätzlich zu der aktiven Schwingungsdämpfung die durch jeweils einen PID-Regler berechnete Sättigung. Das Drehmoment am Ausgang der überlagernden Drehzahlregelung berechnet sich gemäß Gleichungen 7.8 bis 7.10 zu:

$$Tq_{RPML,out} = \min \left[RPML-Tq_{high}, \max \left[(Tq_{soll} - Tq_{AJ}), RPML-Tq_{low} \right] \right] \quad (7.8)$$

$$\text{mit: } RPML-Tq_{high/low} = K_R \delta n(t) + K_I \int_0^t \delta n(\tau) d\tau + K_D \frac{d}{dt} [\delta n(t)] \quad (7.9)$$

$$\text{und mit: } \delta n(t) := \begin{cases} (n_{lim,high}(kT) - n_{EM}(kT)) & \text{für: } RPML-Tq_{high} \\ (n_{lim,low}(kT) - n_{EM}(kT)) & \text{für: } RPML-Tq_{low} \end{cases} \quad (7.10)$$

Tq_{AJ} bildet, wie in Abbildung 7.8 skizziert, das schwingungsdämpfende Korrekturmoment des DT_1 -Algorithmus ab und Tq_{soll} ist das vom Fahrer über den Antriebsregler angeforderte Drehmoment. Die Integralteile der beiden PID-Regler sind so angepasst, dass ihre Werte nur dann wirken, wenn der Betrag der Motordrehzahl den Betrag der jeweils geltenden oberen, bzw. unteren Drehzahlgrenze übersteigt. Sinkt der Betrag der Motordrehzahl wieder in den Bereich zwischen den Drehzahlgrenzen, so reduzieren sich die Werte der Integralteile wieder zu null.

Die Werte des so konzipierten Reglers sind im gesamten Geltungsbereich stetig. Im Bereich zwischen den vorgegebenen Grenzen leitet der Regler den Fahrerwunsch unverfälscht an die feldorientierte Regelung der Leistungselektronik (FOR) weiter. Die Ausnahme bildet hier die

7. ÜBERLAGERENDE DREHZAHLREGELUNG

gewünschte Schwingungsdämpfung. Ein Verlassen der vorgegebenen Drehzahlgrenzen bewirkt einen Anstieg der Werte der PID-Regler und damit eine Beschränkung des Drehmoments. Damit erfüllt der Regler die ersten der zu Beginn dieses Abschnitts formulierten Anforderungen.

7.5 Untersuchung der Stabilität der Regelung

Zur theoretischen Untersuchung der Stabilität der Regelung bietet es sich an, das Gesamtfahrzeugmodell durch ein Einrad-Modell zu vereinfachen. Die Elemente des so entstehenden, vereinfachten Regelkreises können durch ihre Übertragungsfunktionen formuliert werden. Der elektromotorische Antrieb kann auf diese Weise durch den in Abbildung 7.9 gezeigten Regelkreis beschrieben werden.

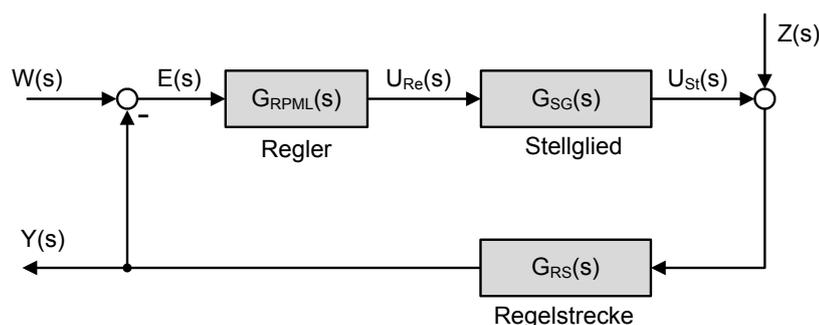


Abbildung 7.9: Vereinfachter Regelkreis des elektromotorischen Antriebs

Der gesamte offene Frequenzgang des Regelkreises des elektromotorisch angetriebenen Einrad-Modells ergibt sich gemäß Gl. 7.11 zu:

$$Y(s) = G_{RPML}(s) \cdot G_{SG}(s) \cdot G_{RS}(s) \cdot W(s) \quad (7.11)$$

Der Fahrer verändert die Fahrzeuggeschwindigkeit, indem er die Fahrzeugbeschleunigung über das Fahr- bzw. Bremspedal steuert. Die Radgeschwindigkeit bestimmt dabei maßgeblich die Fahrzeugbeschleunigung und ergibt sich als Führungsgröße $W(s)$ des Regelkreises. Die Regelgröße $Y(s)$ des Regelkreises ist ebenfalls die Radgeschwindigkeit. Sie soll der vorgegebenen Ziel-Rad-Geschwindigkeit folgen. Als Störgrößen $Z(s)$ auf das System wirken alle Größen, die außer der Stellgröße die Radgeschwindigkeit beeinflussen. Maßgeblich dafür sind die Reibwertschwankung und die Radlaständerung. Der Regelkreis setzt sich aus dem Regler $G_{RPML}(s)$, dem Stellglied $G_{SG}(s)$ und der Regelstrecke $G_{RS}(s)$ zusammen. Weil der Regler den Fahrerwunsch im

7.5 Untersuchung der Stabilität der Regelung

Bereich zwischen den vorgegebenen Grenzen unverfälscht weiterleitet, ist für eine Untersuchung der Stabilität nur das Verhalten des Reglers beim Verlassen des vorgegebenen Drehzahlbereichs interessant. In diesem Bereich entspricht das Übertragungsverhalten des Reglers $G_{RPML}(s)$ dem einer PIDT₁-Regelung und kann durch Gl. 7.12 beschrieben werden. Die Parameter K_R , K_I und K_D sind hierbei die Einstellwerte des Reglers.

$$G_{RPML}(s) = \frac{s^2(K_D + T \cdot K_R) - s(K_R + T \cdot K_I) + K_I}{s^2T + s} \quad (7.12)$$

Der Betrag des Verlaufs der Kraftschluss-Schlupf-Kurven der Reifen-Fahrbahn-Paarungen ist für die Fälle des Antreibens und des Bremsens mit guter Näherung gleich. Dadurch sind auch die Ergebnisse der Untersuchung der Stabilität einer Schranke der überlagernden Drehzahlregelung auf die Fälle des Antreibens und des Bremsens übertragbar, sodass die beiden Fälle nicht gesondert untersucht werden müssen.

Das Übertragungsverhalten des elektromotorischen Antriebs ist im Abschnitt 2.2 hergeleitet worden und wird auch in diesem Abschnitt zur Beschreibung seines Verhalten verwendet. Die Regelstrecke des Modells wird durch das Übertragungsverhalten der Reifen-Fahrbahn-Paarung bestimmt. Die Übertragungsfunktion des Reifens wird in [51] hergeleitet und diskutiert. Die Kraftübertragung durch den Reifen kann gemäß [51] durch die in Gl. 7.13 dargestellte Übertragungsfunktion angenähert werden.

$$G_{RS}(s) = \frac{K_{I,Reif}}{s - K_{I,Reif} \cdot K_{P,Reif}} \quad (7.13)$$

$$\text{mit: } K_{I,Reif} = \Theta^{-1} \quad (7.14)$$

$$\text{und mit: } K_{P,Reif} := \begin{cases} > 0 & \text{Polstelle positiv} \\ = 0 & \text{Polstelle im Ursprung} \\ < 0 & \text{Polstelle negativ} \end{cases} \quad (7.15)$$

Das in Gl. 7.14 eingeführte Trägheitsmoment Θ umfasst die Einflüsse des Rades, des Reifens und aller mit dem Rad rotierenden Anbauteile. Der Wert von Θ beträgt im Fahrzeug ca. 1 kgm². Die Variable $K_{P,Reif}$ ist die Ableitung des vom Untergrund auf den Reifen übertragenen Drehmoments nach der Raddrehzahl und wird im Folgenden gemäß [51] als Steigung der Reifenkennlinie bezeichnet. Im stabilen Bereich der Kraftschluss-Schlupf-Kurve ist die Ableitung negativ, im instabilen Bereich ist die Ableitung positiv. An den globalen Maxima der

7. ÜBERLAGERENDE DREHZAHLREGELUNG

Kraftschluss-Schlupf-Kurven, in den sogenannten kritischen Punkten, beträgt die Ableitung Null. Der Verlauf von $K_{P,Reif}$ hängt von den Eigenschaften der verwendeten Reifen ab und verläuft proportional zum Kehrwert der der Steigung der Kraftschluss-Schlupf-Kurven. Der Betrag von $K_{P,Reif}$ sinkt zudem mit steigender Geschwindigkeit, da eine gleichbleibende Veränderung des Schlupfwertes bei höheren Geschwindigkeiten im Verhältnis zum Anstieg des Drehmoments einen größeren Einfluss auf die gleichzeitig verursachte Veränderung der Radgeschwindigkeit verursacht. In [51] wird die Steigung der Reifenkennlinie für den schwierigsten, relevanten Fall auf 10 Nms/rad geschätzt. Im Folgenden wird zunächst auch von diesem Wert ausgegangen. Im weiteren Verlauf des Abschnitts findet eine Überprüfung der Ergebnisse in Abhängigkeit von der Variation der Steigung der Reifenkennlinie statt.

Die gesamte Übertragungsfunktion des offenen Regelkreises eines elektromotorisch angetriebenen Einrad-Modells ergibt sich gemäß Gl. 7.5 zu:

$$\frac{Y(s)}{W(s)} = \frac{s^2(K_D + T_D \cdot K_R) + s(K_R + T_D \cdot K_I) + K_I}{s^2 T_D + s} \cdot e^{-sT_t} \cdot \frac{K_{P,Act}}{T_{Act} \cdot s + 1} \cdot \frac{K_{I,Reif}}{s - K_{I,Reif} \cdot K_{P,Reif}} \quad (7.16)$$

Auf Grundlage des bekannten Verlaufs der Sprungantwort der Regelstrecke kann unter der Anwendung der Vorgehensweise nach Chien, Hrones und Reswick [57] eine Grundeinstellung des Reglers vorgenommen werden. Die Vorgehensweise unterscheidet zwischen der Einstellung der Reglerparameter für günstiges Verhalten bei Stör- und Führungsgrößenänderung. Die Reglerparameter für die PIDT₁-Regler werden in Tabelle 7.1 und für die PI-Regler in Tabelle 7.2 wiedergegeben. In Tabelle 7.1 sind zusätzlich Reglerparameter dargestellt, die im Versuchsfahrzeug verwendet werden. Die Reglereinstellungen wurden im Fahrversuch ermittelt. Zwar unterscheiden sie sich geringfügig von den empfohlenen Voreinstellungen nach Chien, Hrones und Reswick, ergeben aber in der rechnerischen Frequenzganguntersuchung des Verhaltens des offenen Regelkreises ebenfalls ein stabiles Verhalten.

Aufgrund des stark unterschiedlichen Verhaltens der Reifen-Fahrbahn-Paarung in Abhängigkeit von dem Schlupfwert, muss bei der Untersuchung zwischen den Fällen der Regelung im stabilen und instabilen Bereich sowie am Maximum der Kraftschluss-Schlupf-Kurven unterschieden werden. Im Regelfall kann das vom Fahrer angeforderte Antriebs- bzw. Bremsmoment auf die Straße übertragen werden, ohne, dass das Rad blockiert oder unkontrolliert beschleunigt.

7.5 Untersuchung der Stabilität der Regelung

Regleranteile	für gutes Führungsverhalten	für gutes Störverhalten	für gutes Störverhalten 2	Versuchsfahrzeug
K_R	0.27	0.42	0.32	0.005
K_I	0.375	2.1875	2.1875	1
K_D	0.0108	0.0141	0.0141	0.07

Tabelle 7.1: Einstellwerte des PIDT₁-Reglers

Regleranteile	für gutes Führungsverhalten	für gutes Störverhalten
K_R	0.1575	0.27
K_I	0.182	0.844

Tabelle 7.2: Einstellwerte des PI-Reglers

In diesem Zustand befindet sich das Rad im stabilen Bereich der Kraftschluss-Schlupf-Kurve. Ein Anstieg des Drehmoments bewirkt in diesem Bereich einen proportionalen Anstieg der Raddrehzahl. Umgekehrt bewirkt ein Anstieg des Bremsmoments einen proportionalen Abfall der Raddrehzahl. Wird ein Rad aufgrund einer Störgröße stark verzögert bzw. beschleunigt, so kann sich der Betriebspunkt des Rades in den instabilen Bereich der Kraftschluss-Schlupf-Kurve verschieben. In diesem Bereich kann ein Anstieg des Antriebsmoments zu einem starken Anstieg der Raddrehzahl und dadurch zu einem weiteren Abfall des über den Reifen auf die Fahrbahn übertragbaren Moments führen. Ein Anstieg des Bremsmoments kann ebenfalls zu einer starken Absenkung der Raddrehzahl führen, wodurch sich wiederum des maximal übertragbare Bremsmoment reduziert.

Die Ortskurve des Frequenzgangs im instabilen Bereich der Kraftschluss-Schlupf-Kurve des offenen Regelkreises ist mit den gemäß Tabellen 7.1 und 7.2 eingestellten Werten in Abbildung 7.10 dargestellt. Als Referenz wird in Abbildung 7.10 in Farbe schwarz auch ein unregelmäßiges System gezeigt. Sein Frequenzgang beginnt auf der reellen, negativen Achse und endet so wie alle hier dargestellten Frequenzgänge im Ursprung.

Es ist allgemein bekannt, dass die Anwendung des Stabilitätskriteriums nach Nyquist die Übertragung der Ergebnisse des offenen Regelkreises auf das System mit Rückkopplung erlaubt. Zudem zeichnet sich dieses Kriterium auch durch eine mögliche Berücksichtigung von Totzeitgliedern gegenüber anderen Stabilitätskriterien aus. Aus diesem Grund wird das Verfahren auch in dieser Arbeit zur Stabilitätsuntersuchung und Reglerauswahl angewendet.

7. ÜBERLAGERENDE DREHZAHLREGELUNG

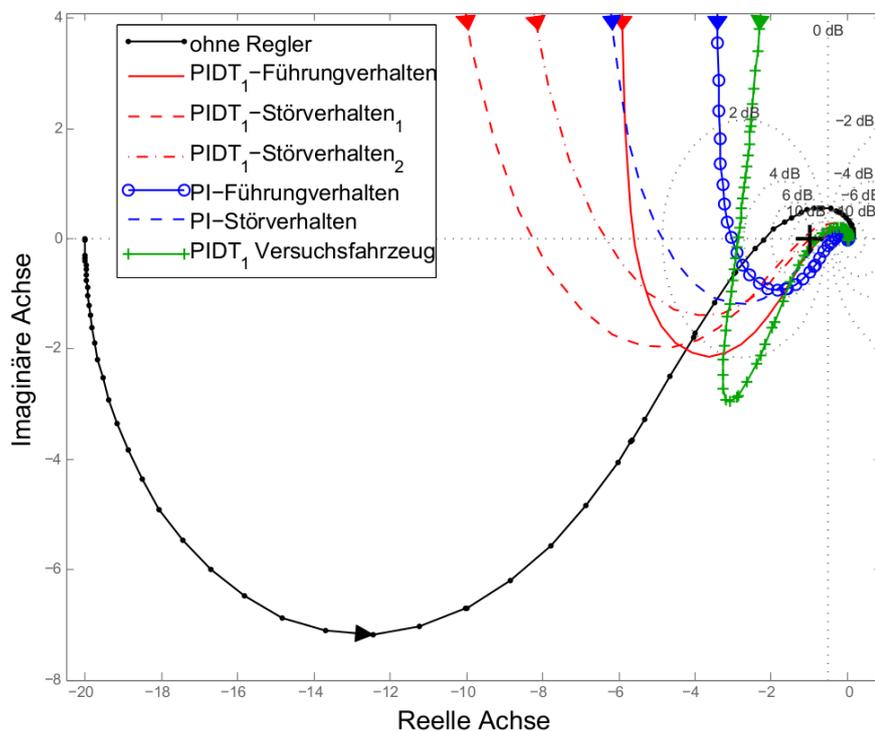


Abbildung 7.10: Ortskurve des Frequenzgangs des offenen Regelkreises im instabilen Bereich der Kraftschluss-Schlupf-Kurve für unterschiedliche Reglereinstellungen

Die Übertragungsfunktion des Reifens im instabilen Bereich verursacht eine Polstelle mit positivem Realteil und verhindert eine Anwendung des vereinfachten Nyquist-Kriteriums zur Untersuchung der Stabilität. Das allgemeine Nyquist-Kriterium ist auch für Übertragungsfunktionen des aufgetrennten Regelkreises mit positiven Polen anwendbar. Es sagt eine Stabilität voraus, wenn der vom kritischen Punkt an die Ortskurve gezogene Strahl beim Durchlaufen der Orts-Kurve im Bereich von Null bis Unendlich eine, von der Anzahl der positiven Polstellen (n_r) bzw. auf der imaginären Achse liegenden Polstellen (n_i) abhängige, Winkeländerung ($\Delta\varphi$) erfährt [60]. Die Winkeländerung ($\Delta\varphi$) ist in Gl. 7.17 dargestellt.

$$\Delta\varphi_{\omega=0}^{\omega=\infty} = (2n_r + n_i) \frac{\pi}{2} \quad \text{für: } 0 \leq \omega \leq \infty \quad (7.17)$$

Der in Abbildung 7.10 dargestellte, unregelter Regelkreis kann durch die Anwendung des allgemeinen Nyquistkriterium als stabil gewertet werden, wenn die Winkeländerung seines Frequenzgangs π beträgt. Da sie, wie in der Abbildung zu sehen, $-\pi$ beträgt, ist er instabil.

Der Integralanteil der PIDT₁- bzw. PI-Regelung des offenen Regelkreises sorgt jeweils für eine zusätzliche Polstelle im Ursprung. Damit gilt der geregelte Regelkreis als stabil, wenn die Winkeländerung seines Frequenzgangs $3/2 \pi$ beträgt.

Wie aus der Abbildung 7.10 ersichtlich, entsprechen die Verläufe der Frequenzgänge nach Chien, Hrones und Reswick für beide PI- Reglereinstellungen und die PIDT₁-Reglereinstellung für gutes Führungsverhalten dieser Stabilitätsbedingung und können daher als stabil bewertet werden.

Die Reglereinstellung für gutes Störverhalten nach Chien, Hrones und Reswick, in Abbildung 7.10 abgekürzt mit PIDT₁-Störverhalten₁, passiert aufgrund eines zu hohen Proportionalbeiwerts den kritischen Punkt auf der oberen Seite. Seine Winkeländerung erreicht aus diesem Grund nicht den für die Erfüllung der Stabilitätsbedingung benötigten Wert. Eine Verringerung des Beiwerts um ca. 23 Prozent verschiebt den Frequenzgang an den Stabilitätsrand, abgebildet als PIDT₁-Störverhalten₂. Auf Grundlage dieser Ergebnisse scheinen sowohl PIDT₁- und PI-Regler gut für ihre Aufgabe geeignet zu sein.

Der Verlauf der Ortskurve des Frequenzgangs des aufgeschnittenen Regelkreises erlaubt auch Aussagen über die Stabilitätsgüte des geschlossenen Regelkreises. Die Amplitudenreserve und die Phasenreserve können als ein Maß für die Stabilitätsgüte interpretiert werden [57]. Die Amplitudenreserve ist definiert gemäß Gl. 7.18 als Kehrwert des Abstands der Ortskurve von dem kritischen Punkt [57]. Je näher sich die Ortskurve eines aufgeschnittenen Regelkreises der rechten Seite des kritischen Punktes nähert, desto weniger Stabilitätsreserve besitzt sie. Schon geringe Veränderungen könnten das Verhalten instabil werden lassen. Umgekehrt geht eine große Entfernung der Ortskurve des Frequenzgangs des aufgeschnittenen Regelkreises mit einem kleinem Übertragungsfaktor des Reglers und damit mit einem trägen Verhalten einher.

$$A_R = \frac{1}{|G_0(j\omega\pi)|} \quad \text{mit: } \omega\pi = -\pi \quad (7.18)$$

Die Phasenreserve, in Abbildung 7.11 mit α_R abgekürzt, ist der Winkel, den ein Zeiger von der negativ-reellen Achse zum Schnittpunkt der Ortskurve mit dem Einheitskreis bildet. In der Literatur, z. B. in [57], werden für Regler Amplitudenreserven (A_R) von ca. 1,5 bis 3 und Phasenreserven von ca. 20° bis 70° für gutes Störverhalten empfohlen. Für ein gutes Führungsverhalten sollten Amplitudenreserven ca. 4 bis 10 und Phasenreserven ca. 40° bis 60° betragen.

7. ÜBERLAGERENDE DREHZAHLREGELUNG

In Abbildung 7.11 ist ein Ausschnitt der Ortskurve aus Abbildung 7.10 dargestellt, der auf Grund der Vergrößerung ein einfacheres Ablesen der Amplituden und Phasenreserven ermöglicht.

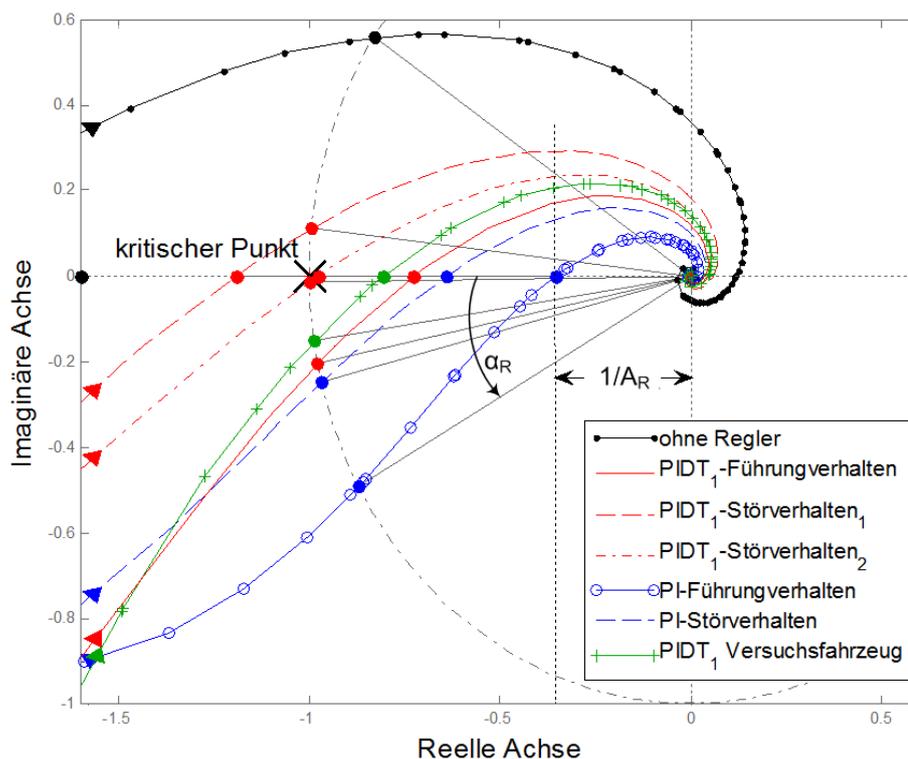


Abbildung 7.11: Vergrößerung der Ortskurve des Frequenzgangs im Bereich des kritischen Punktes

Mit einer Amplitudenreserve von 2,8 bei einer Phasenreserve von 30° erscheint insbesondere die PI-Einstellung für gutes Führungsverhalten in der Theorie gut für eine Unterdrückung von an Rädern auftretenden Störungen geeignet. Die Reglereinstellung eines PID-Reglers für günstiges Störgrößenverhalten zeigen für einen Einsatz im Fahrzeug sowohl eine zu geringe Amplituden- als auch Phasenreserve.

In Farbe Grün ist in Abbildungen 7.10 und 7.11 der Frequenzgang des Systems unter Verwendung der im Versuchsfahrzeug gewählten Reglereinstellungen dargestellt. Auch diese Reglereinstellung sagt ein stabiles Verhalten voraus.

Am Maximum der Kraftschluss-Schlupf-Kurve ist die Steigung der Reifenkennlinie ($K_{P,Reif}$) gleich Null [51]. Dadurch verschiebt sich die negative Polstelle der Übertragungsfunktion des

Reifens in den Ursprung und die Übertragungsfunktion des aufgeschnittenen Regelkreises weist nun eine doppelte Nullstelle im Ursprung und keinen Pol mit positivem Realteil auf. Damit erfüllt der Regelkreis die Voraussetzung für die Anwendung des vereinfachten Nyquist-Kriteriums zur Voraussage der Stabilität. Wie in dem in Abbildung 7.12 dargestellten Nyquistdiagramm zu erkennen, schneiden alle Frequenzgänge der dargestellten Reglereinstellungen ihre Abszisse rechts des in der Abbildung ebenfalls dargestellten kritischen Punktes. Dadurch kann ihr Verhalten in diesem Bereich ebenfalls als stabil gedeutet werden.

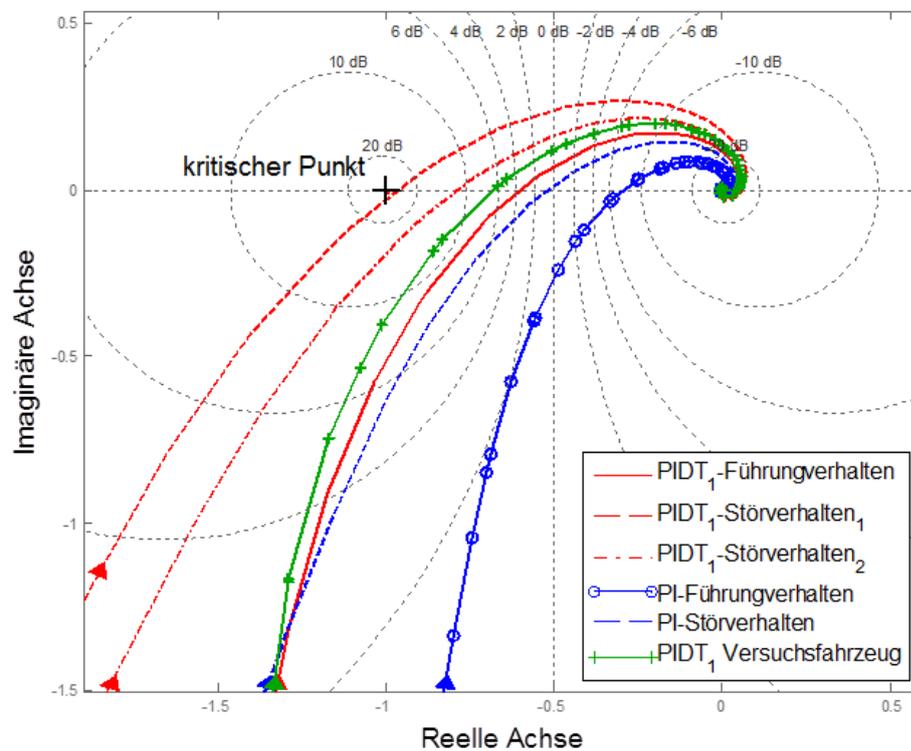


Abbildung 7.12: Nyquistdiagramm des Frequenzgangs des offenen Regelkreises am Maximum der Kraftschluss-Schlupf-Kurve für unterschiedliche Reglereinstellungen

Der Betrag der Steigung der Reifenkennlinie kann im stabilen Bereich der Kraftschluss-Schlupf-Kurve mit größer werdenden Schlupfwert sehr schnell anwachsen und insbesondere im Bereich geringerer Geschwindigkeiten hohe Werte annehmen. Das negative Vorzeichen von $K_{P,Reif}$ in diesem Bereich verursacht eine negative Polstelle in der Übertragungsfunktion, die nicht zur Instabilität des Systems führt. In diesem Bereich weist die Übertragungsfunktion keinen Pol mit positivem Realteil auf und erfüllt die Voraussetzung für die Anwendung des vereinfachten Nyquist-Kriteriums zur Stabilitätsprüfung. Der Vollständigkeit halber ist in Ab-

7. ÜBERLAGERENDE DREHZAHLREGELUNG

Abbildung 7.13 zeigt das Nyquistdiagramm des Frequenzgangs eines offenen Regelkreises auch in diesem Bereich der Kraftschluss-Schlupf-Kurve dargestellt. Wie man erkennen kann, verspricht die Verlaufsform der dargestellten Frequenzgänge aller hier gezeigten Regler auch in diesem Bereich ein stabiles Verhalten.

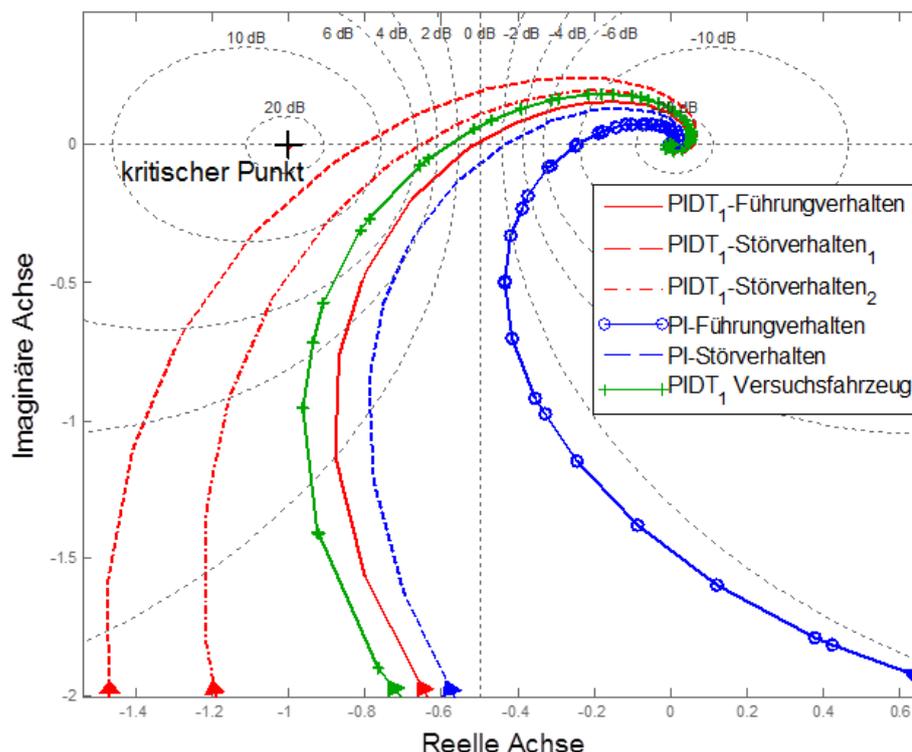


Abbildung 7.13: Nyquistdiagramm des Frequenzgangs des offenen Regelkreises im stabilen Bereich der Kraftschluss-Schlupf-Kurve für unterschiedliche Reglereinstellungen

Jenseits des Haftwertmaximums, also im instabilen Bereich der Kraftschluss-Schlupf-Kurve ändert sich der Betrag der Steigung der Reifenkennlinie in Abhängigkeit vom Schlupf, so wie auch in [51] beschrieben, nur wenig. Die durch das positive Vorzeichen von $K_{P,Reif}$ verursachte positive Polstelle lässt auf Instabilitäten des Systems in diesem Bereich schließen. Durch richtige Wahl der Parameter des Reglers ist es möglich, den Instabilitäten entgegenzuwirken. Wie bereits beschrieben ändert sich der Wert der Steigung der Reifenkennlinie mit der Geschwindigkeit und mit den Reifeneigenschaften. Sportliche Reifen weisen eine ausgeprägte Reibwertüberhöhung auf. Sie ermöglicht die Übertragung höherer Kräfte am Maximum der Kraftschluss-Schlupf-Kurve. Nach der Überschreitung des Reibwertmaximums fällt ihr übertragbares Dreh-

7.5 Untersuchung der Stabilität der Regelung

moment mit zunehmenden Schlupf jedoch im Verhältnis zu Reifen mit weniger ausgeprägten Reibwertüberhöhung stark ab. Dadurch weisen sportliche Reifen im Bereich unmittelbar nach der Überschreitung des Reibwertmaximums hohe $K_{P,Reif}$ -Werte auf, die 100 Nms/rad übersteigen können. Weniger sportliche Reifen haben keine stark ausgeprägte Reibwertüberhöhung und erreichen dadurch unmittelbar nach Überschreitung des Reibwertmaximums niedrigere $K_{P,Reif}$ -Werte von bis ca. 60 Nms/rad. Bei weiterem Anstieg der Schlupfwerte fällt das vom Untergrund auf den Reifen übertragene Drehmoments nicht mehr so stark ab. Dadurch erreicht auch die Steigung der Reifenkennlinie im weiteren Verlauf deutlich geringere Werte. Eine sinnvolle Grenze für die Überprüfung der Stabilität erscheint hierbei bei ca. 20 Nms/rad.

In Abbildung 7.14 sind die Ortskurven der Frequenzgänge in Abhängigkeit von der Steigung der Reifenkennlinie dargestellt. Exemplarisch sind hierfür außer der im Versuchsfahrzeug verwendeten Einstellung des $PIDT_1$ -Reglers, ebenfalls die Einstellung des Reglers für gutes Führungsverhalten und die des PI-Reglers für gutes Störverhalten ausgewählt worden.

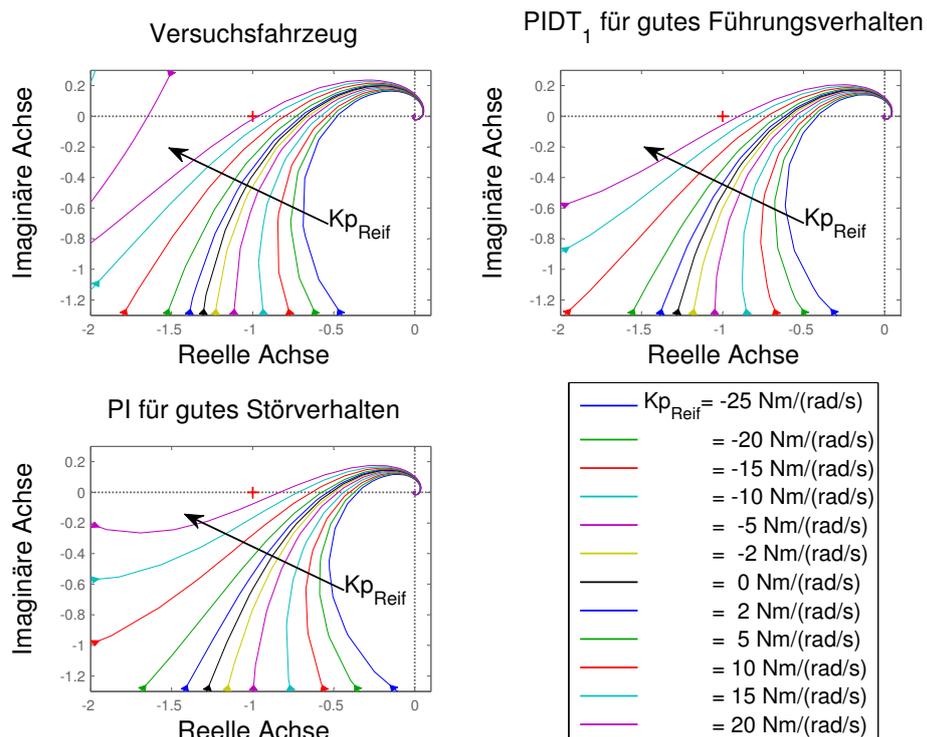


Abbildung 7.14: Nyquistdiagramm des Frequenzgangs des offenen Regelkreises in Abhängigkeit von der Steigung der Reifenkennlinie

Wie aus der Abbildung ersichtlich, versprechen die gezeigten Regler Einstellungen für den

7. ÜBERLAGERENDE DREHZAHLREGELUNG

Bereich der Steigung der Reifenkennlinie von bis 20 Nms/rad ein stabiles Verhalten. Zusammenfassend erscheint damit der Regler und seine Einstellungen für das Versuchsfahrzeug richtig ausgewählt worden zu sein.

In nachfolgenden Abschnitten werden die im Fahrversuch gewählten Einstellung des PIDT₁-Reglers des Versuchsfahrzeugs verwendet.

7.6 Praktische Untersuchung der überlagernden Drehzahlregelung

Die überlagernde Drehzahlregelung in der Leistungselektronik bietet sich an als neues Werkzeug für das Einregeln von Radgeschwindigkeiten und Ausregeln von auf diese wirkenden Störgrößen. In diesem Teil der Arbeit wird unter Zuhilfenahme der im Kapitel 6 beschriebenen aktiven Schwingungsdämpfung die Verwendung der überlagernden Drehzahlregelung zur Einregelung des Stillstands sowie der Begrenzung des Radschlupfs untersucht. Für die praktische Untersuchung der neuen Funktionalitäten wurde das im Kapitel 3 vorgestellte Versuchsfahrzeug verwendet.

7.6.1 Verhinderung des Zurückrollens bei Fahrzeugstillstand

Im Abschnitt 6.4.3 wurde die kooperative Bremsung eines elektromotorischen Antriebs mit dem Reibbremssystem bis zum Stillstand beschrieben. Die Einregelung des Stillstands alleine durch den elektromotorischen Antrieb stellt eine große Herausforderung dar. Während eine elektromotorische Komfortbremsung bei geringen Geschwindigkeiten eine langsame Abnahme des Bremsmoments bis zum Stillstand voraussetzt, muss, um ein rückwärts Beschleunigen des Fahrzeugs zu verhindern, nach einer Notbremsung das hohe negative Moment entsprechend schnell reduziert werden. Insbesondere nach einer kooperativen Abbremsung, die in der Regel mit höherer Verzögerung einhergeht, führt ein frühes Lösen des Bremspedals durch einen nicht ausreichend schnellen Abbau der negativen Momente des Elektroantriebs zum Zurückbeschleunigen des Fahrzeugs.

Der Elektromotor des im Rahmen dieser Arbeit betrachteten Fahrzeugs ist über das Differenzial und die Antriebswellen an die Räder gekoppelt. Die Geschwindigkeit des Elektromotors sollte unter Berücksichtigung der festen Übersetzung und der möglichen Verwindung der Wellen der mittleren Radgeschwindigkeit entsprechen. In Abbildung 7.15 ist ein Ausschnitt einer kooperativen Bremsung bis zum Stillstand dargestellt. Im oberen, linken Teil der Abbildung ist

7.6 Praktische Untersuchung der überlagernden Drehzahlregelung

bei Geschwindigkeit unterhalb von 5 km/h eine deutliche Abweichung der Motorgeschwindigkeit zu den beiden Radgeschwindigkeiten zu sehen.

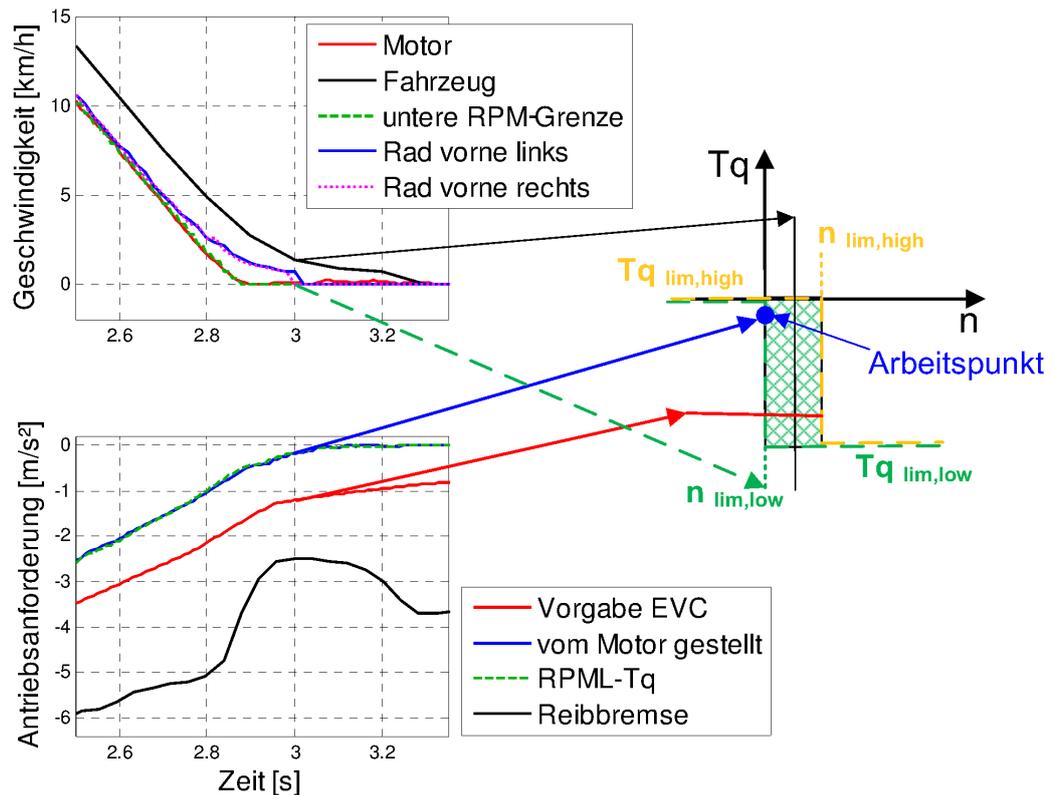


Abbildung 7.15: Arbeitspunkt des elektromotorischen Antriebs beim Anhalten

Die Ermittlung der Motordrehzahl wurde im Abschnitt 2.2.3 beschrieben. Aufgrund der Eigenschaften der Rotorlageerfassung ist davon auszugehen, dass die Motordrehzahl den tatsächlichen, mittleren Radgeschwindigkeiten der angetriebenen Räder entspricht. Der Grund für die in Abbildung 7.15 gezeigten Abweichung liegt in der ungenauen Radgeschwindigkeitsermittlung durch die niedrige Auflösung der verwendeten Raddrehzahlsensoren bei geringen Geschwindigkeiten. Die technologischen Grundlagen der Radgeschwindigkeitserfassung wurde im Abschnitt 2.3 genauer beschrieben. Die Fahrzeug-Referenzgeschwindigkeit kann in Fahrzeugen, da die Sensorik aus Kostengründen fehlt, nicht gemessen werden, sondern wird aus den gemessenen Radgeschwindigkeiten und Beschleunigungen geschätzt. Durch die ungenaue Radgeschwindigkeitsermittlung bei geringen Geschwindigkeiten kann auch die Fahrzeuggeschwindigkeit in

7. ÜBERLAGERENDE DREHZAHLREGELUNG

diesem Geschwindigkeitsbereich nicht zuverlässig ermittelt werden. Der Fahrzeugstillstand des Versuchsfahrzeugs wird, wie in Abbildung 7.15 zu sehen, über die Raddrehzahlen erst 400 ms nach dem tatsächlichen Stillstand der Räder, der durch die Motordrehzahl identifiziert werden kann, erkannt. Versuche, den Fahrzeugstillstand mit dem elektromotorischen Antrieb über den Antriebsregler und auf Grundlage der geschätzten Fahrzeuggeschwindigkeit einzuregulieren, führen zu einem rückwärts Beschleunigen des Fahrzeugs. Aus diesem Grund muss die Aufgabe anders gelöst werden. In diesem Abschnitt dieser Arbeit wird die Eignung der überlagernden Drehzahlregelung als Schutz gegen das rückwärts Beschleunigen des Fahrzeugs beim Erreichen des Stillstands untersucht.

In Abbildung 7.16 werden die Messergebnisse zweier kooperativen Bremsungen bis zum Stillstand miteinander verglichen. Die Messergebnisse sind zur besseren Vergleichbarkeit übereinander gelegt worden. Der Verlauf der beiden Messfahrten im Bereich der hier relevanten, geringen Geschwindigkeiten, ist für den Vergleich hinreichend übereinstimmend.

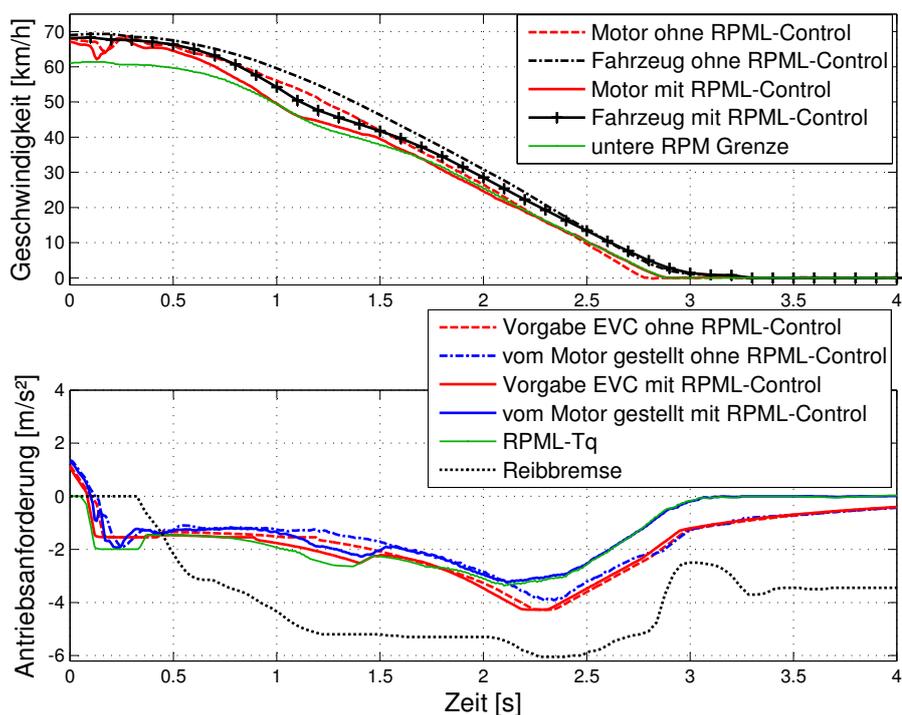


Abbildung 7.16: Vergleich zweier kooperativer Bremsungen bis zum Stillstand

Die durchgezogenen Linien in der Abbildung stellen die Ergebnisse der Abbremsung mit der überlagernden Drehzahlregelung dar, die gestrichelten Linien zeigen die Ergebnisse ohne

7.6 Praktische Untersuchung der überlagernden Drehzahlregelung

die zusätzliche Regelung. Der obere Teil der Abbildung zeigt die Fahrzeug- sowie die Motor- geschwindigkeiten. Zusätzlich ist in der Abbildung die untere RPM-Grenze der überlagernden Drehzahlregelung dargestellt. Der untere Teil der Abbildung 7.16 stellt den Verlauf der Antriebs- anforderungen dar. Gezeigt werden hier die Vorgaben des Antriebsreglers (Vorgabe EVC), die gestellten Antriebsanforderungen des elektrischen Antriebs und der Reibbremsen sowie die untere RPML-Drehmoment-Grenze (RPML-Tq). Die Drehmoment-Grenze wurde durch den zuvor vorgestellten RPM-Regler berechnet. Die Antriebsanforderung der Reibbremse wurde aus dem an der Vorderachse gemessenen Bremsdruck berechnet.

Ab dem Zeitpunkt $t = 2,2$ Sekunden sieht man eine deutliche Abweichung zwischen der Vorgabe des EVC und der realisierten Antriebsanforderung des Antriebs mit RPML-Control. Die Motorgeschwindigkeit erreicht in diesem Bereich die untere RPM-Grenze und bewirkt eine Reduktion des verzögernden Motormoments. Dadurch wird verhindert, dass die Räder durch die elektromotorische Bremsung zu hohe Schlupfwerte erreichen und zu früh blockieren. Diese Anwendung der überlagernden Drehzahlregelung wird im späteren Abschnitt dieses Kapitels diskutiert.

Die Annäherung der Motorgeschwindigkeit an die untere RPM-Grenze kurz vor dem Stillstand bewirkt eine zusätzliche Absenkung der berechneten RPML-Drehmoment-Grenze und damit des von dem Elektroantrieb gestellten Drehmoments. Beim Erreichen des Stillstands berechnet sich die untere RPML-Drehmoment-Grenze zu null und verhindert damit ein Zurückrollen des Fahrzeugs durch die vom Antriebsregler noch geforderten Drehmomente. Der Arbeitspunkt des Antriebs ergibt sich, wie auf der rechten Seite der Abbildung 7.15 dargestellt, aus dem Schnittpunkt der Motorgeschwindigkeit, die durch die untere RPM-Grenze vorgegeben ist, und dem Motormoment, das durch die RPML-Drehmoment-Grenze bestimmt ist.

Die überlagernde Drehzahlregelung regelt den Stillstand exakt ein. Der elektromotorische Antrieb kann trotz der langsamen Vorgaben des Antriebsreglers das Fahrzeug aktiv bis zum Stillstand verzögern und beim Erreichen des Stillstands ein unbeabsichtigtes rückwärts Beschleunigen des Fahrzeugs verhindern.

7.6.2 Berghaltesfunktion

Während einer Abbremsung bis zum Stillstand an einer Steigung wird ein Fahrzeug mit herkömmlicher Softwarearchitektur bis zum Stillstand abgebremst und anschließend in Abhängigkeit vom Neigungswinkel der Steigung vor- oder zurückrollen. Fahrzeuge mit einem elektronisch ansteuerbaren Reibbremssystem können die Fahrzeugbewegung nach dem Stillstand durch das

7. ÜBERLAGERENDE DREHZAHLREGELUNG

automatische Einregeln eines Bremsmoments verhindern. Während Fahrzeuge mit einer elektrischen Parkbremse dauerhaft das Fahrzeug gegen das Rollen schützen, werden die unbeabsichtigten Fahrzeugbewegungen beim Einsatz von elektronisch ansteuerbaren Betriebsbremsen in der Regel nur für wenige Sekunden verhindert. Der Abfall der Batteriespannung bewirkt bei diesen Bremssystemen zumeist einen Abfall der Bremskraft. Da derart nicht dauerhaft ein Schutz gegen unbeabsichtigte Fahrzeugbewegung garantiert werden kann, verringert man die Dauer des Einsatzes der automatischen Haltefunktion auf einen vom Fahrer überschaubaren Zeitraum, bei dessen Überschreitung das Bremssystem vom Fahrer betätigt werden muss. Die elektromechanischen bzw. elektrohydraulischen Berghaltefunktionen setzen zusätzliche Hardware, wie z. B. einen aktiven Booster, voraus und sind damit mit zusätzlichen Kosten verbunden.

Auf deutschen Straßen sind Steigungen bis zu 12 und auf europäischen Alpenstraßen bis zu 30 Prozent zulässig [25]. In Abbildung 7.17 ist das in Abhängigkeit von der Fahrzeugmasse und der Steigung benötigte Haltemoment an den Rädern eines beispielhaften Fahrzeugs dargestellt. Unter Berücksichtigung der im Kapitel 2 gezeigten Motorisierung heutiger, elektromotorischer Fahrzeugkonzepte wird deutlich, dass ihr Motormoment für eine kurzzeitige Haltefunktion auf europäischen Straßen ausreichend ist.

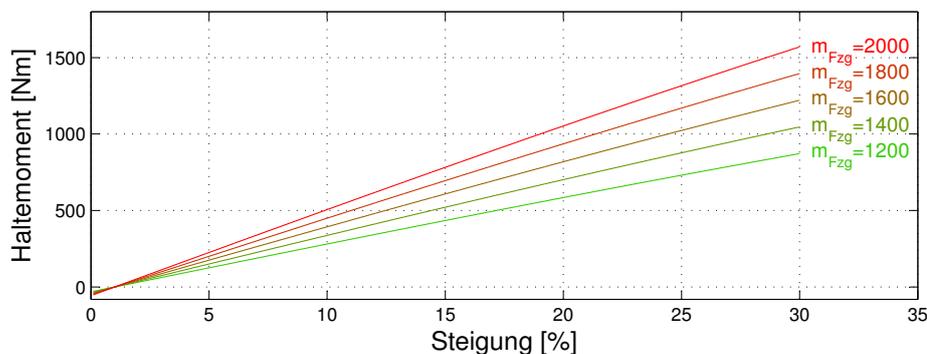


Abbildung 7.17: Erforderliches Haltemoment an Steigungen

Die Antriebsregler der heute in Serie befindlichen, elektromotorischen Fahrzeuge fordern beim Anhalten und gelöstem Fahrpedal entweder kein, oder, falls die Fahrzeuge eine Kriechfunktionalität besitzen, ein geringes positives Moment. Fast alle diese Fälle führen beim Anhalten an einer Steigung zur ungewollten Bewegung des Fahrzeugs. Ist die Drehmomentvorgabe geringer als das zum Halten benötigte Drehmoment, so rollt das Fahrzeug zurück. Ist im Falle

7.6 Praktische Untersuchung der überlagernden Drehzahlregelung

des Fahrzeugs mit einer Kriechfunktionalität das angeforderte Drehmoment höher als das zum Halten benötigte, so rollt das Fahrzeug vorwärts.

In diesem Abschnitt wird das Potenzial der überlagernden Drehzahlüberwachung in der Leistungselektronik für die Unterstützung des Fahrers beim Halten, bzw. beim Anfahren an Steigungen gezeigt. Da das Konzept nur die in elektrisch angetriebenen Fahrzeugen bereits vorhandene Hardware benötigt, kann es gegenüber den elektromechanischen bzw. elektrohydraulischen Berghaltfunktionen einen Kostenvorteil darstellen.

Die Aufgabe des Haltens- bzw. Anfahrens am Berg kann in zwei Fälle unterschieden werden:

- (i) Rollen am Berg mit der gewählten Fahrtrichtung
- (ii) Rollen am Berg gegen die gewählte Fahrtrichtung

Einen Schutz gegen das Vorwärtsrollen an einem Gefälle in die eingelegte Fahrtrichtung kann die im Antriebsregler berechnete Antriebsanforderung bieten. Ausgehend von dem am Wählhebel eingelegten Fahrtrichtungswunsch, erzeugt es beim Lösen des Fahrpedals eine Drehmomentanforderung, die gegen die Fahrtrichtung wirkt. Die Stellung des Fahrpedals kann so interpretiert werden, dass im Fahrzeugstillstand und bei gelöstem Fahrpedal ein negatives Drehmoment angefordert wird. Die dafür benötigte Pedalkennlinie wurde im Abschnitt 4.4.3 gezeigt. Damit kann die Drehmomentanforderung so berechnet werden, dass auch bei Fahrzeugstillstand und bei gelöstem Fahrpedal ein gegen die gewählte Fahrtrichtung wirkendes, elektromotorisches Moment vom Antriebsregler angefordert wird. Wie aus Abbildung 7.17 ersichtlich, werden bei einem 1600 Kilogramm schweren Fahrzeug unter Berücksichtigung einer Getriebeübersetzung von 10 rund 50 Nm Motormoment benötigt, um es an einer 12 % Steigung zu halten. Übersteigt das bei Stillstand durch die Pedalkennlinie angeforderte Moment das fahrzeugspezifisch benötigte Haltemoment, so kann sich das Fahrzeug ohne eine Betätigung des Fahrpedals nicht bewegen.

Eine Bewegung des Fahrzeugs gegen die gewählte Fahrtrichtung wurde im Abschnitt 7.6.1 beschrieben. Die Zurückrollverhinderung am Berg kann als ihr Sonderfall betrachtet werden, bei dem die überlagernde Drehzahlregelung nicht nur das negative Moment abbaut, sondern selbständig das Drehmoment erhöht. Die Ergebnisse des Haltens des Versuchsfahrzeugs aus Vorwärtsfahrt an einer Steigung werden in Abbildung 7.18 dargestellt.

Sicherheitstechnisch stellt dieser Fall eine Brisanz da, da es den Anschein erweckt, dass das Fahrzeug selbständig vorwärts beschleunigen könnte. Wie im Abschnitt 2.2.3 beschrieben,

7. ÜBERLAGERENDE DREHZAHLREGELUNG

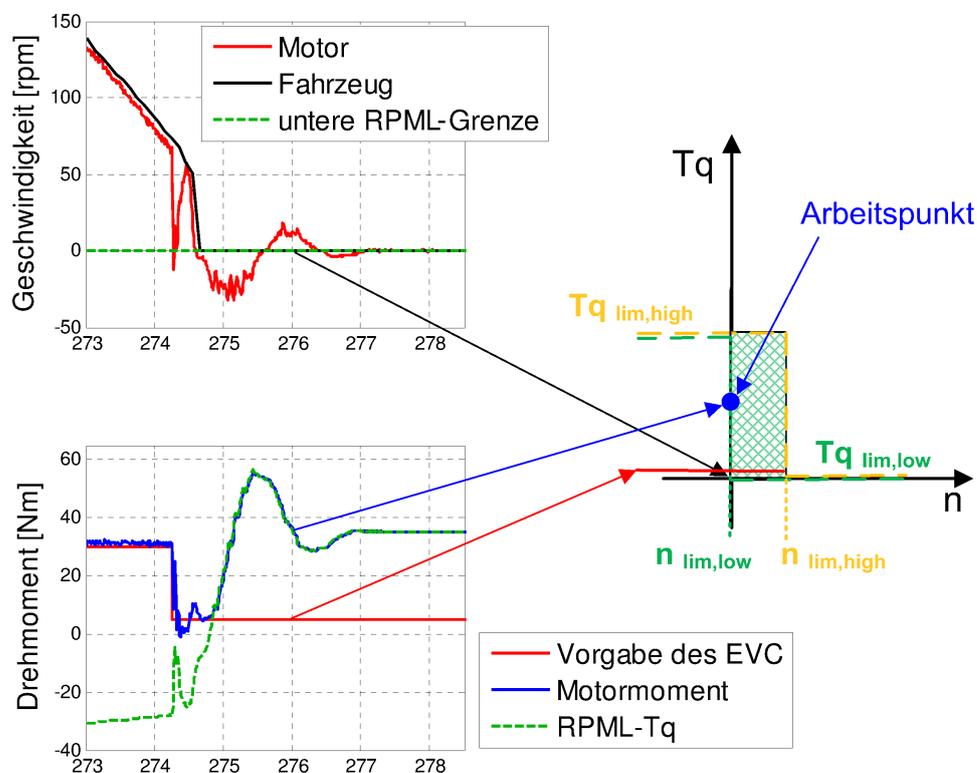


Abbildung 7.18: Arbeitspunkt des Berghalteassistenten beim Anhalten aus Vorwärtsfahrt

verhindern heutige Sicherheitsarchitekturen durch überlagerte Schutzfunktionen die hier gewünschte Funktionalität. Für den praktischen Nachweis der Funktion mussten dafür in dem Versuchsfahrzeug die Sicherheitsmechanismen überlistet werden. Im Normalfall fordert der Antriebsregler beim gelöstem Fahrpedal kein, oder ein negatives Motormoment an. Da heute die Sicherheitsmechanismen der Leistungselektronik verhindern, dass trotz keiner oder negativer Momentanforderungen positive Drehmomente gestellt werden, wurde vom Antriebsregler trotz des zum Zeitpunkt $t = 274,5$ Sekunden gelösten Fahrpedals ein positives Drehmoment in Höhe von fünf Newtonmeter gesendet. Diese Vereinfachung stört nicht den hier gezeigten Machbarkeitsnachweis.

Die in dieser Arbeit eingeführte überlagernde Drehzahlregelung in der Leistungselektronik überwacht die Verletzung der vorgegebenen Drehzahlgrenzen. Beim Zurückrollen am Berg wird die untere Drehzahlgrenze, wie in der Abbildung 7.18 ab Zeitpunkt $t = 274,5$ Sekunden dar-

7.6 Praktische Untersuchung der überlagernden Drehzahlregelung

gestellt, verletzt. Der RPM-Regler erhöht dadurch das von der Leistungselektronik geforderte Drehmoment. Der auf der linken Seite der Abbildung 7.18 dargestellte Arbeitspunkt bewegt sich in diesem Fall entlang der unteren Drehzahlgrenze auf der Ordinate des Graphen, weg von der Vorgabe des Antriebsreglers in Richtung der oberen, vorgegebenen Drehmomentgrenze und stabilisiert sich bei dem benötigten Haltemoment.

Die während des Ausregels verursachte, Nulldurchgang der Drehzahl führt zur Bewegung der Zahnflanken des Differentialgetriebes innerhalb ihres Spiels sowie zum Verspannen der Motoraufhängung und der Antriebswellen. Bei der hier gezeigten Situation bzw. Steigung führt es, wie im oberen, rechten Teil der Abbildung anhand der Fahrzeuggeschwindigkeit sichtbar, nicht zu einem Zurückrollen des Fahrzeugs. Es ist jedoch wahrscheinlich, dass das Halten an größeren Steigungen oder stärkere Verzögerungen zu einem geringen Zurückrollen des Fahrzeugs von bis zu einigen Zentimetern führen kann.

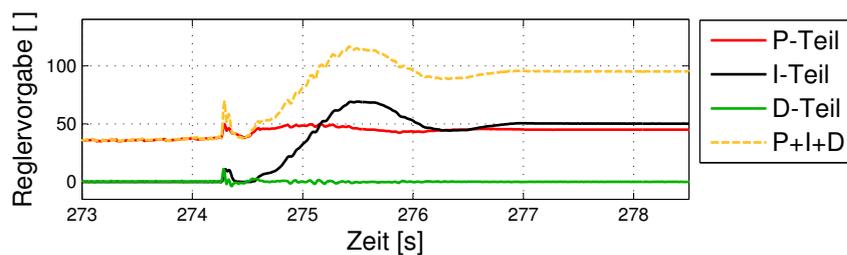


Abbildung 7.19: Verlauf der Werte des PID-Reglers beim Anhalten an einer Steigung

Die Erhöhung des Drehmoments wird, wie in Abbildung 7.19 gezeigt, maßgeblich vom Anstieg der Werte des Integralteils des PID-Reglers erreicht und zusammen mit den Werten des Proportionalteils hervorgerufen.

7.6.3 Radschlupfregelung

Ein Fahrzeug ist für den Normalfahrer nur dann beherrschbar, wenn kein Rad unkontrolliert blockiert oder durchdreht. Der Reifen als Bindeglied zwischen dem Fahrzeug und der Fahrbahn überträgt alle Antriebs- und Führungskräfte auf die Straße. Die Reifenkräfte übernehmen damit die ausschlaggebende Rolle sowohl für das Beschleunigungs- und Verzögerungsvermögen, als auch für die Lenkbarkeit und die Stabilität des Fahrzeugs. Eine hinreichend präzise und dynamische Regelung der Radgeschwindigkeiten kann eine Ausnutzung des Kraftschlussmaximums der Reifen-Fahrbahn-Paarung gewährleisten und damit einhergehend die Dynamik und

7. ÜBERLAGERENDE DREHZAHLREGELUNG

die Sicherheit des Fahrzeugs erhöhen. Die wesentliche Regelungsgröße für die Beherrschung der Radgeschwindigkeiten und damit für die Ausschöpfung des Reibwertpotenzials ist der Radschlupf. Die Regelung des Brems- und des Antriebsschlupfs erfolgt heute im Stabilitätsregler. Während der Bremsschlupf über die Reibbremsen radindividuell eingeregelt wird, wird die Regelung des Antriebsschlupfs durch die Änderung des Motormoments und der radindividuellen Reibbremsen erreicht.

Aufgrund der Topologie des Antriebsstrangs des im Rahmen dieser Arbeit zur Verfügung stehenden Versuchsfahrzeugs, wird eine neue Strategie untersucht. Hierbei werden beide Räder über das Drehmoment des Zentralmotors, der über das Differenzial gekoppelten Achse, geregelt. Die Höhe des Drehmoments bestimmt dabei das Rad mit dem niedrigeren Reibwert. Damit entspricht die hier verfolgte Strategie der Regelstrategie einer „Select-Low-Regelung“ [49], bei der die Aufgabe des Achssensors zur Ermittlung der Abtriebsgeschwindigkeit der Geber der Elektromaschine übernimmt.

Wie im Abschnitt 4.4 gezeigt, können die heutigen, elektrisch angetriebenen Fahrzeuge nicht in allen Fällen alleine durch ihre Traktionsmotoren gebremst werden. Insbesondere für die Realisierung höherer Verzögerungen ist ein zusätzliches, konventionelles Bremssystem unumgänglich. Im Abschnitt 4.1 wurde die Rolle des elektromotorischen Antriebs in aktuellen Fahrzeugen und der damit einhergehende Verzicht auf das elektromotorische Bremsen in zahlreichen Situationen gezeigt. Insbesondere bei Erkennung von Niedrigreißwert wird auf den Einsatz der elektromotorischen Bremsung verzichtet. Dieser Verzicht verhindert die Ausschöpfung des Rekuperationspotenzials und der dynamischen Leistungsfähigkeit des elektromotorischen Antriebs.

In diesem Abschnitt der Arbeit wird das Zusammenspiel des konventionellen Bremssystems mit dem, um die überlagernde Drehzahlregelung in der Leistungselektronik erweiterten, elektromotorischen Antrieb untersucht. Aufgrund fehlender Schnittstellen des Bremsenreglers zur Ansteuerung der Reibbremsen durch den Inverter sowie fehlender Sensorinformationen in der Leistungselektronik für eine Schätzung des Schlupfs bzw. der Fahrzeuggeschwindigkeit, wurde im Rahmen dieser Arbeit auf die Regelung des Reibbremssystems über die Leistungselektronik verzichtet. Unter Beachtung dieser durch das Versuchsfahrzeug gegebenen Rahmenbedingungen und, um der Forderung nach Stabilität und Lenkbarkeit nachzukommen, wird die in Abschnitt 7.3 erläuterte Strategie der Konstantenschlupfregelung verfolgt und der Zielschlupf des elektrischen Antriebs beim Bremsen auf zehn Prozent festgelegt. Damit befindet sich der vorgegebene Schlupf immer unterhalb des vom Bremsenregler berechneten Schlupfs, der für die Regelung der Reibbremsen maßgeblich ist. Eine Fahrsituation, die zur Überbremsung eines Rades führen

7.6 Praktische Untersuchung der überlagernden Drehzahlregelung

könnte, verursacht dadurch zunächst eine Reduktion des elektromotorischen Bremsmoments. Erst wenn diese Maßnahme nicht zu einer Stabilisierung der Radgeschwindigkeit führt, z. B. durch einen hohen Reibwertsprung der Fahrbahn, wird die konventionelle Regelung der Reibbremsen aktiv.

7.6.3.1 Untersuchung der elektromotorischen Bremschlupfregelung im Versuchsträger

In Abbildung 7.20 ist eine kooperative Bremsung auf mittlerem Reibwert dargestellt. Zu Beginn der Bremsung unterschreitet das insgesamt geforderte Bremsmoment das maximal auf die Fahrbahn Übertragbare. Wie in der Abbildung beispielsweise zum Zeitpunkt $t = 155$ Sekunden erkennbar, werden die vorgegebenen Drehzahlgrenzen nicht verletzt. In diesem Bereich wirkt allein der schwingungsreduzierende DT_1 -Teil. Der Arbeitspunkt des Elektromotors wird in diesem Fall, wie im oberen rechten Teil der folgenden Abbildung dargestellt, von der Drehmomentvorgabe des Antriebsreglers bestimmt.

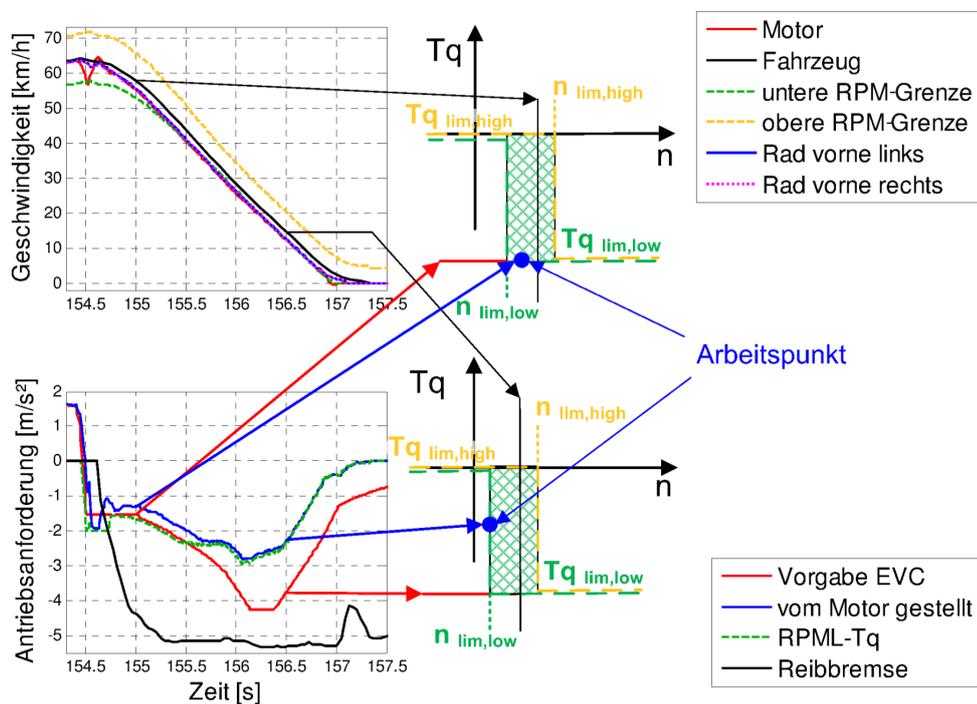


Abbildung 7.20: Arbeitspunkt des Antriebs bei elektromotorischem Bremsen

Eine Erhöhung des Bremsmoments bzw. eine Abnahme des Reibwerts der Reifen-Fahrbahn-Paarung führt zur Erhöhung des Bremschlupfs. Dadurch verschiebt sich der im oberen rechten

7. ÜBERLAGERENDE DREHZAHLREGELUNG

Teil der Abbildung 7.20 dargestellte Arbeitspunkt des Antriebs weg von der Fahrzeuggeschwindigkeit in Richtung der unteren RPM-Grenze, in Abbildung 7.20 abgekürzt durch $n_{\text{lim,low}}$.

Führt das vom Fahrer angeforderte Drehmoment zur Verletzung der unteren Drehzahlgrenze, dann berechnet einer der beiden im Abschnitt 7.4 vorgestellten PID-Regler der überlagernder Drehzahlregelung eine neue, untere Drehmomentschranke, die über die Sättigung das vom Fahrer angeforderte Drehmoment korrigiert. In Abbildung 7.20 wird die untere Drehzahlgrenze zum Zeitpunkt $t = 155,5$ unterschritten. Das Unterschreiten der RPM-Grenze bewirkt einen Anstieg der Vorgaben der PID-Regelung. Wie in der Abbildung 7.21 zu sehen, wird diese geringe und sich langsam ändernde Abweichung insbesondere vom Integralteil der Regelung korrigiert.

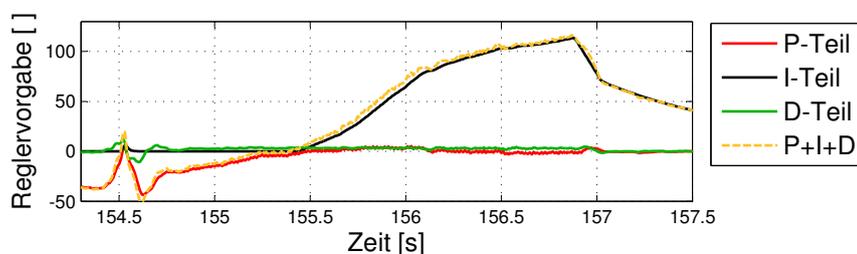


Abbildung 7.21: Verlauf der Werte des PID-Reglers bei elektromotorischem Bremsen

Im unteren, linken Teil der Abbildung 7.20 ist die untere Drehmomentschranke (RPML-Tq) als grün-gestrichelt dargestellt. Die mit der Befolgung dieser Schranke einhergehende Begrenzung des elektromotorischen Bremsmoments entspricht einer elektromotorischen Regelung der Radgeschwindigkeiten zur Einhaltung des vorgegebenen Bremsschlupfs. Der Arbeitspunkt in diesem Zustand, dargestellt im unteren, rechten Teil der Abbildung 7.20, bewegt sich entlang der unteren Drehzahlgrenze in Richtung positiver Drehmomente. Im oberen Teil der Abbildung 7.20 sind die auf die Fahrzeuggeschwindigkeit umgerechneten Geschwindigkeiten der Reglervorgaben, des Motors und der Räder während des Bremsmanövers dargestellt. Wie in der Abbildung erkennbar, halten die Motor- und die Radgeschwindigkeiten stets ihre Drehzahl- bzw. Schlupfvorgaben ein.

Im Folgenden wird die Reaktion des Systems auf eine Störung des Reibwerts auf einer Seite des Fahrzeugs gezeigt. Die Situation entspricht gut den stochastischen Verhältnissen auf realen Straßen. Die Abbildung 7.22 stellt den Verlauf der Fahrzeuggeschwindigkeit, sowie der Geschwindigkeiten der beiden elektromotorisch gebremsten Vorderräder dar. Zum Zeitpunkt $t = 192,65$ Sekunden trifft das linke Rad eine Reibwertstörung und erfährt eine Blockierneigung.

7.6 Praktische Untersuchung der überlagernden Drehzahlregelung

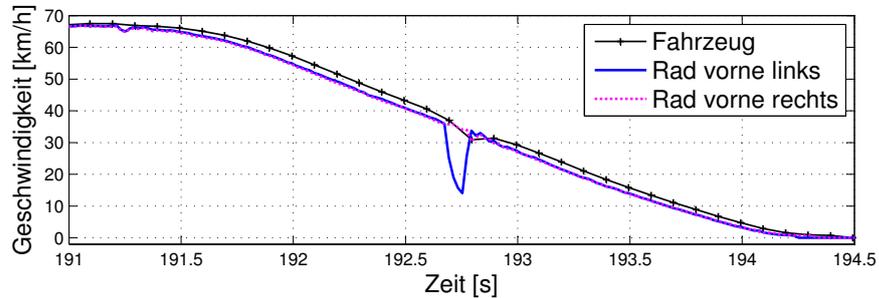


Abbildung 7.22: Reaktion des Systems auf eine Reibwertstörung

In Abbildung 7.23 ist der Ausschnitt der Störung vergrößert dargestellt. Im oberen Teil der Abbildung sind die auf die Fahrzeuggeschwindigkeit umgerechneten Geschwindigkeiten der Reglervorgaben, des Motors und der Räder dargestellt. Das untere Teil zeigt die Antriebsanforderungen während des Bremsmanövers.

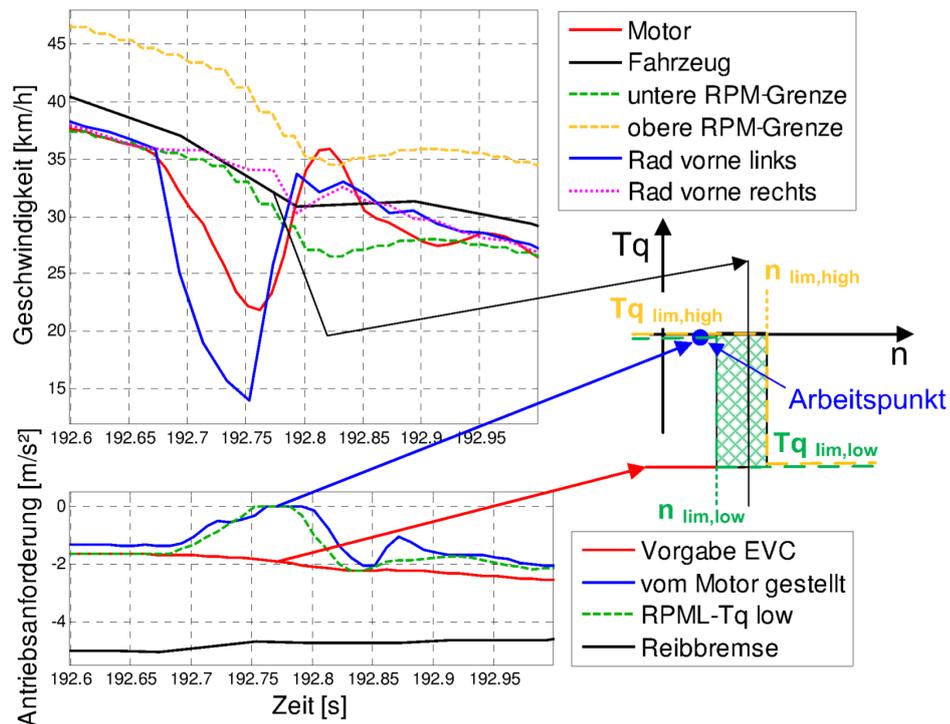


Abbildung 7.23: Auswirkungen einer Störgröße auf die Regelung

Zum Zeitpunkt $t = 192,67$ Sekunden löst der Reibwertsprung eine Überbremsung des linken Vorderrades aus. Durch die Kopplung der Räder an den Elektromotor und die unveränderte

7. ÜBERLAGERENDE DREHZAHLREGELUNG

Drehmomentvorgabe wird auch der Elektromotor eingebremst, wodurch seine Geschwindigkeit den ihm vorgegebenen Drehzahlbereich verlässt. Aufgrund dieser Drehzahlabweichung reduziert die überlagernde Drehzahlregelung die bremsenden Drehmomente des elektrischen Antriebs. Bereits 30 ms nach der Störung kann eine erste, deutliche Reaktion des PIDT₁-Reglers der überlagernden Drehzahlregelung, dargestellt in Abbildung 7.24, und dadurch eine Anhebung der unteren Drehmomentschranke, zu sehen im unteren Teil der Abbildung 7.23, beobachtet werden. Nach ca. 75 ms ist das gesamte elektromotorische Bremsmoment auf null reduziert.

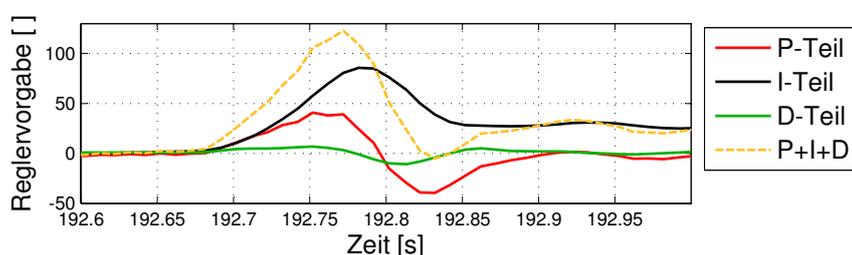


Abbildung 7.24: Einfluss einer Störgröße auf den Verlauf der Werte des PID-Reglers

Während der Ausregelung des überbremsten Rades bewegt sich der eingezeichnete Arbeitspunkt entlang der oberen Drehmoment-Grenze auf der Abszisse des Kennfeldes, bis die Geschwindigkeit des Elektromotors die untere Drehzahl-Grenze wieder überschreitet.

An der Ausregelung der Änderung der Motorgeschwindigkeit durch den Reibwertsprung sind insbesondere die Proportional- und die Integralanteile der Regelung beteiligt. Der Differentialanteil der Regelung wirkt dämpfend einem Überschwingen des Reglers entgegen.

7.6.3.2 Simulative Untersuchung der elektromotorischen Bremschlupfregelung

Die in der Regel radindividuell arbeitenden Bremschlupfregler verhindern das unkontrollierte Blockieren der Räder. Eine Select-Low-Bremsenregelung bestimmt das Bremsmoment beider Räder einer Achse gemeinsam. Die Höhe des Bremsmoments bestimmt dabei das Rad mit dem niedrigeren Kraftschluss. Wie im Abschnitt 7.6.3.1 gezeigt, kann eine elektromotorische Select-Low-Regelung eines mit einem Zentralmotor angetriebenen Fahrzeugs durch die frühe Erkennung einer Störung, sowie schnelle Einleitung ihrer entgegenwirkender Maßnahmen, die Folgen der Störung für die Radstabilität reduzieren. Die Interpretation der Motorgeschwindigkeit, als Information über die Radgeschwindigkeiten gibt dabei eine zuverlässige Aussage über die mittlere Geschwindigkeit beider Räder. Es ist jedoch möglich, dass zwei stark unterschiedliche Radgeschwindigkeiten im Mittel Werte ergeben, die keinen stabilisierenden Eingriff der

7.6 Praktische Untersuchung der überlagernden Drehzahlregelung

Regelung einleiten, obwohl ein Rad bereits deutlich überbremst ist. Zudem können die Bremsmomente nicht radindividuell angepasst werden. Die Ausschöpfung des Reibwertpotenzials für eine Verkürzung des Bremsweges ist insbesondere während einer μ -split-Bremmung nur unter Verwendung eines radindividuell arbeitenden Bremssystems möglich. Auch aus diesem Grund verzichtet man heute, wie im Abschnitt 4.1 beschrieben, auf den Einsatz des elektromotorischen Bremssystems bei Erkennung von Niedrigreißwert.

Die Ausschöpfung des Potenzials des Traktionsmotores eines Zentralmotorkonzeptes als Bremssystem bei gleichzeitiger Kompensation der Nachteile des Select-Low Regelkonzeptes erscheint durch gemeinsame Regelung beider Bremssysteme möglich. Das triviale Regelkonzept einer gemeinsamen Regelung der Bremskräfte der Reibbremsen und des Elektromotors aus dem Bremssteuergerät wurde im Abschnitt 4.2 gezeigt. Wie aus der Abbildung 4.2 und Abbildung 4.3 ersichtlich, führt diese Regelarchitektur zu einer niederdynamischen Regelung des Elektromotors und damit nicht zu erhofften Ergebnissen. In diesem Abschnitt wird eine alternative Regelarchitektur vorgestellt, die die Ausnutzung der Potenziale unter der Verwendung der heutigen Steuergerätearchitektur verspricht.

Neben der maximalen Fahrstabilität steht auch eine maximale Rekuperation der Bremsenergie im Vordergrund des Interesses. Dafür sollte das elektromotorische Bremssystem einen maximalen Anteil der Bremskraft zu der Bremsung beitragen, der dem Elektromotor noch eine Reserve von ca. 33 % der maximalen Bremskraft für eine Bremskrafterhöhung lässt. So kann das elektromotorische Bremssystem bis zu einem gewünschten Bremsmoment in Höhe von 67 % des Bremsmomentpotenzials der Elektromaschine die gesamte Bremsenergie am betreffenden Rad rekuperieren. Die Reibbremsen werden unter Verwendung der Raddrehzahlsensoren aus dem Bremsensteuergerät gesteuert. Die berechneten Bremsmomente werden an den ebenfalls elektromotorisch gebremsten Rädern insgesamt um die 67 % des Bremspotenzials des Elektroantriebs reduziert. Das dafür aus dem Antriebsregler an das Bremsensteuergerät übermittelte Bremspotenzial hängt vom Zustand des elektromotorischen Antriebs ab und ist eine sich in der Regel nur langsam ändernde Größe. Wird der Bremsmomentenwunsch weiter erhöht, sodass es die 67 %-Grenze des Potenzials des elektromotorischen Antriebs übersteigt, dann wird die langsamere und nicht rekuperationsfähige Reibbremse in die Bremsaufgabe mit eingeregelt. Bei einem Reibwertsprung kann die Elektromaschine schnell das Drehmoment an die sich veränderte Reibwertlage anpassen. Im Falle eines dann unterbremsten Rades stehen ihr noch 33 % des Drehmomentpotenzials zur Erhöhung der Bremskraft zur Verfügung.

7. ÜBERLAGERENDE DREHZAHLREGELUNG

Im Falle einer überbremsten Rades, was fahrdynamisch kritischer zu bewerten ist, kann die Elektromaschine das Drehmoment sehr schnell reduzieren und das Rad sogar aktiv beschleunigen, bis der gewünschte Schlupfwert sich wieder eingestellt hat.

Die Architektur dafür benötigter koordinierter, kooperativer Bremsenregelung ist in Abbildung 7.25 dargestellt.

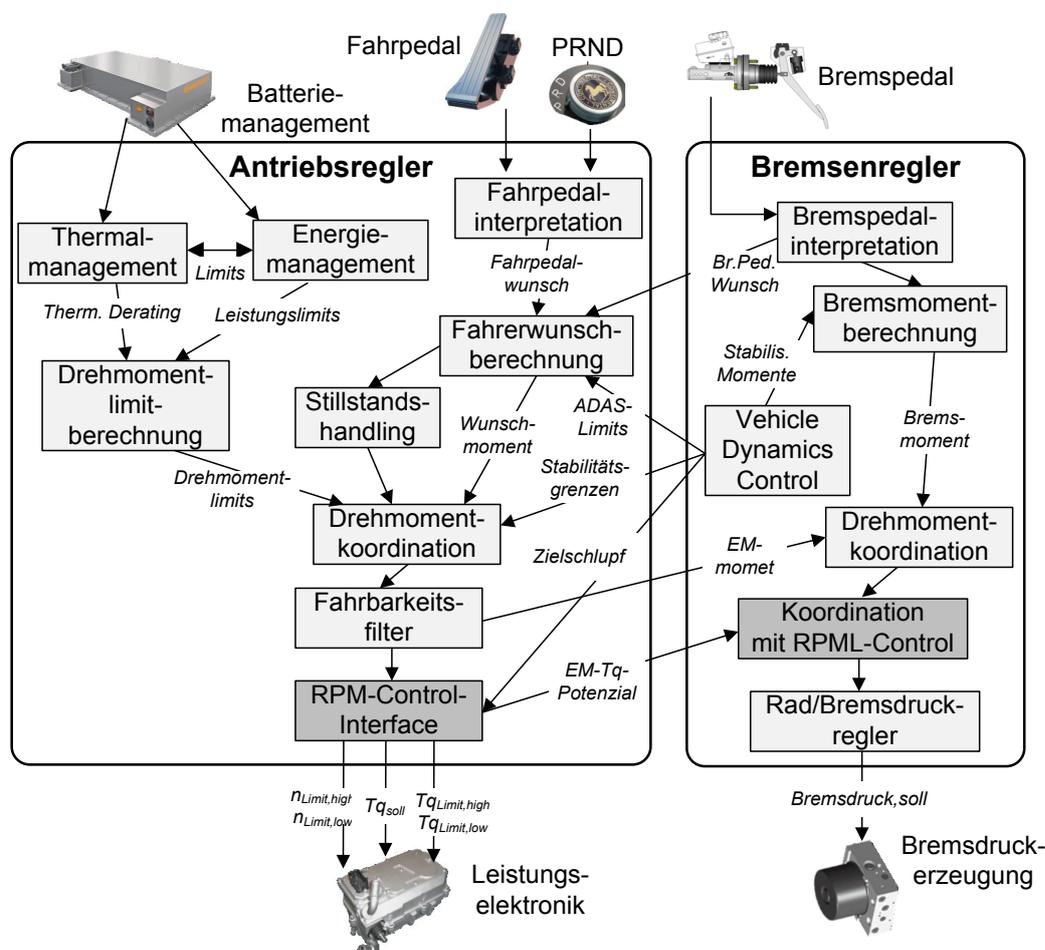


Abbildung 7.25: Architektur der koordinierten, kooperativen Bremsenregelung

Das für die praktische Untersuchung der Arbeit verwendete Fahrzeug bietet zum Zeitpunkt der Fertigstellung dieser Arbeit keine Manipulationsmöglichkeit der Kräfte der Reibbremsen. Aus diesem Grund wird das in diesem Abschnitt beschriebene Zusammenspiel der Regelungen des elektrischen Antriebs mit den Reibbremsen simulativ gezeigt. Als Simulationsplattform wurde die CarMaker Simulationsumgebung der Firma IPG aus Karlsruhe verwendet.

7.6 Praktische Untersuchung der überlagernden Drehzahlregelung

Das Simulationsmodell bildet das Verhalten eines Gesamtfahrzeugs nach und enthält die im Versuchsfahrzeug verwendete Software des Antriebsreglers, die überlagernde Drehzahlregelung der Leistungselektronik sowie die ebenfalls im Versuchsträger verwendete Software der elektrohydraulischen Bremse MKC1. Der Antriebsregler und die überlagernde Drehzahlregelung der Leistungselektronik werden so wie im Fahrzeug mit 10 ms Zykluszeit gerechnet, die Bremsensoftware benötigt eine Zykluszeit von 1 ms. Alle im realen Versuch maßgeblichen Latenzen für die Ist-Wertbestimmung und die Kommunikation zwischen den Steuergeräten werden in der Simulation berücksichtigt. Eine Beschreibung des Simulationsmodells erfolgt im A.4.

In Abbildung 7.26 sind die berechneten Ergebnisse einer kooperativen und koordinierten Bremsung auf trockenem Asphalt dargestellt. Im Bereich zwischen $t = 2,26$ bis 3,7 Sekunden erfährt das rechte Vorderrad einen Reibwertsprung um 0,8 auf den Wert 0,2. Wie in der Abbildung zu sehen, erhöht der Elektromotor zu Beginn der Bremsung schnell seine Bremskraft bis auf sein realisierbares Maximum und sorgt damit für frühe Radeinbremsung. Sobald, leicht verzögert, auch die Reibbremsen ihren Sollwert erreichen, reduziert der elektrische Antrieb seine Bremsmomente auf das an die Bremsenregelung übermittelte Bremspotenzial. Die in Farbe rot dargestellte Summe der auf die Räder wirkenden Bremskräfte regelt die gewünschte Sollradgeschwindigkeiten genau ein. Nach dem Reibwertsprung zum Zeitpunkt $t = 2,26$ Sekunden erhöht der elektromotorische Antrieb sein Drehmoment an beiden Rädern innerhalb von 0,05 Sekunden auf null Nm und regelt innerhalb weiteren 0,7 Sekunden das am Rad mit geringerem Kraftschluss übertragbare Drehmoment ein. Die Reibbremse reduziert das Bremsmoment am Rad mit geringerem Kraftschluss erst verzögert. Am Rad mit höherem Kraftschluss regelt die konventionelle Bremse zu dem verbleibendem elektromotorischen Drehmoment das noch übertragbare Bremsmoment ein. Nach dem erneuten Reibwertsprung auf einen höheren Reibwert werden das elektromotorische und das elektrohydraulische Bremsmoment wieder erhöht.

Ein Reibwertsprung auf einer Seite des Fahrzeugs verursacht eine Reduzierung der maximal auf die Straße übertragbaren Kraft und kann während einer starken Abbremsung ein hohes Giermoment erzeugen. Kommt das Giermoment für den Fahrer unerwartet und führt es zu einer großen Gierrate, so kann es den Fahrer in seiner Führungsaufgabe überfordern. Eine Gierratensteuerung in der konventionellen Reibbremse unterstützt den Fahrer bei der Führungsaufgabe mit der Funktion der Giermoment-Aufbau-Regelung (GMA-Regelung). Die GMA-Regelung gibt die Verteilung der Brems- und Antriebskräfte derart vor, dass die Giergeschwindigkeit die vom Fahrer beherrschbaren Grenzzustände unterschreitet. Zwar wird durch den zeitverzögerten Aufbau

7. ÜBERLAGERENDE DREHZAHLREGELUNG

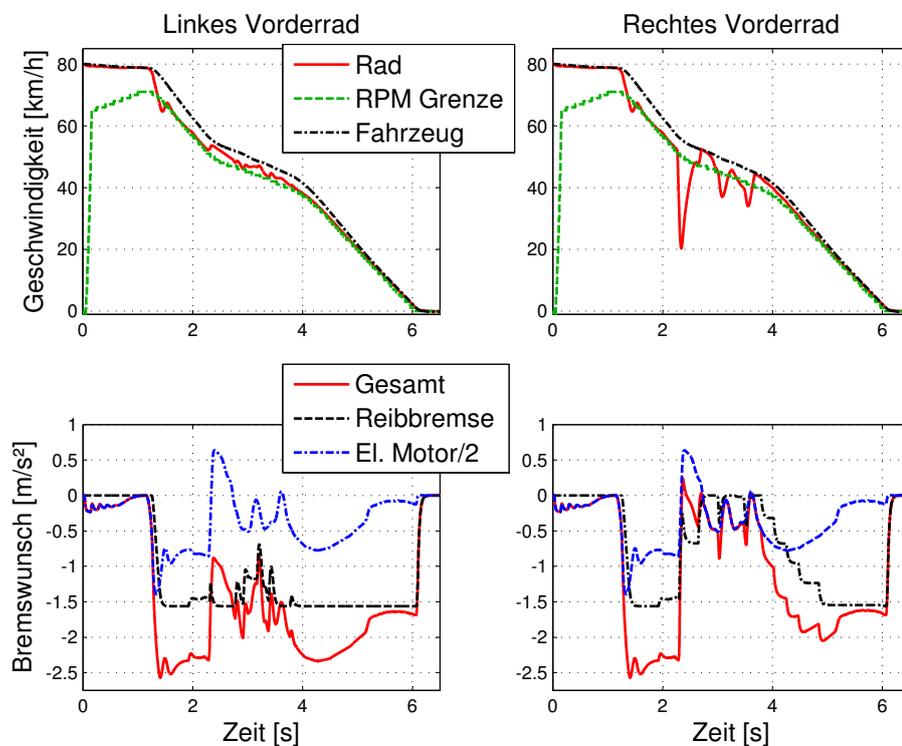


Abbildung 7.26: Simulative Untersuchung der kooperativen Regelung zweier Bremssysteme

der Bremskräfte der Bremsweg verlängert, der Fahrer erhält jedoch durch den verzögerten Aufbau der Gierrate die Möglichkeit, den Lenkwinkel rechtzeitig anzupassen. Bei dem in Abbildung 7.26 gezeigten Manöver führt die Reduktion des elektromotorischen Bremsmoments nach der Reibwertabsenkung durch die Differenzialkopplung auch zu einem kurzzeitigen Unterbremsen des linken Rades, welches auf Hochreibwert betrieben wird. Diese kurzzeitige Unterbremsung entspricht der Funktion der Gierrate-Aufbau-Regelung und kann daher trotz der geringen Bremswegverlängerung als positiv gewertet werden.

In der Regel kann eine auf das Rad wirkende Störgröße, wie z. B. eine schnelle Reibwertänderung nicht im Voraus erkannt werden. Erst wenn ein Rad aufgrund der Störgröße plötzlich beschleunigt oder verzögert wird, können Fahrdynamiksysteme die Radbeschleunigung detektieren und den Brems- bzw. Antriebswunsch anpassen. Bei einer schnellen Reibwertreduzierung kann derzeit selbst durch eine schnelle Bremsmomentreduktion ein Überbremsen des Rades nicht verhindert werden. Nach der Reduzierung des Bremsmoments wird das überbremsste Rad durch den Kontakt des Reifenlatsches zur Fahrbahn wieder beschleunigt und erreicht erst stark zeitverzögert seine schlupfabhängige Ziel-Radgeschwindigkeit. Hier zeigt der elektromotorische

7.6 Praktische Untersuchung der überlagernden Drehzahlregelung

Antrieb einen weiteren Vorteil, nämlich die Möglichkeit, im Regelfall das Rad auch hochdynamisch anzutreiben. In Abbildung 7.27 sind die Ergebnisse eines Reibwertsprungs auf einer Seite des Fahrzeugs während einer Bremsung mit drei unterschiedlichen Topologien der Bremsenregelung dargestellt. In der Farbe Schwarz werden die Ergebnisse einer elektrohydraulischen Reibbremse gezeigt. Rot werden die Ergebnisse der kooperativen Bremsenregelung dargestellt. Das Konzept erlaubt trotz des vom Antriebsregler während des Manövers geforderten verzögernden Moments, ein kurzzeitiges Stellen positiver Momente durch den elektrischen Antrieb. Dadurch kann ein zum Überbremsen neigendes Rad aktiv zurück auf seine Zielgeschwindigkeit beschleunigt werden. Grün ist ein limitiertes, kooperatives Regelkonzept dargestellt, das keine positiven Momente während eines Bremsvorgangs stellen kann.

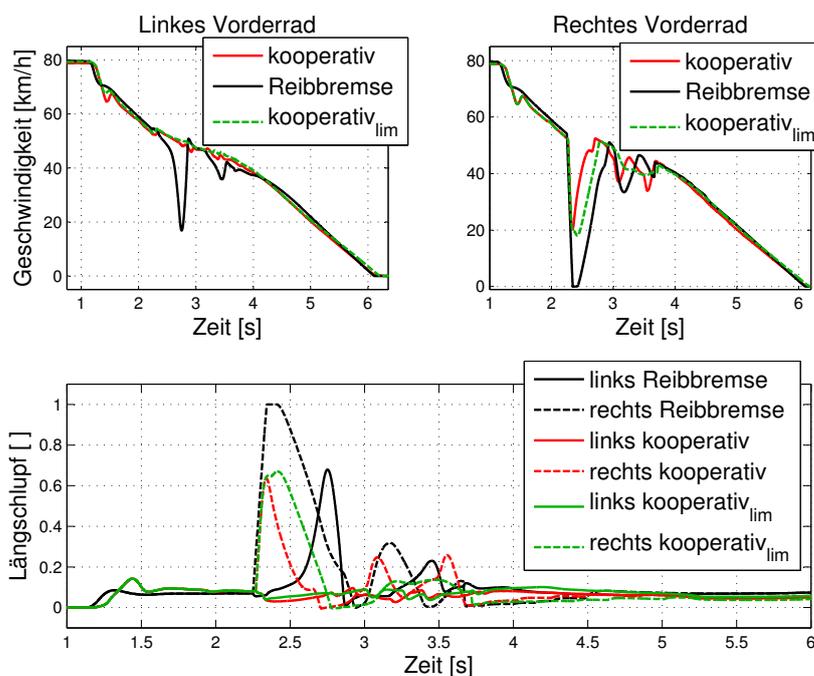


Abbildung 7.27: Vergleich der Kompensationsmöglichkeit eines Reibwertsprungs durch unterschiedliche Regeltopologien

Der Vergleich macht deutlich, dass die Einbeziehung des elektromotorischen Antriebs zur Ausregelung der auf die Räder der angetriebenen Achse wirkenden Störgrößen die Überbremsungsphasen deutlich reduzieren kann. Der zusätzliche Freiheitsgrad des elektrischen Antriebs zum aktiven Beschleunigen der bereits überbremsen Räder kann die Zeit bis zum Wiederstabilisieren der Räder weiter senken.

7. ÜBERLAGERENDE DREHZAHLREGELUNG

7.6.3.3 Untersuchung der elektromotorischen Regelung des Antriebsschlupfs im Versuchsträger

Wie bereits zu Beginn des Abschnitts 7.6.3 beschrieben, erfolgt heute die Regelung des Antriebsschlupfs im Stabilitätsregler durch die Anpassung des Motormoments und der radindividuellen Bremsdrücke. Als Hauptproblem der heutigen Antriebsschlupfregelung wird in [61] die Schwingung des Antriebsstrangs beschrieben. Die Maßnahmen zur Verhinderung der Schwingung haben einen Tiefpasscharakter und führen zu späten Eingriffen. Die Haftgrundausnutzung heutiger Antriebsschlupfregelsysteme wird dadurch sogar als unterhalb der Haftgrundausnutzung der Antiblockiersysteme liegend beschrieben [61].

Aufgrund des symmetrischen Verlaufs der Abszissen der Kraft-Schlupf-Kurven der Reifen-Fahrbahn-Paarungen ist die Aufgabe der Regelung des Antriebsschlupfs nahe übereinstimmend mit der Aufgabe der Regelung des Bremsschlupfs. Die Unterschiede in der Regelung des Antriebs- und des Bremsschlupfs ergeben sich heute aus dem Einsatz unterschiedlicher Aktoren für diese Aufgaben. Elektromotorische Aktoren eignen sich für die Regelung positiver und negativer Drehmomente und daher gleichermaßen für die Durchführung beider Aufgaben. Analog zur Regelung des Bremsschlupfs wird in diesem Abschnitt die Regelung des Antriebsschlupfs unter Verwendung der überlagernden Drehzahlregelung in der Leistungselektronik untersucht. Aufgrund der fehlenden Schnittstellen zum Ansteuern des Bremssystems beschränkt sich die Erprobung im Versuchsfahrzeug auf die antriebsseitigen Möglichkeiten. In Abbildung 7.28 sind die Ergebnisse eines Anfahrvorgangs auf schneebedeckter Fahrbahn dargestellt.

Zum Zeitpunkt $t = 2,6$ Sekunden betätigt der Fahrer das Fahrpedal und erhöht langsam die Drehmomentanforderung. Zum Zeitpunkt $t = 3,2$ Sekunden erreicht die Motordrehzahl die vorgegebene, obere Geschwindigkeitsgrenze, wodurch die Vorgaben des PIDT₁-Reglers, dargestellt in Abbildung 7.29, ansteigen und das Motormoment begrenzen. Der Arbeitspunkt während der Regelung ergibt sich im Schnittpunkt der oberen Geschwindigkeitsgrenze und dem übertragbaren Drehmoment des vorgegebenen Schlupfwertes.

Durch die Differenzialkopplung der Räder der angetriebenen Achse kann ein ungleicher Reibwert auf beiden Seiten des Fahrzeugs zu unterschiedlichen Raddrehzahlen führen. Das Motormoment wird durch das Differenzial auf beide Räder der angetriebenen Achse aufgeteilt. Überschreitet das Drehmoment an einem Rad das maximal Übertragbare, so wird es überproportional zur Fahrzeuggeschwindigkeit seine Geschwindigkeit und damit seinen Schlupf erhöhen.

7.6 Praktische Untersuchung der überlagernden Drehzahlregelung

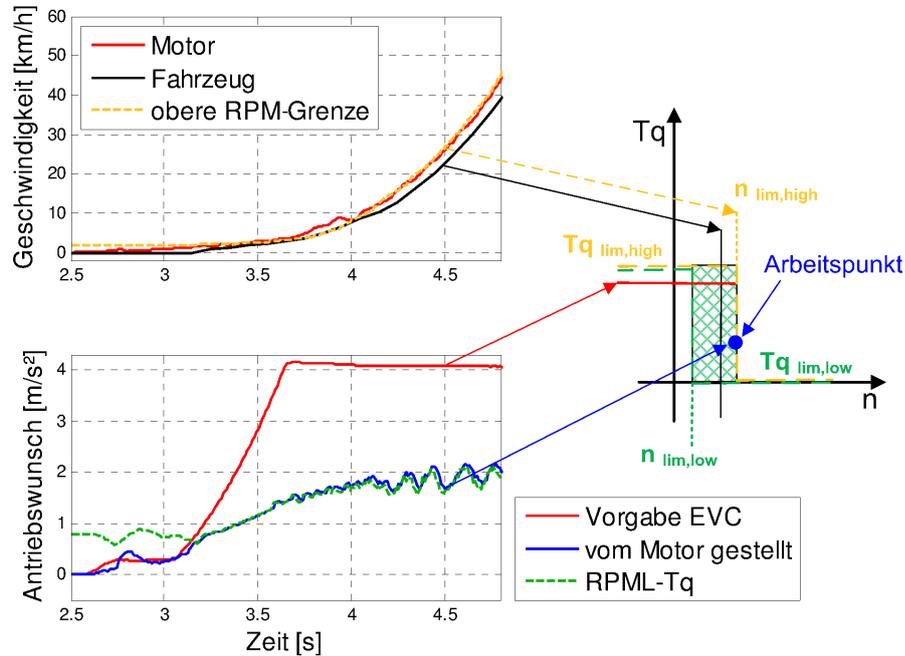


Abbildung 7.28: Arbeitspunkt des Antriebs bei elektromotorischer Antriebsschlupfregelung

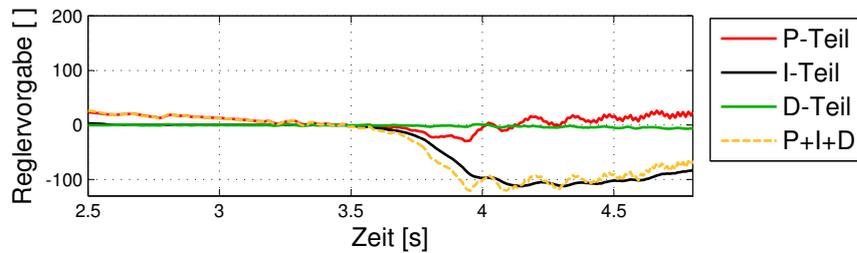


Abbildung 7.29: Verlauf der Werte des PID-Reglers bei der Antriebsschlupfregelung

Das Rad mit dem höheren Reibwert nimmt dabei im ungünstigsten Fall die Fahrzeuggeschwindigkeit an und erreicht somit einen Schlupfwert von Null. Die Begrenzung der mittleren Radgeschwindigkeit der Achse bewirkt, dass die Geschwindigkeit des auf niedrigerem Reibwert zum Durchdrehen neigenden Rades beim Erreichen der doppelten vorgegebenen Motorgeschwindigkeit begrenzt wird. Damit erreicht das sich schneller drehende Rad im ungünstigsten Fall einen Schlupfwert, der dem doppelten, vorgegebenen Schlupfwert entspricht. Die Möglichkeit den Antriebsschlupf auf den doppelten Wert des Zielschlupfs zuverlässig begrenzen zu

7. ÜBERLAGERENDE DREHZAHLREGELUNG

können, kann als positiv bewertet werden, da kein Rad mehr, so wie bei aktuellen Systemen, unkontrolliert durchdreht und z. B. eine Schneedecke zu Eis poliert. Eine weitere Steigerung der Haftwertausnutzung kann analog zu der im letzten Abschnitt beschriebenen μ -split Situation beim Bremsen durch einen koordinierten Eingriff der elektromotorischen Antriebs und der hydraulischen Bremsen erfolgen. Die Reibbremsen verzögern dabei so wie heute auch auf Grundlage der Raddrehzahlsensoren interindividuell die sich schneller drehenden Räder auf ihren Zielschlupf. Dadurch wird gewährleistet, dass das auf dem höheren Reibwert betriebene und über das Differenzial gekoppelte Rad den Reibwert ausnutzen kann. Die Regelung der Radeinbremsung kann niederdynamisch erfolgen. Die überlagernde Drehzahlregelung stellt dabei übertragbare Antriebsmoment ein und regelt hochdynamisch weitere Reibwertschwankungen aus.

Kapitel 8

Zusammenfassung

Der Einsatz elektromotorischer Traktionsantriebe in Kraftfahrzeugen bietet der Fahrzeugindustrie neue Möglichkeiten zur Erhöhung der Funktionsgüte von bereits existierenden Fahrerassistenzsystemen und zur softwarebasierten Umsetzung neuer Funktionalitäten. Die Gründe dafür liegen in der hohen Dynamik und präzisen Steuerbarkeit der elektromotorischen Antriebe. Die dynamische Leistungsfähigkeit wird aber bei den heute auf dem Markt befindlichen Fahrzeugen nicht genutzt.

Im Rahmen dieser Arbeit sind die Ursachen für die mangelnde Etablierung des elektromotorischen Traktionsantriebs als festes Bestandteil des Brems- und Stabilisierungssystems identifiziert worden. Das sind einerseits die Drehmoment- und Leistungsgrenzen der als Antrieb ausgelegten elektromotorischen Wirkungskette und andererseits die evolutionär gewachsene Steuergeräte- und Funktionsarchitektur.

Auf Grundlage des in dieser Arbeit untersuchten Verzögerungsprofils in normalen Verkehrssituationen wurden Maßnahmen zur Aufhebung der technologischen Grenzen entworfen, die zur häufigeren Nutzung des elektromotorischen Antriebsstrangs als Bremssystem führten.

Das Motormoment des elektromotorischen Antriebs ist für eine Nutzung als alleiniges Bremssystem im PKW nicht ausreichend. Die Einführung der „kooperativen Bremsenregelung“ ermöglicht trotzdem eine dauerhafte Integration des Elektroantriebs in die Bremsstrategie. Die häufigsten Verzögerungen im Bereich von bis ca. 0,3 g werden dabei allen durch den elektromotorischen Antrieb durchgeführt. Werden höhere Verzögerungen gefordert, so werden der elektromotorische Antrieb und das konventionelle Bremssystem gemeinsam betrieben. Die benötigte Bremsgrundlast wird dabei durch die langsamer arbeitenden Reibbremsen gedeckt. Frühe Reaktionen und ein präzises Ausregeln von Störgrößen werden durch den schneller geregelten,

8. ZUSAMMENFASSUNG

elektromotorischen Antrieb erreicht.

Die Ergänzung des elektromotorischen Antriebsstrangs um einen elektrischen Widerstand ermöglicht eine Anhebung der heute durch die Energiespeicher gegebenen Leistungsaufnahmegrenzen und beseitigt das Defizit der bislang nur situationsabhängigen Verfügbarkeit des Traktionsantriebs zum Bremsen. Die nicht rekuperierbare Bremsenergie wird unter Zuhilfenahme des Widerstands dem elektrischen System entzogen, in Wärme umgewandelt und anschließend an den Wasserkreislauf abgegeben.

Die konventionelle Aufteilung der Regelaufgaben innerhalb der heutigen Steuergerätearchitektur ist für die Regelung der Traktionsmotoren mit langen Regelschleifen und Verzugszeiten behaftet. Dadurch reagiert der Elektroantrieb erst verzögert auf Störgrößen und verliert seine Dynamikvorteile. Durchgeführte Versuche Störgrößen hochdynamisch über den elektromotorischen Antrieb auszuregeln führten auf Grund der Verzugszeiten zu ungenügenden Ergebnissen. Durch die Verlagerung der zeitkritischen Regelaufgaben vom Fahrzeugregler in die Leistungselektronik konnte die zweite sich in Rahmen dieser Arbeit gesetzte Herausforderung gelöst und unter Einhaltung der heutigen Steuergerätearchitektur das dynamische Potenzial des elektromotorischen Antriebs besser ausgenutzt werden.

Als zeitkritisch stellten sich innerhalb dieser Arbeit die aktive Drehschwingungsdämpfung des Antriebsstrangs und die Regelung der Motorgeschwindigkeit heraus.

Elektromotorische Fahrzeugkonzepte, die durch einen Zentralmotor angetrieben werden, weisen eine erhöhte Drehschwingungsneigung des Antriebsstrangs auf. Die Schwingungen sind insbesondere bei niedriger und mittlerer Drehmomentanforderung spürbar. Durch zahlreiche Messreihen am Versuchsfahrzeug konnte die Schwingungsproblematik charakterisiert und geeignete Modelle zu ihrer Beschreibung gefunden werden. Auf Grundlage von Messungen und Simulationen konnten die weichen Gummielemente der Motoraufnahme in Verbindung der Drehzahlrückführung zur Stellstromberechnung als Ursachen für die erhöhte Drehschwingungsneigung identifiziert werden. Zur Erhöhung der Dämpfung wurde ein einfacher Algorithmus eingeführt. Die heute umgesetzten Lösungskonzepte im Antriebsregler führen zu einer Herabsetzung der Dynamik des Antriebs. Deswegen wurde in dieser Arbeit der dämpfende Algorithmus in die Leistungselektronik integriert, wo er die Drehschwingungen des Antriebsstrangs robust und schnell reduzierte. In Fahrversuchen konnte bei eingeschalteter aktiver Dämpfung das Aufschwingen des Antriebsstrangs nicht mehr hervorgerufen werden.

Die aktive Schwingungsdämpfung ermöglichte zudem neue Freiheitsgrade im Bezug auf die Berechnung der Vorgabe der Motormomente. Dafür wurde ein neuer, auf elektromotorische

Antriebe optimierter Antriebsregler entwickelt und in die Regelungskette des Versuchsfahrzeugs integriert. Durch Neugestaltung der Fahrbarkeitsfilter konnte das Ansprechverhalten des elektromotorischen Antriebsstrangs auf die Fahrervorgaben erhöht werden. Das Betätigen bzw. Lösen des Fahrpedals führte zu sofort spürbaren Reaktionen und machte die Fahrzeugreaktionen für den Fahrer berechenbarer. Durch eine auf Elektrofahrzeuge angepasste Interpretation des Fahrerwunsches konnte in Verbindung mit dem Antriebsregler eine einfachere Anpassung des Rekuperationsverhaltens an den Fahrerwunsch erreicht werden und bot eine Basis für die Einführung neuer Funktionen. Insgesamt führten die Änderungen in Fahrversuchen zu einer höheren Akzeptanz und häufigeren Anwendung des rekuperativen Bremsens.

Die Regelung der Antriebsmomente gilt heute als Stand der Technik zur Ansteuerung des Antriebsstrangs. Die Regelung der Motorgeschwindigkeit als zweite zeitkritische Aufgabe, wird durch die Drehmomentregelung nicht optimal gelöst. Als neues Werkzeug zum Einregeln der Motorgeschwindigkeit und damit zugleich zum Einregeln der mittleren Radgeschwindigkeiten wurde im Rahmen dieser Arbeit eine, die Drehmomentregelung überlagernde, Drehzahlregelung eingeführt. Auch sie wurde in die Leistungselektronik integriert. Die überlagernde Drehzahlregelung ermöglicht das Einregeln des Drehmoments unter Einhaltung von Drehzahlvorgaben. Als Vorgaben können z. B. Schlupfgrenzen oder Stillstandsgrenzen dienen.

Die in der Leistungselektronik konzeptbedingt mit hoher Auflösung und geringer Verzugszeit verfügbaren Informationen über das Motormoment sowie die Motorgeschwindigkeit erhöhen die Systemdynamik und reduzieren bei der in dieser Arbeit vorgestellten Regelarchitektur die Systemkomplexität. Die in der Leistungselektronik zusätzlich benötigten Vorgaben sind direkt von der Fahrzeuggeschwindigkeit abhängig und ändern sich im Vergleich zu den Radgeschwindigkeiten nur langsam. Aus diesen Grund können sie, ohne die Systemdynamik herabzusetzen, im Antriebsregler berechnet und über heutige Bussysteme gesendet werden.

Die theoretische Eignung des entworfenen Reglers wurde durch Stabilitätsuntersuchungen verifiziert. Die Validierung des Regelkonzepts erfolgte durch Gesamtfahrzeugsimulationen und Fahrversuche. Diese zeigten eine Zunahme der Leistungsfähigkeit des Schlupfregelsystems. Zusammen mit der Möglichkeit zum schnellen Ausregeln von auf die Räder wirkenden Störgrößen und einer Verbesserung der Manövrierbarkeit im Bereich geringer Geschwindigkeiten, steigerte das Regelkonzept die Beherrschbarkeit des Fahrzeugs und die Wirksamkeit reaktiver Assistenzsysteme. Die Erhöhung der Stabilität bei elektromotorischen Bremsungen erlaubt ein Anfordern höherer, elektromotorischer Bremsmomente und ermöglicht eine Anwendung des regenerativen Bremsens auch während sonst als fahrdynamisch kritisch bewerteten Situationen. Durch den

8. ZUSAMMENFASSUNG

damit verbundenen Anstieg des Rekuperationsgrades leistet die Arbeit zusätzlich einen Beitrag zur Reichweitenerhöhung.

Anhang A

Appendix

A.1 Zeitfolge beim Bremsvorgang

Während eines Bremsvorgangs ergibt sich die Anhaltezeit eines Fahrzeugs aus der Summe der Reaktionsdauer des Fahrers und der Bremsdauer. Die Reaktionsdauer ist die Zeit, die der Fahrer vom Erkennen des Hindernisses, Umsetzen des Gas- bzw. Bremspedals, zur Überwindung des Leerwegs des Bremspedals und zur Auslösung der Bremsung benötigt. Sie liegt zwischen 0,5 und 2 Sekunden, im normalen Straßenverkehr ist eine Sekunde ein realistischer Wert [48]. Die Bremsdauer setzt sich zusammen aus der Ansprechdauer, der Schwelldauer, der Vollbremsdauer und schließlich auch gegebenenfalls aus der Lösedauer. Die Ansprechdauer beschreibt die Zeitdauer vom Beginn des Bremsvorganges bis zu dem Augenblick, in dem die Bremse beginnt, das Bremsmoment zu erzeugen. Sie beträgt rund 20 bis 60 ms. Während der Ansprechdauer wird das Fahrzeug allein durch die Fahrwiderstände verzögert und bewegt sich näherungsweise immer noch mit seiner Ausgangsgeschwindigkeit. Die erste durch das Bremssystem verursachte Verzögerung beginnt während der Schwelldauer. Unter Schwelldauer versteht man die Zeit, die vom Beginn des ersten Momentanstiegs bis zum Erreichen des vollen Bremsmoments vergeht. Sie hängt stark vom Typ und der Ausführung der Bremsanlage ab und beträgt bei PKW meist rund 140 bis 180 ms [25]. Eine gesetzliche Grenze für die Ansprechdauer und die halbe Schwelldauer beträgt 360 ms [48]. Die volle Verzögerung des Fahrzeugs setzt erst mit der Beendigung der Schwellzeit in der Vollbremsphase ein. Die Zeitfolge während eines Bremsvorgangs wird in Abbildung 2.9 gezeigt

Ist das Sollbremsmoment aufgebaut, so muss im Falle einer Blockierneigung des Rades das Bremsmoment ebenfalls schnell vermindert werden. Die Zeit, die vom ersten Überschreiten des

A. APPENDIX

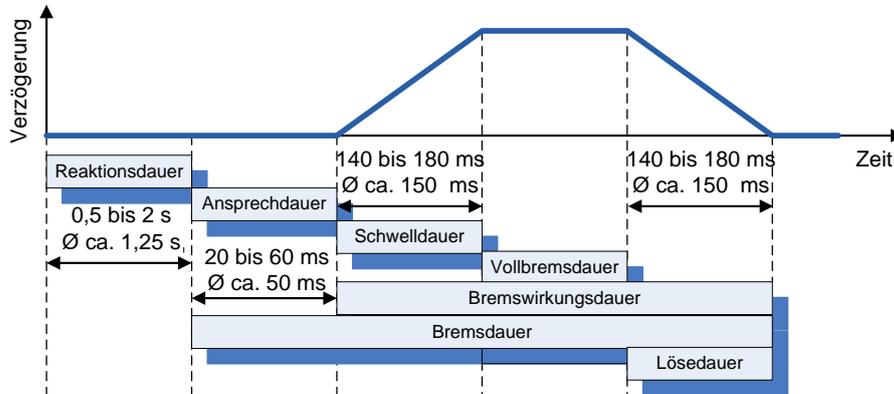


Abbildung A.1: Zeitfolge beim Bremsvorgang

vorgegebenen Schlupfwertes bis zur Minderung des Bremsmoments verstreicht, wird ebenfalls durch die Schwelldauer des Bremssystems festgelegt.

A.2 Verteilung der Längsbeschleunigung

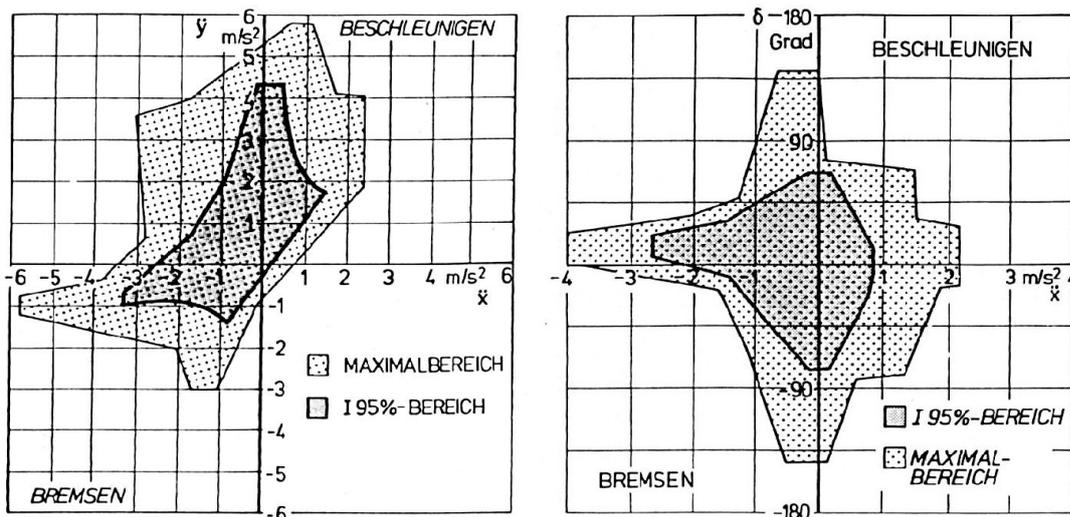


Abbildung A.2: Verteilung der Längsbeschleunigung in Fahrsituationen „Autobahnkreuz“ und „Landstrasse“ [9]

A.3 Regensburger Stadtzyklus

Der in Abbildung A.3 gezeigte Fahrzyklus wurde im Rahmen der Arbeit an der Effizienzsteigerung von Elektrofahrzeugen von der Vorentwicklung bei Continental GmbH in Regensburg festgelegt.

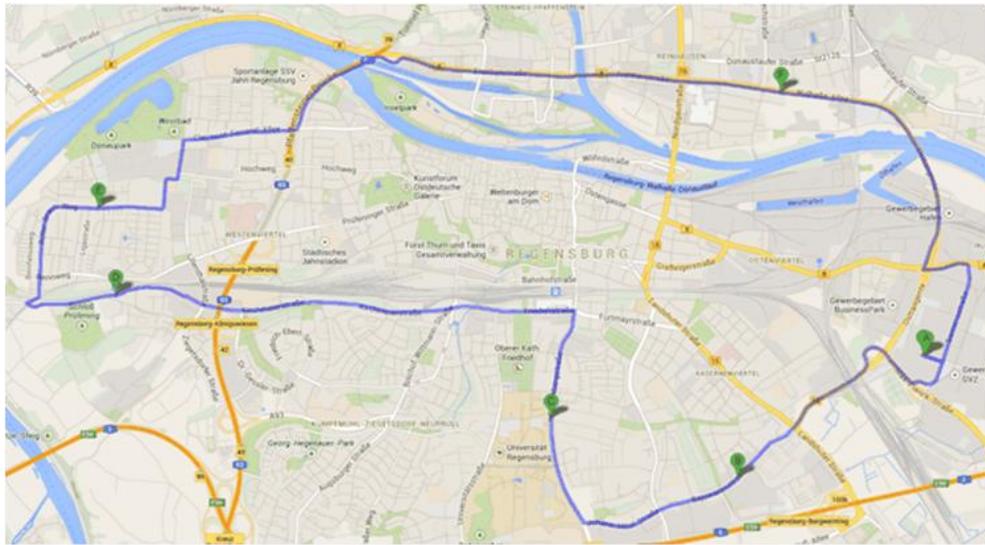


Abbildung A.3: Regensburger Stadtzyklus

Der Regensburger Stadtzyklus besitzt eine Länge von 22,2 km und erfordert eine Verkehrsabhängige Fahrzeit von ca. 40 min. Die Strecke besteht überwiegend aus inner- und außerstädtischen Verkehrsabschnitten und einem ca. einen Kilometer langem Autobahnabschnitt.

A.4 Werkzeugkette und Simulationsmodell

Die für die Arbeit entwickelten Algorithmen für den Antriebsregler wurden modellbasiert mit „Matlab/Simulink R2010b“ entwickelt. Die modellbasierte Entwicklung ermöglicht die Prüfung der Regler in allen Entwicklungsstufen auf ihre Funktion. Dadurch können Fehler frühzeitig identifiziert und im Fehlerfall verbessert werden. Der Ablauf der Erstellung und Erprobung der Algorithmen für den Antriebsregler ist im UML-Aktivitätendiagramm A.4 dargestellt.

Mit dem Ziel die entwickelten Algorithmen auf Seriensteuergeräten auszuführen wurde für die Modellierung des Antriebsreglers Festkomma-Arithmetik verwendet. Die getesteten Modelle wurden mit „Real-Time Workshop“ (RTW) und über den „Target Language Compiler“ (TLC) in C-Code übersetzt. Nach der Einbettung der Funktionssoftware in die Basissoftware

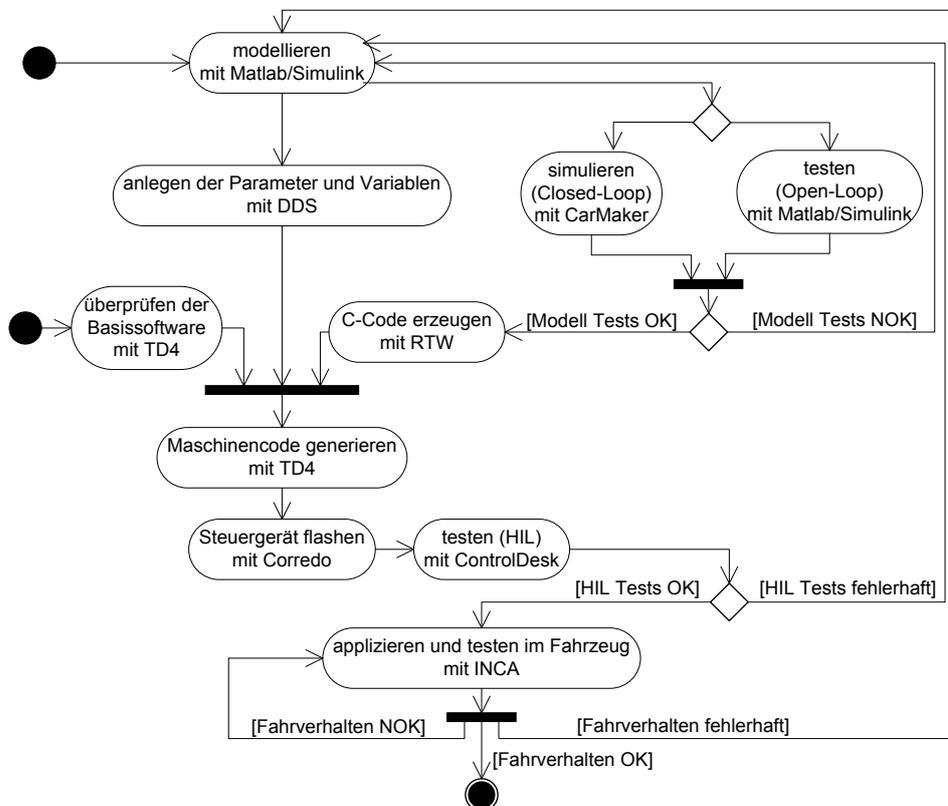


Abbildung A.4: UML-Diagramm der Erstellung und Erprobung der Software des Antriebsreglers

des Fahrzeugreglers wurde das Projekt mit dem Programmierwerkzeug „TD4-Indigo“ der Eclipse Foundation zum Maschinencode compiliert. Das Einspielen der Software auf das Steuergerät erfolgte mit „Corredo“ des Unternehmens Actia. Anschließend wurde die Kommunikation des lauffähigen Steuergerätes auf einem „Hardware in the Loop“ -Testplatz (HIL) überprüft. Die Applikation der Antriebsregelung sowie die Tests im Fahrzeug erfolgten unter Anwendung des Applikationssteuergeräts „ETK ES 592“ mit dem Tool „INCA“ des Unternehmens ETAS.

Der Ablauf der Erstellung und Erprobung der Invertersoftware ist in dem UML-Aktivitäten-diagramm A.5 dargestellt.

Die Entwicklung der Algorithmen für die Leistungselektronik erfolgte ebenfalls modellbasiert mit den Werkzeugen „TargetLink 3.0“ des Unternehmens dSPACE und „Matlab/Simulink R2008“. Für die C-Code Erzeugung wurde „TargetLink“ verwendet. TargetLink erhielt im Jahr 2009 von TÜV SÜD die Qualifizierung ISO 26262 und IEC 61508 [62] und ist damit für die Entwicklung von sicherheitskritischer Software geeignet. Für das Generieren des einspielba-

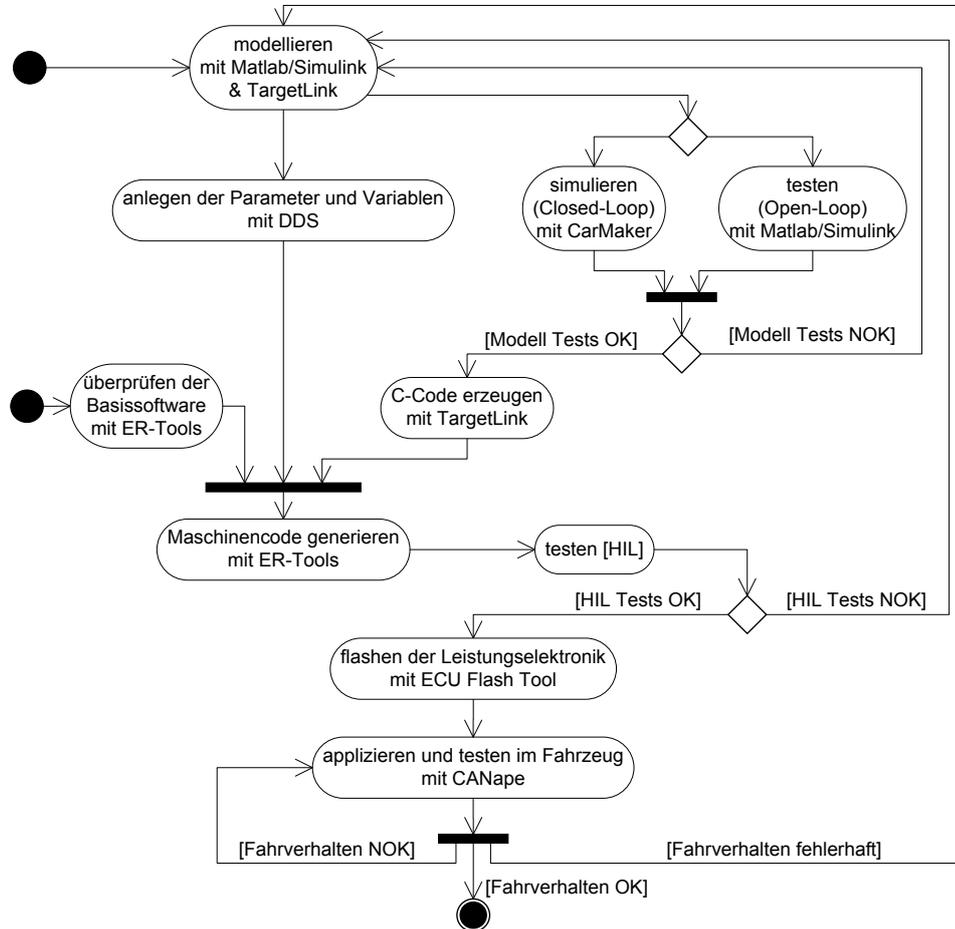


Abbildung A.5: UML-Diagramm der Erstellung und Erprobung der Software der Leistungselektronik

ren Codes wurde das Werkzeug „ER-Tools“ und für das das Einspielen der Software auf die Leistungselektronik das „ECU Flash Tool“ verwendet. Die Applikation der Leistungselektronik erfolgte mit dem Programm „CANape“ des Unternehmens Vector Inforamtik.

Die für diese Arbeit durchgeführten, simulativen Tests der Applikationssoftware des Antriebsreglers und der Leistungselektronik innerhalb des Gesamtfahrzeugs sowie die Untersuchung der Interaktion der unterschiedlichen Steuergerätesoftware untereinander, wurden unter Zuhilfenahme der Simulationsumgebung „CarMaker“ der Firma IPG aus Karlsruhe durchgeführt. Für Untersuchungen bietet das Programm CarMaker ein Umwelt-, Fahrer- und Fahrzeugmodell. Die Umweltsimulation ermöglicht die Darstellung unterschiedlicher Straßenreibwerte und -Unebenheiten. Sie können während der laufenden Simulation an beiden Fahrzeugseiten von-

A. APPENDIX

einander unabhängig verändert werden. Das Fahrzeugmodell ist ein Vierradfahrzeug und ermöglicht eine detaillierte Anpassung seiner Eigenschaften an das modellierte Fahrzeug. Der Detaillierungsgrad des Fahrzeugmodells kann gemäß den Anforderungen des zu prüfenden Modells angepasst werden. Die Reifen des Fahrzeugmodells als Bindeglied zwischen dem Fahrzeug und der Straße übertragen alle Kräfte auf die Fahrbahn. Der in der Simulation dieser Arbeit zugrunde liegende Zusammenhang zwischen dem Kraftschlussbeiwert und dem Schlupf wird in Abbildung A.6 dargestellt.

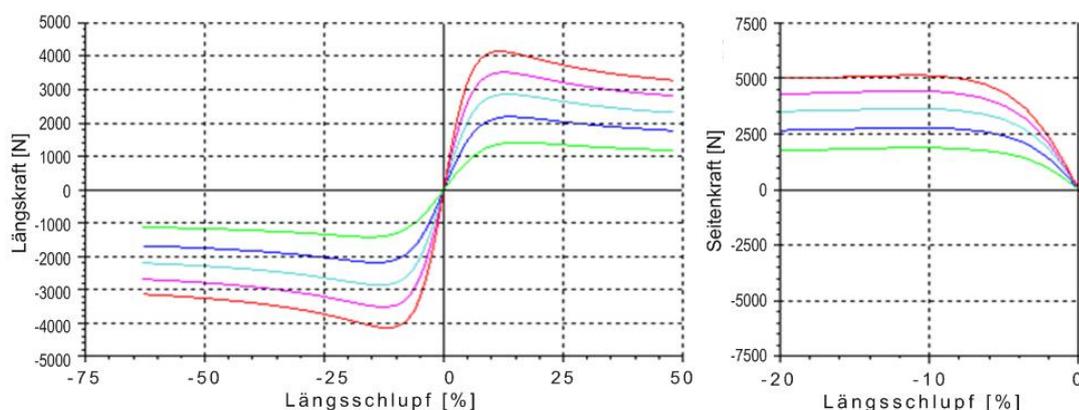


Abbildung A.6: Kraftschluss-Schlupf-Kurven des Simulationsmodells

In dem Simulationsmodell werden die Antriebstopologie, die zugrundeliegende Übersetzung im Antriebsstrang, die Raddurchmesser, die Massenträgheiten der Wellen, des Getriebes und des Differenzials abgebildet. Zugleich bilden diese Komponenten auch ein schwingungsfähiges System, welches sich negativ auf die Stabilität der Regelstrecke auswirkt. Bei der Simulation wurden daher auch die Steifigkeiten und die Dämpfung der an das Rad gekoppelten Komponenten berücksichtigt.

Das grundlegende Verhalten der elektrischen Traktionsmaschinen und der auf Reibung basierten Bremssysteme wurde in Kapitel 2.2 und Kapitel 2.3 beschrieben und liegt auch im Verhalten der simulierten Komponenten zugrunde. Die Verzögerungen durch Datenübertragung, Raddrehzahl- und Beschleunigungserfassung wurden berücksichtigt. Die für die Simulation verwendeten Regler des Antriebsstrangs, der Bremsen sowie der überlagernden Drehzahlregelung im Inverter sind die gleichen Regler, die auch in dem Versuchsfahrzeug verwendet wurden.

A.5 Zusätzliche Ergebnisse der aktiven Schwingungsdämpfung des Antriebsstrangs

Anfahren an Steigungen rückwärts gehört zu den Manövern, bei denen die Schwingung des elektromotorischen Antriebsstrangs besonders einfach hervorgerufen werden kann. In Abbildung A.7 sind Ergebnisse der Dämpfung der Antriebsstrangschwingung beim Rückwärtsanfahren an einer Steigung dargestellt.

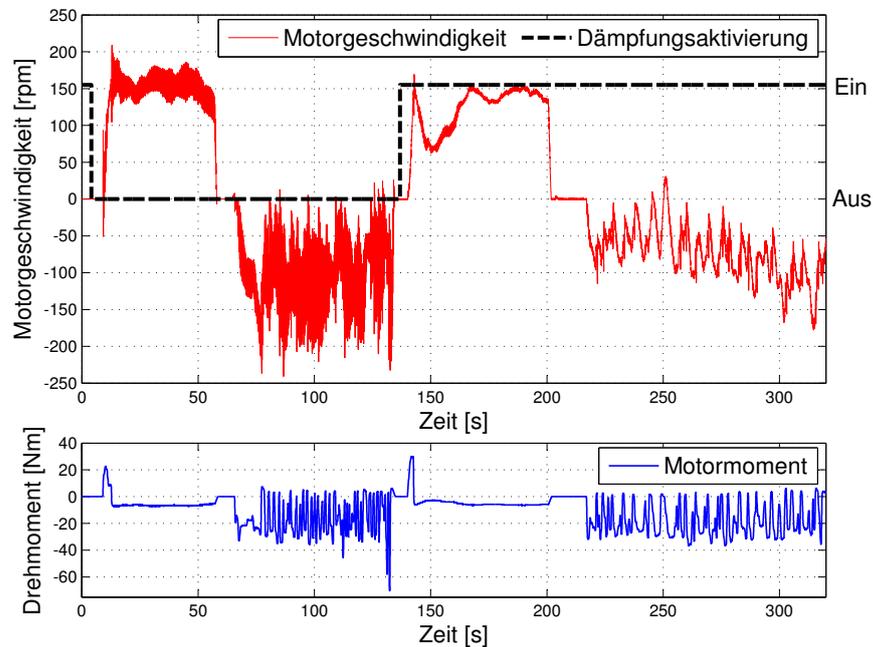


Abbildung A.7: Motorschwingung beim Rückwärtsanfahren an einer Steigung

Im oberen Teil der Abbildung sind die Drehzahl des Elektromotors und das Aktivierungssignal des dämpfenden Algorithmus abgebildet. Im unteren Teil ist das Drehmoment aufgeführt. Durch das Ändern des Drehmoments über das Fahrpedal versucht der Fahrer ein Schwingen zu provozieren. Wie aus der Abbildung ersichtlich, kann der Fahrer nach der Aktivierung des dämpfenden Algorithmus in der Leistungselektronik kein Aufschwingen des Antriebsstrangs mehr verursachen. In Abbildung A.8 sind die Frequenzen während des Manövers ohne und mit aktiver Dämpfung dargestellt. In der Abbildung ist erkenntlich, dass der Algorithmus die Schwingung im Frequenzbereich zwischen 2 und 12 Hz dämpft.

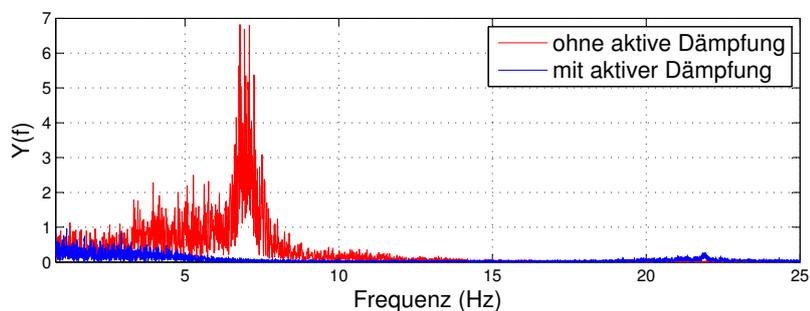


Abbildung A.8: Vergleich der Frequenzen beim Handling an einer Steigung

In Abbildung A.9 sind die Ergebnisse der Dämpfung einer bereits eingeschwingenen Schwingung dargestellt. Wie aus der Messung ersichtlich kann der Algorithmus auch diese bedämpfen.

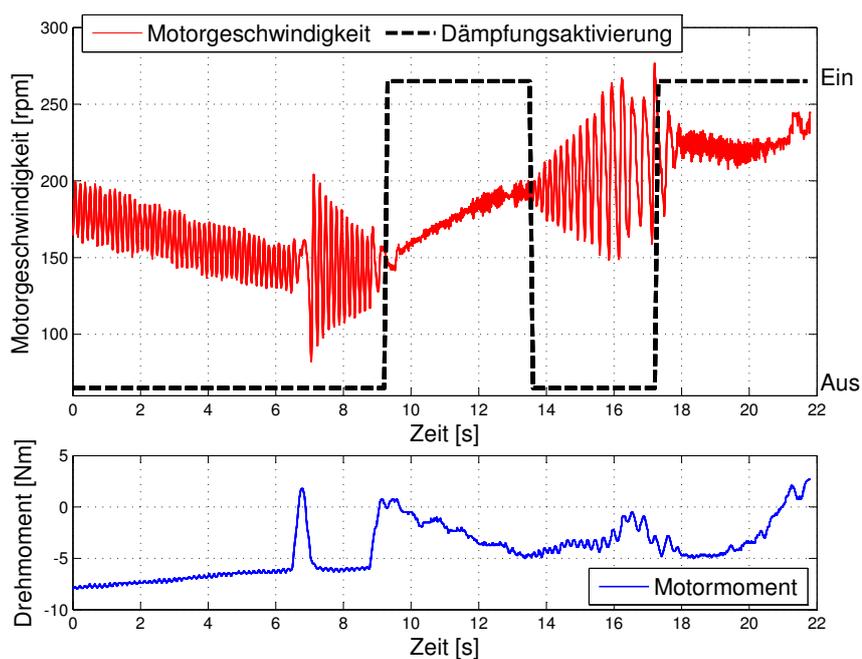


Abbildung A.9: Dämpfung einer eingeschwingenen Schwingung

A.6 Berghaltfunktion - zusätzliche Ergebnisse

In Abbildung A.10 sind exemplarisch die Ergebnisse des Anhaltens an einer negativen Steigung aus Rückwärtsfahrt mit der überlagernden Drehzahlregelung in der Leistungselektronik dargestellt.

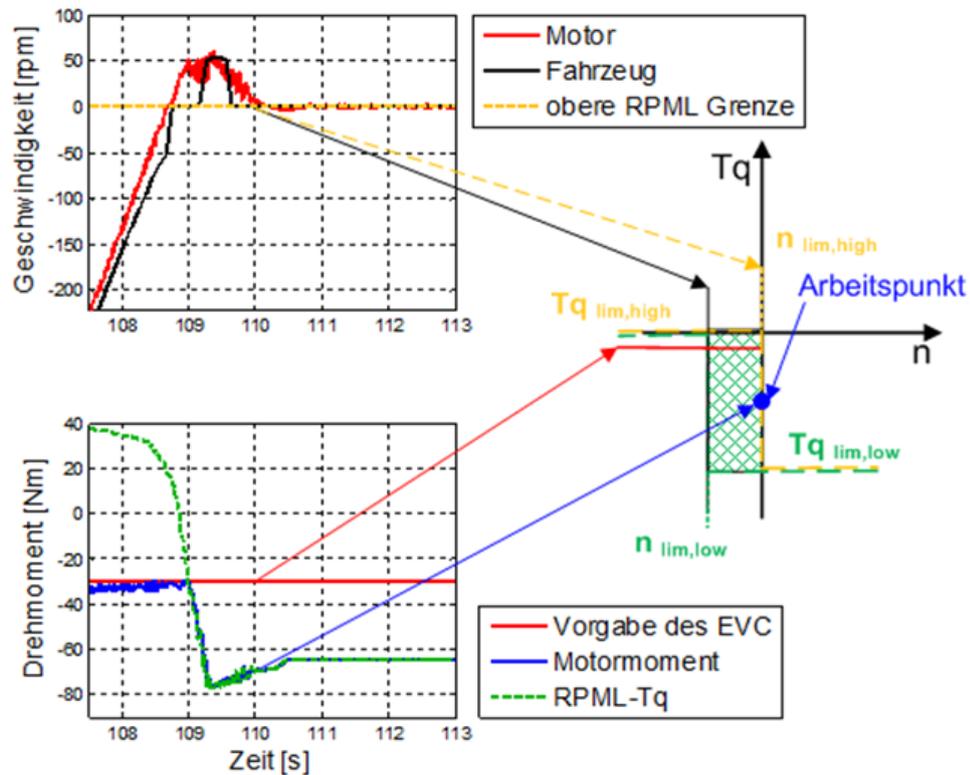


Abbildung A.10: Arbeitspunkt des Berghalteassistenten beim Anhalten aus Rückwärtsfahrt

Bei dem hier dargestellten Manöver wird trotz dem eingelegten Fahrtrichtungswunsch „Rückwärts“ und einem gelösten Fahrpedal ein negatives Drehmoment generiert. Der Arbeitspunkt des Antriebs befindet sich in diesem Fall, wie in Abbildung A.10 dargestellt, im Schnittpunkt der oberen Drehzahlgrenze und des benötigten Haltemoments. In diesem Fall des Anhaltens an einer höheren Steigung verursacht das Einregeln der Drehmomente ein kurzes Zurückrollen des Fahrzeugs. Die in der Taktzeit von 10 ms arbeitende Regelung benötigt dafür ca. eine Sekunde und erlaubt während dieser Zeit ein Zurückrollen mit einer von der Steigung abhängigen mittleren Motorgeschwindigkeit von ca. 12.5 bzw. 25 rpm. Auf die Fahrzeugbewegung umgerechnet entspricht es einer unbeabsichtigten Fahrzeugbewegung von ca. 40 bzw. 80 mm. Nach dem Einregeln des Drehmoments stabilisiert sich das Fahrzeug.

A.7 Elektromotorische Bremsschlupfregelung - zusätzliche Ergebnisse

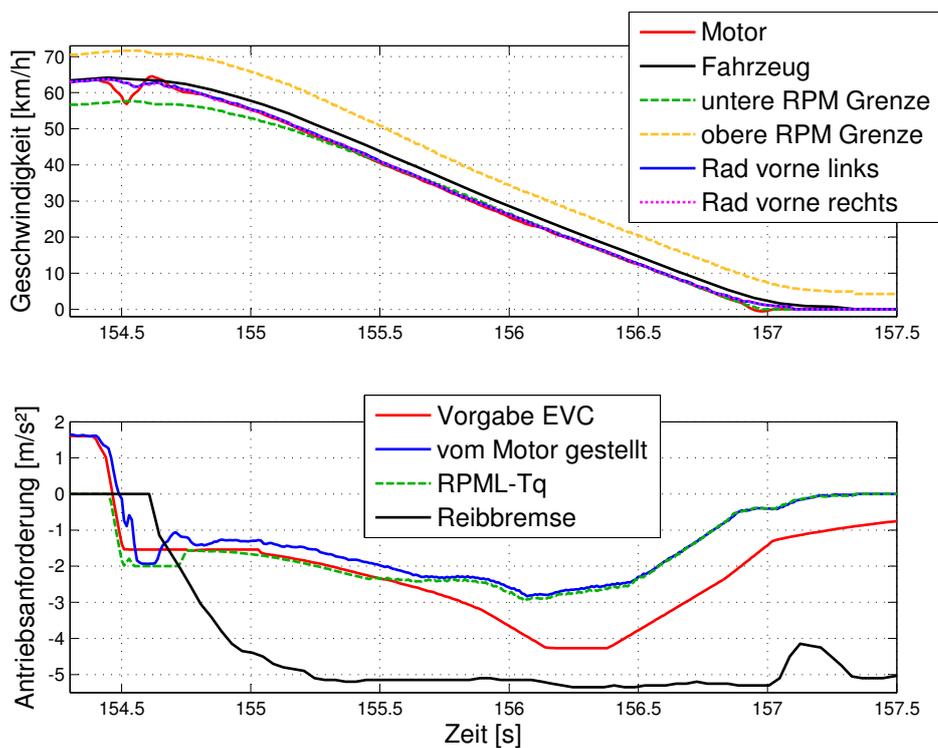


Abbildung A.11: Elektromotorische Bremsschlupfregelung

A.7 Elektromotorische Bremsschlupfregelung - zusätzliche Ergebnisse

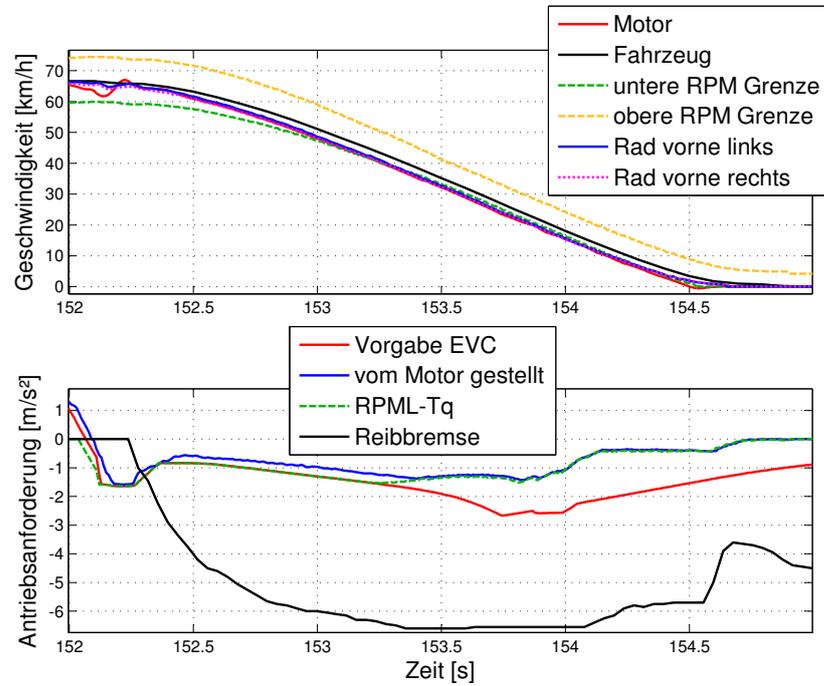


Abbildung A.12: Elektromotorische Bremsschlupfregelung 2

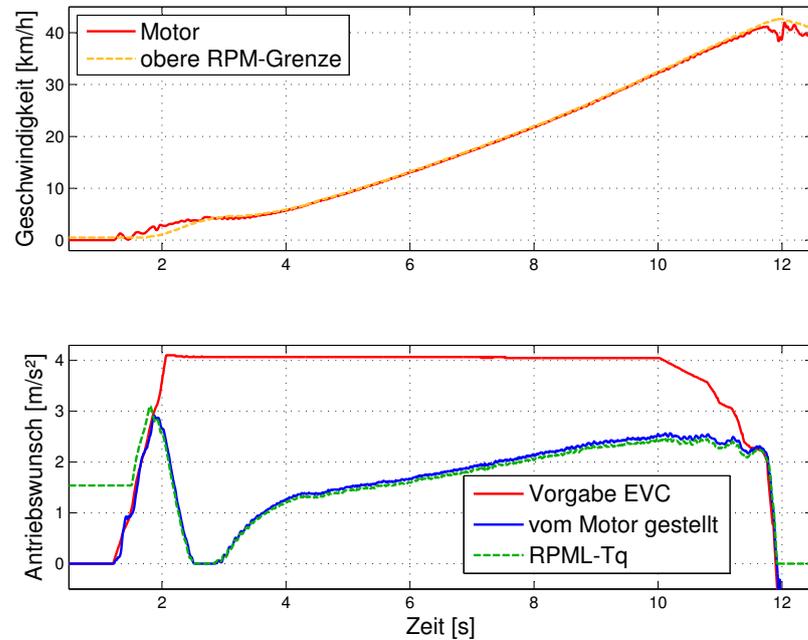


Abbildung A.13: Elektromotorische Antriebsschlupfregelung

A. APPENDIX

Literaturverzeichnis

- [1] CLEANAIRMAGAZIN. **Top 10 der europäischen Länder mit den meisten Neuzulassungen bei Elektroautos.** <http://www.cleanairmag.de/top-10-der-europaeischen-laender-mit-den-meisten-neuzulassungen-bei-elektroautos/>, Juni 2012. [Online; Stand 14. November 2014]. vii, 2
- [2] STEPHAN IMMEN. **Pressemitteilung Nr. 3/2012 - Der Fahrzeugbestand am 1. Januar 2012.** http://www.kba.de/DE/Presse/Pressemitteilungen/2011_2013/2012/Fahrzeugbestand/fz_bestand_pm_text.html?nn=646304, Januar 2012. [Online; Stand 26. April 2014]. vii, 1, 2
- [3] STEPHAN IMMEN. **Pressemitteilung Nr. 08/2013 - Der Fahrzeugbestand am 1. Januar 2013.** http://www.kba.de/SharedDocs/Publicationen/DE/PM/2013/pm_08_13_bestand_2013_pdf.pdf?__blob=publicationFile&v=3, März 2014. [Online; Stand 26. April 2014]. vii, 2
- [4] STEPHAN IMMEN. **Pressemitteilung Nr. 10/2014 - Der Fahrzeugbestand am 1. Januar 2014.** http://www.kba.de/DE/Presse/Pressemitteilungen/2014/Fahrzeugbestand/pm10_fz_bestand_pm_komplett.html?nn=646304, März 2014. [Online; Stand 26. April 2014]. vii, 1, 2
- [5] BAU UND STADTENTWICKLUNG BUNDESMINISTERIUM FÜR VERKEHR. **MOBILITÄT IN DEUTSCHLAND 2008 - Bundesweite Befragung von rund 50.000 Haushalten zu ihrem alltäglichen Verkehrsverhalten im Auftrag des (BMVBS).** Technical report, Bundesministerium für Verkehr, Bau und Stadtentwicklung, Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt e. V. (DLR), Bundesministerium für Verkehr, Bau und Stadtentwicklung, März 2010. vii, 2, 3
- [6] REISER. **Parameter BMS Battery.** Internes Dokument, 2011. vii, 21, 22

LITERATURVERZEICHNIS

- [7] PABLO IBÁÑEZ. **Renault Fluence Z.E., presentación y prueba en Lisboa.** <http://www.motorpasionfuturo.com/banco-de-pruebas/renault-fluence-ze-presentacion-y-prueba-en-lisboa-parte-2>, November 2011. [Online; Stand 30. April 2014]. vii, 43, 44
- [8] ROBERT SYRNIK. **Einfluss der Architektur auf die Performance von Elektrofahrzeugen.** München, 2011. Forum ElektroMobilität e.V., Fraunhofer-Einrichtung für Systeme der Kommunikationstechnik ESK. viii, 70
- [9] ULRICH HACKENBERG AND BERND HEISSING. **Die fahrdynamischen Leistungen des Fahrer-Fahrzeug-Systems im Straßenverkehr.** *ATZ Automobiltechnische Zeitschrift* 84, Dezember 1982. x, 55, 144
- [10] MARTIN WIETSCHEL, PATRICK PLÖTZ, ANDRÉ KÜHN, AND TILL GHANN. **Markthochlaufszzenarien für Elektrofahrzeuge.** Technical report, Fraunhofer Institut für System- und Innovationsforschung ISI, September 2013. 1
- [11] YOICHI HORI, YASUSHI TOYODA, AND YOSHIMASA TSURUOKA. **Traction Control of Electric Vehicle based on the Estimation of Road Surface Condition - Basic Experimental Results using the Test EV „UOT Electric March“.** In *IEEE Trans. Ind. Applicat., Vol. 34, No. 5*, pages 1131–1138. IEEE, 1998. 6
- [12] SHIN ICHIRO SAKI, HIDEO SADO, AND YOICHI HORI. **Anti Skid Control with Motor in Electric Vehicle.** In *10.1109,IEVC.2013.6681152*, 1998. 6
- [13] HIDEO SADO, SHIN ICHIRO SAKI, AND YOICHI HORI. **Road Condition Estimation for Traction Control in Electric Vehicle.** In *International Symposium on Industrial Electronics, Bled, Slovenia*, pages 973–978. IEEE, 1999. 6
- [14] SHIN ICHIRO SAKI, HIDEO SADO, AND YOICHI HORI. **Novel Skid Detection Method without Vehicle Chassis Speed for Electric Vehicle.** In *International Power Electronics Conference, Vol. 4, Tokyo, Japan*, pages 1979–1984. IPEC, 2000. 6
- [15] SHIN ICHIRO SAKI, SATOSHI HARA, AND YOICHI HORI. **Experimental Study on EV’s Lateral Motion Stabilization with Fast Feedback Control of 4 In-wheel Motors.** Technical report, University of Tokyo- Department of Electrical Engineering, 2001. 6

- [16] DEJUN YIN AND YOICHI HORI. **A Novel Traction Control without Chassis Velocity for Electric Vehicles**. Technical report, Department of Electrical Engineering, University of Tokyo, 2014. 6
- [17] BERNHARD GERL, GUNTER FREITAG, AND GERNOT SPIEGELBERG. **Antrieb in der Felge**. Technical report, Siemens AG, Pictures of the Future, 2012. 6
- [18] JINJUN ZHEN, CHUANXUE SONG, AND JIANHUA LI. **Co-Simulation of Composite ABS for Electric-Wheel Vehicle Based on Threshold Control Algorithm**. In *2nd International Conference on Materials, Mechatronics and Automation*. ICMMA2012, 2012. 7
- [19] CHUANXUE SONG, JI WANG, AND LIQIANG JIN. **Study on the Composite ABS Control of Vehicles**. In *JCP, ISSN 1796-203X, VOL. 6, NO. 3*. JOURNAL OF COMPUTERS, 2011. 7
- [20] JINGANG GUO, XIAOPING JIAN, AND GUANGYU LIN. **Performance Evaluation of an Anti-Lock Braking System for Electric Vehicles with a Fuzzy Sliding Mode Controller**. In *ISSN 1996-1073*. Energies - Open Access Energy Research, Engineering and Policy Journal, 2014. 7
- [21] MARIO TEITZER AND RALF STROPH ANS ALFRED PRUCKNER. **Simulation of an anti-lock braking system with electric motors during regenerative braking in powerful BEVs**. In *Internationales Münchner Fahrwerk-Symposium*. ATZlive, Springer Vieweg, 2010. 7
- [22] DANIEL STROHSCHNEIN. *Experimentelle Modalanalyse und aktive Schwingungsdämpfung eines biegeelastischen Rotors*. PhD thesis, Universität Kassel, Kassel, 2011. 7
- [23] WEI-LUNG LEE. **Anti-Jerk Control in the Hybrid Drivetrains**. In *7th International CTI-Symposium - Innovative Automotive Transmissions*. CTI, 2008. 7
- [24] JULIAN BAUMANN, DARA TORKZADEH, AXEL RAMSTEIN, UWE KIENCKE, AND THOMAS SCHLEGL. **Model-Based Predictive Anti-Jerk-Control**. In *10.1016/j.conengprac.2005.03.026*. Control Engineering Practice 03/2006, 2006. 7
- [25] MANFRED MITSCHKE AND HENNING WALLENTOWITZ. *Dynamik der Kraftfahrzeuge*. Springer-Verlag, Berlin Heidelberg, 2004. 7, 23, 34, 73, 101, 122, 143

LITERATURVERZEICHNIS

- [26] WIRTSCHAFTSMINISTERIUM BADEN-WÜRTTEMBERG AND FRAUENHOFER-INSTITUT FÜR ARBEITSWIRTSCHAFT UND ORGANISATION (IAO). **Strukturstudie BEE mobil - Baden-Württemberg auf dem Weg zur Elektromobilität**. Technical report, Wirtschaftsministerium Baden-Württemberg, Fraunhofer-Institut für Arbeitswirtschaft und Organisation (IAO), 2010. [Online; Stand 26. April 2014]. 11, 17, 20
- [27] DAIMLER AG. **Die technischen Daten des SLS AMG Coupés**. <http://www.mercedeskecks.com/media/downloads/muszaki-adatak/sls-osztaly-coupe-muszaki-adatak-de.pdf>, 2012. [Online; Stand 10. Juni 2014]. 14
- [28] GERMAR MÜLLER AND BERND PONICK. *Grundlagen elektrischer Maschinen*. Elektrische Maschinen. Wiley-VCH-Verlag GmbH & Co. KGaA, 2006. 16, 27
- [29] ROBERT SYRNIK, ARNOLD SYRNIK, AND ARMIN ARNOLD. **Standhaft ohne Gewichtsproblem - Auswirkung erhöhter Radmassen auf das Fahrverhalten eines Pkws**. *Automobil Konstruktion*, **2/2010**:38–39, 2010. 16
- [30] GERNOT SPIEGELBERG. **Elektromobilität - Impulsgeber für die Stadt der Zukunft?** Luzern, 2013. Kongress zur Elektromobilität., Siemens AG. 17, 23, 26
- [31] PORSCHE. **911 GT3 R Hybrid feiert Weltpremiere in Genf**. <http://www.porsche.com/germany/aboutporsche/pressreleases/archiv-2010/quarter1/?pool=germany&id=2010-02-11>, Februar 2010. [Online; Stand 03. Juni 2014]. 19
- [32] DIRK UWE SAUER. **Elektrische Energiespeicher in Hybrid- und Elektrofahrzeugen**. Technical report, Institut für Stromrichtertechnik und Elektrische Antriebe, Aachen, 2009. [Seminar für Kraftfahrzeug- und Motorentechnik- Berlin 2009]. 19
- [33] DIRK UWE SAUER. **Energiespeicher in Fahrzeugen - Life needs power**. Institut für Stromrichtertechnik und Elektrische Antriebe, Aachen, Präsentiert auf Hannovermesse 2007, Hannover, 2007. 19, 20
- [34] DIRK UWE SAUER. **Elektromobilität - Wie weit kommt man mit einer Batterie**. Technical report, Institut für Stromrichtertechnik und Elektrische Antriebe, Aachen, 2010. 20
- [35] ANDREA VEZZINI. **Lithium-Batterien als Speicher für Elektrofahrzeuge - Technische Möglichkeiten heutiger Batterien**. In *Energie-Cluster.ch, Referate des Fachtages Energie*. Bulletin SEV/VSE, Electrosuisse, VSE, Fehraltorf, Schweiz, 2009. 20, 21

- [36] OPEL. **Opel Ampera**. <http://www.opel.de/fahrzeuge/modelle/personenwagen/ampera/spezifikationen/antriebssystem.html>, 2014. [Online; Stand 26. April 2014]. 21
- [37] TOYOTA. **Toyota Prius Plug-in Hybrid**. http://www.toyota.de/cars/new_cars/prius-plugin/index.tmex, 2014. [Online; Stand 26. April 2014]. 21
- [38] MÜNCHEN DEUTSCHE AKADEMIE DER TECHNIKWISSENSCHAFTEN. **Wie Deutschland zum Leitanbieter für Elektromobilität werden kann**. In *Acatech bezieht Position*. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2010. 21, 22
- [39] GERNOT GOPPELT. **Kosten von Traktionsbatterien sind deutlich gesunken**. *Springer für Professionals*, Dezember 2013. 22
- [40] WOLFGANG HÖGER. **Elektrische Maschinen und Antriebe, Grundlagen**, 2002. 25, 26
- [41] WOLF-RÜDIGER CANDERS. **Grundlagen der Elektrischen Energietechnik- Elektromechanische Energieumformung**, 2008. 26
- [42] TESLA. **Tesla Model S**. <http://www.teslamotors.com/models/specs>, 2014. [Online; Stand 28. April 2014]. 26
- [43] WOLF-RÜDIGER CANDERS. **Fahrzeugantriebe und neue Verkehrstechnologien**, 2003. 26
- [44] VOGT ELECTRONIC COMPONENTS. *Rotary Position Sensor - Technical Information*, 12-2007 edition, 2007. 30
- [45] NGUYEN PHUNG QUANG AND JÖRG-ANDREAS DITTRICH. *Praxis der feldorientierten Drehstromregelungen*. Expert Verlag, Renningen-Malmsheim, 1999. 31
- [46] MARCO FALCO, CHRISTOPH DÄRR, AND CHRISTIAN KUSCHNAREW. **Verfahren und Prinzipien für Drehmomentgenauigkeit und Drehmomentsicherheit in Hybridfahrzeugen und Elektrofahrzeugen**. In *EMA 2010 Elektromobilitätsausstellung*, Aschaffenburg, 2010. VDE Verlag GmbH. 31, 32
- [47] HENNING WALLENTOWITZ. *Längsdynamik von Kraftfahrzeugen*. Forschungsgesellschaft Kraftfahrwesen Aachen mbH, Aachen, 2003. 32

LITERATURVERZEICHNIS

- [48] BERT BREUER AND BILL KARLHEINZ. *Bremsenhandbuch - Grundlagen, Komponenten, Systeme, Fahrdynamik*. ATZ/MTZ-Fachbuch, Vieweg & Sohn Verlag, Wiesbaden, 2006. 33, 34, 35, 36, 47, 58, 101, 102, 143
- [49] MANFRED BURCKHARDT. *Radschlupf-Regelsysteme*. Vogel Buchverlag, Würzburg, 1993. 35, 38, 126
- [50] SIEMENS VDO AUTOMOTIVE AG. **Electronic Wedge Brake Compendium**. Internes Dokument, 2007. 37
- [51] ARMIN ARNOLD. *Analyse und Regelung eines nichtlinearen Bremssystems mit elektromechanischen Stellgliedern*. PhD thesis, Universität Regensburg, Regensburg, 2001. 42, 109, 110, 114, 116
- [52] AKOS SEMSEY AND DOERICHT MICHAEL. **Method for the automatic control of wheel brake-slip and wheel brake-slip control system for a motor vehicle with an electric drive**. http://worldwide.espacenet.com/publicationDetails/originalDocument?FT=D&date=20110210&DB=EPODOC&locale=en_EP&CC=WO&NR=2011015422A1&KC=A1&ND=1, Februar 2011. Patent EP2462013. 58
- [53] WIMA SPEZIALVERTRIEB ELEKTRONISCHER BAUELEMENTE GMBH & CO.KG. *WIMA SuperCapC, Datenblatt*. Mannheim, 2011. 62
- [54] ALOIS KNOLL, LJUBO MERCEP, AND HAUKE STAEHLE. **Electric Mobility: Chances and Technical Challenges**. In *Energie - Technologien und Energiewirtschaft*, pages 47–62. Deutsche Physikalische Gesellschaft, November 2013. 69
- [55] STEPHAN SOMMER, ALEXANDER CAMEK, KLAUS BECKER, CHRISTIAN BUCKL, ANDREAS ZIRKLER, LUDGER FIEGE, MICHAEL ARMBRUSTER, GERNOT SPIEGELBERG, AND ALOIS KNOLL. **RACE: A Centralized Platform Computer Based Architecture for Automotive Applications**. In *Vehicular Electronics Conference (VEC) and the International Electric Vehicle Conference (IEVC) (VEC/IEVC 2013)*. IEEE, October 2013. 69
- [56] GERNOT SPIEGELBERG. *Ein Beitrag zur Erhöhung der Verkehrssicherheit und Funktionalität von Fahrzeugen unter Einbindung des Antriebstrangmoduls MOTionX-ACT®*. PhD thesis, Universität Fridericiana Karlsruhe, Karlsruhe, 2002. 69

- [57] HEINRICH RAKE. *Mess- und Regelungstechnik*. Wissenschaftsverlag Aachen, Aachen, 2001. 80, 110, 113
- [58] BURKHARD CORVES. *Maschinendynamik I*. Institut für Getriebetechnik und Maschinendynamik RWTH Aachen, Aachen, 2003. 80
- [59] AKOS SEMSEY. **Speed-Window-Based control strategy for an electrical machine**. http://worldwide.espacenet.com/publicationDetails/biblio?&DB=EPODOC&locale=en_EP&CC=DE&NR=102011088729&KC=A1, June 2013. Patent DE102011088729. 98
- [60] MANFRED BERGER. *Grundkurs der Regelungstechnik*. Books on Demand GmbH, 2001. 112
- [61] ROLF ISERMANN. *Fahrdynamik-Regelung: Modellbildung, Fahrerassistenzsysteme, Mechatronik*. ATZ/MTZ-Fachbuch. Vieweg+Teubner Verlag, 2006. 136
- [62] DSPACE GMBH. **Zertifizierung nach ISO 26262 und IEC 61508**. https://www.dspace.com/de/gmb/home/products/sw/pcgs/targetli/certificationiso_26262.cfm, 2014. [Online; Stand 10. Juli 2014]. 146