



**TECHNISCHE UNIVERSITÄT WIEN**

**DIPLOMARBEIT**

**Rein elektrisches Bremsen von hybrid- und batterieelektrischen  
Fahrzeugen**

ausgeführt zum Zwecke der Erlangung des akademischen Grades  
eines Diplom-Ingenieurs unter der Leitung von

**Univ.Prof. Dr.techn. Bernhard Geringer**

und

**Dr.techn. Werner Tober**

**E315**

**Institut für Fahrzeugantriebe und Automobiltechnik**

eingereicht an der Technischen Universität Wien

**Fakultät für Maschinenwesen und Betriebswissenschaften**

von

**Christian Andreas Hofer, BSc**

**Matrikelnr. 0925213**

**Bernauerstraße 7, D-85567 Grafing**

# Diplomarbetsaufgabe

In Kraftfahrzeugen werden bisher mechanisch wirkende Bremssysteme zur vollständigen Fahrzeugverzögerung verbaut. Hybrid- und batterieelektrische Fahrzeuge, welche mittels Elektromotor angetrieben werden, verfügen prinzipiell über die Möglichkeit kinetische Energie mittels Rekuperation in den Energiespeicher zurück zu speisen. Das Ausmaß der Rückspeisung ist jedoch beschränkt. Beispielsweise ist der zulässige Stromfluss in den Energiespeicher begrenzt. In dieser Arbeit sollen die Voraussetzungen für rein elektrisches Bremsen ermittelt und Lösungsansätze erarbeitet werden.

Hierbei sind die physikalischen, fahrdynamischen, sicherheitstechnischen, gesetzlichen und elektrotechnischen Rahmenbedingungen zu analysieren und die technischen Erfordernisse zu bestimmen. Dabei ist auf unterschiedliche Elektrifizierungsgrade von Personenkraftwagen einzugehen. Bestehende Umsetzungen sind aufzuzeigen sowie Lösungsansätze für technisch nicht gelöste Anforderungen zu skizzieren.

Durch den Entfall des mechanischen Bremssystems und die möglichst vollständige Rekuperation wird eine deutliche Wirkungsgradsteigerung des elektrifizierten Fahrzeuges erzielt und damit ein Beitrag zur Senkung der Treibhausgasemissionen geleistet.

---

# Vorwort

Bei der Entstehung dieser Diplomarbeit haben mich viele Menschen unterstützt und damit dazu beigetragen, dass dieses Projekt einen erfolgreichen Abschluss gefunden hat. Mein Dank gilt Herrn Univ.Prof. Dr.techn. Bernhard Geringer für die Übertragung der Diplomarbeitsaufgabe und für die damit verbundene Gelegenheit, für die Dauer der Arbeit auf die Ressourcen des Instituts für Fahrzeugantriebe und Automobiltechnik zurückgreifen zu können. Zudem möchte ich mich bei ihm für die kritische Durchsicht der Arbeit und die Übernahme der Funktion des ersten Prüfers bedanken. Herrn Dr.techn. Werner Tober bin ich für die Betreuung während der Durchführung der im Folgenden beschriebenen Arbeiten zu besonderem Dank verpflichtet. Eine Bereicherung für meine Forschungstätigkeit waren die interessanten Diskussionen, die ich im Laufe der Zeit mit ihm führen durfte sowie die zahlreichen Anregungen, die sich hieraus ergeben haben. Ich danke außerdem Herrn Ao.Univ.Prof. Dr.techn. Thomas Wolbank vom Institut für Energiesysteme und Elektrische Antriebe für die Beantwortung aller meiner Fragen und seine wertvollen Anmerkungen zu elektrotechnischen Themen sowie für die Übernahme der Funktion des zweiten Prüfers. Desweiteren gebührt mein Dank den Herren Assistenzprof. Dr.techn. Johannes Edelmann und Ao.Univ.Prof. Dr.techn. Manfred Plöchl vom Institut für Mechanik und Mechatronik für ihre ausführlichen Auskünfte im Bereich der Fahrzeugdynamik. Zudem bedanke ich mich bei Thorsten Krenek, Christoph Six, Christoph Macek sowie allen weiteren Mitarbeitern des Instituts für Fahrzeugantriebe und Automobiltechnik, die zu dieser Diplomarbeit Beiträge geleistet haben.

Eine große Hilfe beim Korrekturlesen dieser Arbeit waren mir meine Studienkollegen Mathias Metzler und Christian Salvatori. Sie stehen auch stellvertretend für viele andere Kommilitonen, die mir in Gesprächen immer wieder hilfreiche fachbezogene Tipps gegeben haben, wofür ich mich ausdrücklich bedanken möchte. Sehr herzlich danke ich meiner Familie fürs Motivieren und insbesondere meinen Eltern Sigrid und Dr. Josef Hofer für ihre materiellen und ideellen Beiträge, ihre Geduld und ihr Vertrauen in mich. Ohne sie hätte ich nicht so viel erreicht und wäre nicht so glücklich, wie ich es heute sein kann.

## Eidesstattliche Erklärung

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

### **Rein elektrisches Bremsen von hybrid- und batterieelektrischen Fahrzeugen**

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

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

Wien, am 15.12.2014

---

Christian Andreas Hofer

---

## Kurzfassung

Heutzutage ist es mit Hilfe von in den Antriebsstrang integrierten Elektromotoren möglich, viele Verzögerungsvorgänge präzise und gänzlich ohne Beteiligung von mechanisch wirkenden Bremsen durchzuführen und dabei auch noch Energie zurückzugewinnen. Diese Tatsache führt unmittelbar zur Kernfrage dieser Diplomarbeit: Ist eine rein elektrische Bremse als vollwertiger Ersatz für konventionelle Bremssysteme machbar? Auf den ersten Blick zu erwartende Vorteile wären beispielsweise die Erhöhung der rekuperierten Energiemenge und ein geringerer Wartungsaufwand dank kontaktfreier Kraftübertragung.

Um diese und weitere Einschätzungen zu bestätigen bzw. zu widerlegen, werden in dieser Arbeit verschiedene Analysen durchgeführt. Eine ausführliche Untersuchung der bis dato im Markt eingeführten bzw. noch in der Erprobung befindlichen relevanten Technologien gibt Aufschluss darüber, wie weit insbesondere die Elektrifizierung von Bremssystemen bereits fortgeschritten ist. Bewährte Lösungen liefern Anhaltspunkte sowohl für weitere Entwicklungsmöglichkeiten als auch vorhandene technologische Einschränkungen. Ein Simulationsmodell, welches aus einem mechanischen und elektrischen Teilsystem besteht, wird aufgestellt, um im Detail bestimmen zu können, wie sich für rein elektrisches Bremsen relevante physikalische Größen – zum Beispiel die mechanischen und elektrischen Leistungen – bei ausgewählten Verzögerungsvorgängen entwickeln. Als Beispielfahrzeug wird der Volkswagen e-Golf herangezogen. Bei der Auswertung zeigt sich, dass die Leistungsgrenzen des elektrischen Systems bei extremen Manövern wie z.B. Vollbremsungen aus schneller Fahrt teilweise deutlich überschritten werden. Im Gegensatz dazu können viele Verzögerungsvorgänge im innerstädtischen Verkehr rein elektrisch erfolgen. Letztendlich ist rein elektrisches Bremsen mit den aktuell in Personenkraftwagen verbauten elektrischen Maschinen in bestimmten, entscheidenden Fahrsituationen aber noch nicht möglich. Der hieraus folgende weitere Entwicklungsbedarf wird abschließend mit Empfehlungen für weiterführende Untersuchungen konkretisiert.

## Abstract

An electric motor, being integrated into the powertrain of a modern day car, is able to precisely decelerate vehicles completely on its own and even regain a portion of the kinetic energy of the traveling car in certain situations. This leads straight to the core question of this diploma thesis: Is a pure electric brake feasible and can it completely replace conventional brakes in passenger cars? At first glance, the expected advantages could be an increase in recuperated energy and a decrease of maintenance effort thanks to contact-free force transmission.

To either confirm or refute these and other estimations, a diverse set of analyses is conducted and reported on in this thesis. A thorough investigation of relevant technologies which are either still in experimental stages or already on the market is performed to understand specifically how the electrification of brake systems has evolved so far. The examination of proven solutions gives hints regarding possible developments and existing technological limits. A simulation model, consisting of a mechanical and an electrical submodel, is then created and used to determine in detail how important physical quantities like mechanical and electrical power demands evolve with respect to selected pure electric deceleration operations. Here, the 2014 Volkswagen e-Golf serves as the sample car for calculations. The results of the simulations show that, for instance, the power demand for an emergency braking from high speeds considerably exceeds the capability of the electrical drive system. However, pure electric decelerations are feasible in many urban driving scenarios. In conclusion, using the electric motors which are built into powertrains of actual passenger cars for pure electric braking operations is not yet possible in particular, decisive driving situations. To facilitate the resolution of this issue, specific recommendations for further research activities are developed and presented at the end.

---

## Abkürzungsverzeichnis

ABS	Antiblockiersystem
ACC	Adaptive Cruise Control
ASM	Asynchronmaschine
ASR	Antriebsschlupfregelung
BBA	Betriebsbremsanlage
BEV	Battery Electric Vehicle (batterieelektrisches Fahrzeug)
BV	Bremskraftverteilung
CO <sub>2</sub>	Kohlendioxid
ECE	Economic Commission for Europe der Vereinten Nationen
EM	Elektrische Maschine
ESP	Elektronisches Stabilitätsprogramm
EU	Europäische Union
FMVSS	Federal Motor Vehicle Safety Standard
g	Schwerebeschleunigung
HBA	Hilfsbremsanlage
HEV	Hybrid Electric Vehicle (hybridelektrisches Fahrzeug)
JP	Japan
KFZ	Kraftfahrzeug
kW	Kilowatt
NEDC	New European Driving Cycle (Neuer Europäischer Fahrzyklus)
NVH	Noise/Vibration/Harshness (Geräusch/Vibration/Rauheit)
PKW	Personenkraftwagen
PSM	Permanentmagneterregte Synchronmaschine
SOC	State of Charge (Ladepiegel)
UN	Vereinte Nationen
US	Vereinigte Staaten von Amerika
VKM	Verbrennungskraftmaschine
WLTC	World-wide harmonized light duty test cycle (Weltweit harmonisierter Fahrzyklus für leichte KFZ)
ZEV	Zero Emission Vehicle (emissionsfreies Fahrzeug)

---

# Inhaltsverzeichnis

1. Einführung .....	1
1.1 Aufgabenstellung.....	2
1.2 Methodik.....	3
2. Stand der Technik .....	5
2.1 Begriffsdefinitionen.....	5
2.2 Stand der Forschungsarbeiten .....	6
2.3 Patentsituation.....	9
2.4 Aktuelle Entwicklungen des Automobilmarktes .....	10
3. Anforderungen an ein modernes Bremssystem.....	12
3.1 Physikalisch-technische Anforderungen.....	12
3.2 Gesetzliche Anforderungen .....	20
4. Charakteristika der elektromotorischen Bremse .....	23
4.1 Charakteristika der mechanisch betätigten Bremse .....	23
4.2 Charakteristika der elektrischen Maschine .....	26
4.3 Bewertung der Eignung zur Betriebsbremse .....	31
5. Untersuchung von Lösungsmöglichkeiten für rein elektrisches Bremsen.....	40
5.1 Modellbildung und -validierung.....	40
5.1.1 Mechanisches Teilmodell .....	42
5.1.2 Elektrisches Teilmodell.....	51
5.1.3 Modellvalidierung .....	54
5.2 Betrachtung einer Topologie mit vier Radnabenmotoren .....	61
5.3 Betrachtung einer Topologie mit zwei Zentralmotoren .....	85
6. Zusammenfassung .....	90
7. Handlungsempfehlungen.....	93
8. Literaturverzeichnis .....	96

---

Anhang .....	100
A.1 Relevante Patentklassen .....	101
A.2 Recherchierte Patente .....	103
A.3 Simulink-Modell.....	107
A.4 Parameterwerte Versuchsfahrzeug (Plug-In HEV).....	116
A.5 Parameterwerte Volkswagen e-Golf .....	117
A.6 Wirkungsgradkennfeld der elektrischen Maschine.....	118

# 1. Einführung

Die weltweite Verschärfung der Abgasnormen und die Endlichkeit der fossilen Brennstoffe stellen die Automobilindustrie heute vor gewaltige Herausforderungen [1]. In der EU sollen alle Neuwagen ab 2015 120 und ab 2020 nur noch 95 g CO<sub>2</sub> pro km emittieren. An diesen Werten orientiert sich die jeweils zu erreichende durchschnittliche spezifische CO<sub>2</sub>-Emission der Flotte eines Herstellers, Übertretungen derselben werden hart sanktioniert. In Kalifornien müssen heute bereits 12 % und ab nächstem Jahr 14 % der angebotenen Fahrzeugmodelle eines Herstellers Zero Emission Vehicles (ZEV) sein, also 0 g CO<sub>2</sub> pro km ausstoßen [2]. Im Vergleich dazu beträgt der durchschnittliche Ausstoß der beispielsweise in Österreich im Jahr 2012 verkauften neuen PKW hingegen noch 134 g CO<sub>2</sub> (benzinbetrieben) oder 138 g CO<sub>2</sub> (dieselbetrieben) pro km [3], der ZEV-Anteil 0,1 % [4]. Desweiteren hat die Menschheit im Jahr 2012 zur Deckung ihres Bedarfs fast 33 Milliarden Barrel Rohöl benötigt, die Reserven in Höhe von geschätzt 1,668 Billionen Barrel Rohöl würden also gerade einmal bis 2063 reichen [5], wenn der Bedarf entgegen aller Erwartungen gleich bleibt und die Reserven überhaupt alle nutzbar gemacht werden können. Zudem weisen die in den letzten vierzig Jahren neu erschlossenen Ölfelder immer geringere Kapazitäten auf [2].

Es ist offensichtlich, dass eine Reduktion der CO<sub>2</sub>-Emissionen auf 0 g pro km mit einer Verbrennungskraftmaschine nicht erreichbar ist. Unabhängig davon erwarten Neuwagenkäufer generell immer geringere Verbrauchswerte und sind offen für Alternativen zum Verbrennungsmotor, wenn sie dadurch Geld sparen können [6]. Es ist durchaus möglich, dass konventionelle Benzin- und Dieselantriebe bald nicht mehr die für den Verbraucher günstigste Alternative sind. Das Antriebssystem – und das Bremssystem als wichtige Komponente – muss daher schon heute neu gedacht werden.

Eine Lösung ist die Teil- beziehungsweise Vollelektrifizierung des Antriebsstrangs. Da die verbauten elektrischen Maschinen auch als Generator betrieben werden können, ist es möglich, bei der Verzögerung des Fahrzeugs elektrische Energie zurückzugewinnen. Durch die Rekuperation kann heutzutage je nach Hybridkonzept und Dimensionierung

des elektrischen Antriebsstrangs eine Verbrauchseinsparung zwischen 4 und 10 % in hybridelektrischen Fahrzeugen erzielt werden. Allerdings können aktuell am Markt verfügbare Automobile die theoretisch mögliche Rekuperationsenergie nicht vollständig nutzen, da zunächst die Forderung nach einer langen Akkulebensdauer enge Grenzen für Ladestrom und -pegel setzt. [7]

Daneben kann das theoretisch vorhandene Rekuperationspotential vieler Bremsvorgänge nicht vollständig ausgeschöpft werden, wenn hierbei konventionelle Reibbremsen (mit-)eingesetzt werden. Diese wandeln die vorhandene kinetische Energie der sich translatorisch und rotatorisch bewegenden Massen des Fahrzeugs in nicht weiter nutzbare Wärme um. Die vorliegende Arbeit beschäftigt sich daher mit der Frage, ob und in welchem Umfang es möglich ist, dass statt der Reibbremse eine oder mehrere elektrische Maschinen Bremsaufgaben übernehmen und wie weit die entsprechenden Energieverluste dadurch reduziert werden können.

## 1.1 Aufgabenstellung

Insbesondere soll in dieser Arbeit untersucht werden, welche Voraussetzungen erfüllt sein müssen, sodass ein Fahrzeug mit einer rein elektrischen Bremse von dessen zulässiger Höchstgeschwindigkeit bis zum Stillstand maximal verzögert werden kann. Physikalisch-technische und gesetzliche Anforderungen, vor allem bezüglich der Sicherheit, sollen ermittelt werden, um die Machbarkeit feststellen zu können. Dabei sollen gleichermaßen hybrid- und batterieelektrisch angetriebene Fahrzeuge mit jeweils unterschiedlichen Antriebsstrangtopologien betrachtet werden. Desweiteren soll festgestellt werden, ob und gegebenenfalls welche Lösungsvarianten bereits existieren. Schließlich sollen im Bedarfsfall Ansätze zur technischen Lösung einzelner Elemente des rein elektrischen Bremssystems entworfen und Handlungsanweisungen bezüglich deren Weiterentwicklung gegeben werden.

## 1.2 Methodik

Zur Beantwortung der Fragestellungen wird zunächst der Stand der Technik erfasst und so beschrieben, dass grundsätzliche Verständnisfragen geklärt werden können und eine Zusammenfassung der bereits vorhandenen Lösungsansätze geschaffen wird. Am Anfang stehen eine Begriffsbestimmung und die Eingrenzung der Forschungsaufgabe, um die Suchbegriffe für die Literaturrecherche festzulegen. Für diese Arbeit wichtige Veröffentlichungen aus den Themenbereichen Fahrdynamik und elektrische Antriebssysteme (zum Beispiel zu elektrischen Maschinen und Energiespeichern) werden Informationen wie z.B. technische Daten entnommen, um im weiteren Verlauf der Arbeit darauf zurückgreifen zu können. Desweiteren wird eine Recherche internationaler Patente durchgeführt, um auch nicht-öffentliche Entwicklungsvorhaben zu erfassen. Außerdem wird ein Überblick über die aktuell für Verbraucher verfügbaren Technologien gegeben, um Aussagen zur Verbreitung und Relevanz von einzelnen Entwicklungen zum Thema elektrifizierter Antriebsstrang treffen zu können. Basierend auf diesen können nachher für die Ermittlung der Machbarkeit geeignete Fahrzeuge bzw. Topologien ausgewählt werden.

Zusätzlich dazu werden die Anforderungen an ein modernes Bremssystem definiert. Um einen möglichst vollständigen und gleichzeitig systematischen Katalog zu erhalten, werden physikalisch-technische und regulatorische Teilaspekte getrennt betrachtet und zugehörige Anforderungen separat erfasst. Diese ergeben sich vor allem aus der Recherche von theoretisch und praktisch bestehenden physikalischen Grenzen, häufig verwendeten Prüfverfahren sowie gesetzlichen Vorschriften. Es entsteht somit ein Lastenheft für rein elektrisches Bremsen, welches die Grundlage für den Vergleich mit bisher existierenden Bremssystemen sein soll. Die Charakterisierung der Reibbremse und der elektrischen Maschine im Bremsbetrieb erfolgt direkt im Anschluss, sodass bereits eine vorläufige Bewertung durchgeführt werden kann. Hierzu werden theoretisch insbesondere die für den Bremsbetrieb entscheidenden dynamischen Eigenschaften miteinander verglichen, um zu sehen, welche Defizite und Vorzüge die elektrische Maschine dabei mit sich bringt.

Zur effizienten Ermittlung des maximal möglichen Nutzens von rein elektrischem Bremsen wird dieses in einer Computersimulation für ausgewählte

Antriebsstrangtopologien umgesetzt. Die Betrachtung unterschiedlicher Topologien ermöglicht eine Aussage darüber, bei welcher die Installation einer rein elektrisch betriebenen Bremse energetisch am günstigsten wäre. Sie geschieht mit Hilfe eines detaillierten Simulationsmodells in MATLAB, welches ein mechanisches und ein elektrisches Teilsystem miteinander verknüpft, damit die wichtigsten Einflussgrößen in die Berechnung integriert werden können. Um den Nachweis der prinzipiellen Machbarkeit erbringen zu können, werden geeignete, aber möglichst einfache Testfälle im Bezug auf die festgehaltenen Anforderungen konstruiert. Diese Vorgehensweise wird gewählt, da nur eine möglichst genaue Beschreibung der auftretenden physikalischen Größen einen quantitativen Vergleich zulässt. Die dynamische Beanspruchung der elektrischen Subsysteme wird also rechnerisch ermittelt, um festzustellen, wie eine rein elektrische Bremsanlage dimensioniert werden muss. Die eventuell vorhandenen Dimensionierungslücken zu aktuell in hybrid- und batterieelektrischen Fahrzeugen verbauten Antriebssystemen sind somit bezifferbar. Erst dann können darauf aufbauend verschiedene Umsetzungsmöglichkeiten diskutiert und bewertet werden.

Die Entscheidung, ob und in welcher Art und Weise die theoretische und praktische Erprobung der elektrischen Maschine als Ersatz der Reibbremse weiterhin verfolgenswert ist, wird auf Basis der vorliegenden Ergebnisse der Literaturlauswertung und der durchgeführten Rechnungen getroffen. Hierzu wird der tatsächliche Erfüllungsgrad der vorab festgelegten Anforderungen, soweit dies mittels Simulation möglich ist, bestimmt. Daraus resultierende Handlungsempfehlungen für das weitere Vorgehen werden aufgestellt und anhand ausgewählter, nachvollziehbarer Kriterien priorisiert, um für die zukünftige Bearbeitung dieses Themenfelds einen klaren Ansatzpunkt zu haben.

## 2. Stand der Technik

### 2.1 Begriffsdefinitionen

Im Folgenden werden zunächst für diese Arbeit wichtige Definitionen angegeben und zweckmäßige Einschränkungen der Aufgabenstellung festgelegt.

Die *Bremse* wird gemäß DIN ISO 611 als alle „Teile einer Bremsanlage, in denen die der Bewegung oder der Bewegungstendenz des Fahrzeuges entgegenwirkende Kräfte entstehen“ definiert. Bei der rein elektrischen Bremse wird das Bremsmoment von der elektrischen Maschine erzeugt und ohne weitere Umwandlungen auf das Rad übertragen. Unter dem Begriff *Energieversorgungseinrichtung* werden „die Teile der Bremsanlage, welche die zum Bremsen notwendige Energie liefern, regeln und eventuell aufbereiten“ zusammengefasst. Diese „endet dort, wo die Übertragungseinrichtung beginnt, d. h. dort wo die einzelnen Kreise der Bremsanlage abgesichert sind“. Die Energieversorgungseinrichtung für das rein elektrische Bremsen besteht zumindest aus der Leistungselektronik, die als Umrichter fungiert, und einem Energiespeicher, wie zum Beispiel einem Akkumulator, einem Kondensator oder einer Schwungscheibe. Die Übertragungseinrichtung und die Betätigungseinrichtung als Schnittstelle zum Fahrer stehen nicht im Fokus dieser Arbeit. „Als *Betriebsbremsanlage (BBA)* werden die Bauteile bezeichnet, die in ihrer Wirkung abstufbar sind und es dem Fahrzeugführer ermöglichen, die Geschwindigkeit eines Fahrzeuges während des normalen Betriebs zu verringern oder es zum Stillstand zu bringen, oder im Stillstand zu halten.“ Da die rein elektrische Bremse als BBA eingesetzt werden soll, muss sie zumindest alle in der Definition genannten Aufgaben übernehmen können. Die zusätzliche Verwendung als Feststellbremse wird nicht gefordert. [8]

Als *hybridelektrisches Fahrzeug* oder *hybrid electric vehicle (HEV)* bezeichnet man in Anlehnung an die IEC/TC69 der International Electrotechnical Commission ein Fahrzeug, welches „mindestens zwei verschiedene Energiewandler und zwei verschiedene Energiespeicher zu Traktionszwecken“ beinhaltet, wobei es sich in diesem speziellen Fall bei „den Wandlern um Verbrennungs- und Elektromotoren und bei den Energiespeichern um Kraftstoffe und Batterien“ handelt [9].

*Batterieelektrische Fahrzeuge* oder *battery electric vehicles (BEV)* werden dagegen ausschließlich „von Elektromotoren angetrieben und beziehen ihre Antriebsenergie aus einer mitgeführten Traktionsbatterie“ [9].

Wird die elektrische Maschine (EM) in der Felge untergebracht, so spricht man von einem *Radnabenantrieb* und vom zugehörigen Motor als *Radnabenmotor*. Das gegensätzliche Extrem stellen der *Zentralantrieb* und der dazugehörige *Zentralmotor* dar. Im zweiten Fall wird das Antriebsmoment über Differentiale auf die einzelnen Räder verteilt. [7]

Aus Gründen der Übersichtlichkeit werden die hier beschriebenen Bremssysteme gegebenenfalls in elektrische und mechanische Subsysteme unterteilt. Die Grenze wird an derjenigen Stelle im System gezogen, wo die elektrische in mechanische Energie umgewandelt wird. Die Betrachtungen dieser Arbeit beschränken sich auf Fahrzeuge der Klasse M1 gemäß der Richtlinie 2007/46/EG, also „Fahrzeuge zur Personenbeförderung, die außer dem Fahrersitz über höchstens acht Sitzplätze verfügen“ [9].

## 2.2 Stand der Forschungsarbeiten

Bislang beschränkt sich der Einsatz der im Antriebsstrang eines Fahrzeugs integrierten elektrischen Maschine als Betriebsbremse, wie oben erwähnt, auf die Energierückgewinnung im Generatorbetrieb. In diesem Fall sind zumindest die Bremse und die Energieversorgungseinrichtung der Bremsanlage im Vergleich zur konventionellen Reibbremse verändert. Andere Teile des Bremssystems wie die Betätigungs- oder Übertragungseinrichtung können natürlich auch elektrifiziert werden. Insbesondere diese Thematik stellt einen Schwerpunkt der aktuellen Forschungsanstrengungen dar. Die elektrische Ankoppelung der Betätigungseinrichtung an das restliche Bremssystem – das sogenannte Brake-by-wire – wird beispielsweise mit der elektrohydraulischen Bremse bereits in Serie eingesetzt. Die so ausgestattete Bremsanlage hat unter anderem den Vorteil, dass der Fahrer nicht durch regelnde Eingriffe der Fahrerassistenzsysteme irritiert werden kann, weil die

Pedalcharakteristik unabhängig davon gestaltet werden kann. Die Elektrifizierung der Übertragungseinrichtung (und auch der Energieversorgungseinrichtung), die in der elektromechanischen Bremse realisiert werden soll, befindet sich noch in der Erprobung. Das Ziel ist hier die Erreichung einer höheren Systemdynamik dank verbessertem Spann- und Löseverhalten und eine daraus resultierende Verkürzung des Anhaltewegs. Eine Kombination von elektrohydraulischer und elektromechanischer Bremse kann ebenfalls sinnvoll sein, um Nachteile gegenseitig auszugleichen. Letztendlich wird das Bremsmoment in diesen Fällen jedoch immer noch durch Reibung erzeugt und daher sind entsprechende Entwicklungen für diese Arbeit weniger interessant. [8]

Soll auf Reibungskraft verzichtet werden, muss das Fahrzeug auf andere Art und Weise verzögert werden. Eine schon länger diskutierte mögliche Lösungsvariante stellt der Einsatz einer elektrodynamischen Magnetfeldbremse beziehungsweise Wirbelstrombremse dar. Das Bremsmoment wird hierbei durch die Induzierung von Wirbelströmen in einer durch ein Magnetfeld rotierenden Bremsscheibe erzeugt. Grundsätzliche Vergleiche mit der Reibungsbremse haben allerdings ergeben, dass letztere ein deutlich höheres und damit besseres Verhältnis von Bremskraft zu Eigenmasse besitzt [8]. Es kann außerdem festgehalten werden, dass Wirbelstrombremsen prinzipbedingt erst ab einer bestimmten Mindestgeschwindigkeit ausreichend Bremskraft bereitstellen können, was wiederum zum Vorschlag eines hybriden Systems mit Beteiligung einer Reibbremse führt [10].

Folglich wendet man sich den in hybrid- und batterieelektrischen Fahrzeugen verbauten elektrischen Maschinen zu. Die Möglichkeit der rein elektrischen Bremsung eines mit 4 Motoren radindividuell angetriebenen BEV in speziellen Anwendungsfällen wird bereits simuliert [11] und erprobt [12]. Der Fokus der Untersuchung solcher Fahrzeuge liegt dabei allerdings auf der Fahrstabilität, welche dadurch verbessert werden kann, dass die Reaktionszeit der elektrischen Maschine nur einige Millisekunden beträgt und Bremsvorgänge damit im Vergleich zu hydraulischen Bremssystemen zehn bis hundert Mal schneller eingeleitet werden können. Außerdem lässt sich das Drehmoment der elektrischen Maschine einfacher, nämlich über die Motorspannung messen und damit die Bremskraft besser dosieren. Die von elektronischen Stabilitätsprogrammen mindestens geforderten Bremsaufgaben können somit übernommen und bei geeigneter Schaltung auch Energie rekuperiert werden.

Einerseits verhindert die geringe Leistung der in den zuvor genannten Fällen verwendeten elektrischen Maschinen heute noch die rein elektrische Ausführung von beliebig starken Bremsungen. Andererseits wird dieser Vorgang aber auch durch die systembedingten Grenzen der Rekuperation beeinflusst. Deren Effizienz kann zwar exemplarisch durch eine Anpassung der Schaltlogik des Motorsteuergeräts erhöht werden [13], es gibt jedoch Betriebssituationen, die eine umfassendere Lösung erfordern. Ein voller Energiespeicher bedeutet beispielsweise, dass bei nicht vorhandenen zusätzlichen Bremswiderständen nicht generatorisch gebremst werden kann. Je nach Ausführung des Batteriesystems wird derzeit lebensdauerbedingt keine Bremsenergie mehr zurückgespeist, wenn der Ladepegel (SOC) über 65 bis 80 % liegt [7]. Die vorhandene kinetische Energie muss aber dennoch dissipiert werden. Es müssen daher andere Betriebsmodi der elektrischen Maschine oder Energiezwischenspeicher in Betracht gezogen werden, um rein elektrisches Bremsen realisieren zu können.

In der Literatur finden sich jedoch heute schon Beispiele für die erfolgreiche Umsetzung des Konzepts in anderen Bereichen. Schienenfahrzeuge werden bereits seit über einem Jahrzehnt rein elektrisch bis zum Stillstand abgebremst, dabei wird das Bremsmoment von den vorhandenen Antriebsmotoren erzeugt. Eine ausführliche Studie über rein elektrisches Bremsen von Elektrotriebzügen im kommerziellen Einsatz kommt zu dem Schluss, dass dieses dem pneumatischen Bremsen und auch Mischformen in den Dimensionen Genauigkeit und Leistungsfähigkeit überlegen ist [14]. Um die Diffusion der rein elektrischen Bremse für Schienenfahrzeuge zu erleichtern, müssen und können regelungstechnische Lösungen für Bremsoperationen im niedrigen Geschwindigkeitsbereich gefunden werden [15]. Ebenso muss für spezielle Bauformen der elektrischen Maschine deren Leistungsfähigkeit als Bremse in der Simulation und experimentell vor der Anwendung im Schienenfahrzeug festgestellt werden [16]. Auch wenn die rein elektrische Bremse mittlerweile selbstverständlich im Schienenverkehr eingesetzt wird, so wird die systematische Übertragung der in diesem Bereich ermittelten Forschungsergebnisse auf das Straßenfahrzeug auf Grund unterschiedlicher Rahmenbedingungen und Anforderungen erschwert und ist daher bislang ausgeblieben.

Als mögliche nächste Stufe der technischen Entwicklung wird in der Literatur die sogenannte „intelligent corner“ angeführt. Darunter wird die Idee verstanden, alle für die

Fahraufgabe relevanten Elemente in ein Fahrwerksmodul pro Rad zu integrieren, also neben der Aufhängung mit Stoßdämpfern auch den Elektromotor inklusive Steuerung, der dann ebenso als Bremse fungiert. Die elektrische Anbindung an das Fahrzeug soll dann nur über einen einzigen Anschluss an das Hochvoltbordnetz erfolgen [8]. Eine erste Realisierung, die in die Richtung dieser Idee geht, kommt von Michelin mit dem „Active Wheel“. Eine aktive elektromechanische Feder-Dämpfer-Einheit gleicht den Einfluss der durch den Verbau des Radnabenmotors vergrößerten ungefederten Massen aus. Aber auch das „Active Wheel“ beinhaltet neben der elektrischen Maschine eine konventionelle Reibungsbremse und somit ist rein elektrisches Bremsen von PKW noch nicht realisiert [7].

## 2.3 Patentsituation

Um zu erfassen, welche Anstrengungen bezüglich des rein elektrischen Bremsens in der wissenschaftlichen und kommerziellen Forschung unternommen werden, bietet sich als Ergänzung zur Literaturrecherche eine Patentrecherche an. Die Patente werden einmal nach der Cooperative Patent Classification und einmal nach der United States Patent Classification recherchiert, da diese Klassifikationschemata bis dato noch nicht vereinheitlicht sind. Die Auflistung der für diese Arbeit untersuchten Patentklassen findet sich in [Anhang A.1](#), eine Aufstellung relevanter Patente in [Anhang A.2](#).

Es existiert ein Patent von 1990, Nr. US5148883 der Aisin AW Co., das explizit die rein elektrische Bremsung von mit 4 Radnabenmotoren angetriebenen Fahrzeugen zum Gegenstand hat. Aus dieser Patentschrift geht allerdings nicht klar hervor, ob die verwendeten elektrischen Maschinen so ausgelegt sind, dass diese als vollwertige Betriebsbremsen eingesetzt werden können.

Desweiteren ergibt die Untersuchung, dass die Firma Michelin seit 2007 das Patent Nr. WO2007107576 hält, welches die Erfindung eines Fahrzeugs mit ebenfalls 4 individuell von Elektromotoren angetriebenen Rädern, das rein elektrisch bremsen soll, beschreibt. Dazu wird angeführt, dass zur Verzögerung mindestens eine ausreichend stark dimensionierte elektrische Maschine pro Rad verbaut sein muss, allerdings auch

mehrere elektrische Maschinen pro Rad zum Einsatz kommen können. Die gemeinsame kurzzeitige Spitzenleistung der elektrischen Maschinen muss mehr als 350 kW, idealerweise aber über 500 kW pro Tonne Fahrzeugmasse betragen. Die elektrischen Maschinen sollen auch im Falle einer Notbremsung über ausreichende Möglichkeiten zur Dissipation der gesamten elektrischen Energie als Wärme verfügen.

In Patent Nr. DE102010064252, von der Firma Bosch im Jahr 2010 angemeldet, wird ein Bremssystem vorgestellt, welches aus zwei Elektromotoren besteht, wobei der mit der Achse gekoppelte Motor gegebenenfalls als „Gegenstrom“-Bremse arbeitet und der andere die hierzu benötigte Energie erzeugt. Letzterer ist als Generator geschaltet und wird wiederum von einer Verbrennungskraftmaschine angetrieben. Diese Anordnung ermöglicht eine Bremsoperation ohne Entladung der Batterie in Situationen, in denen nicht generatorisch gebremst werden kann. Dennoch ist das System nur als Hilfsbremsanlage konzipiert.

Einige weitere Patente behandeln in erster Linie Systeme und Komponenten zur Energierückgewinnung beim Bremsen, nicht jedoch den rein elektrischen Bremsvorgang an sich.

## 2.4 Aktuelle Entwicklungen des Automobilmarktes

Wie einleitend erwähnt ist der Anteil von hybrid- und batterieelektrischen Fahrzeugen am KFZ-Bestand in Österreich noch sehr gering, allerdings aber stark wachsend. Von 2011 auf 2012 sind der Bestand von hybridelektrischen Fahrzeugen um 33,7 % und der Bestand von BEV um 40,4 % gestiegen. Zum Jahresbeginn 2013 waren in Österreich 9.489 Fahrzeuge zugelassen, die teilweise oder gänzlich von einer elektrischen Maschine angetrieben werden [17]. Ähnliches gilt für Deutschland, wo der Bestand von HEV in 2012 um 36,4 % und die Zahl der BEV im Vergleich zu 2011 um 56,7 % zugenommen hat. Hier sind aktuell 72.109 zum Teil oder rein elektrisch angetriebene Fahrzeuge unterwegs [18]. Für den Straßenverkehr in Deutschland sind beispielsweise 72 HEV-Typen und 29 BEV-Typen zugelassen [19], wobei diese aber alle noch eine klassische Reibbremse besitzen.

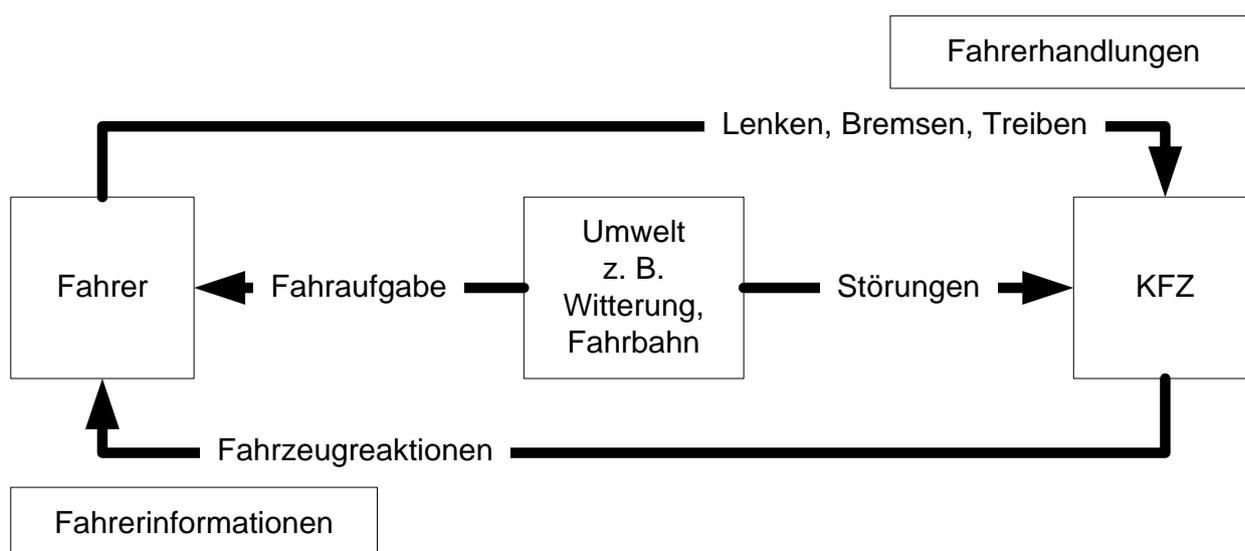
Einige Automobilhersteller führen ihre Kunden allerdings schon an die Veränderungen heran, die ein rein elektrisches Bremssystem mit sich bringen könnte. So bewirbt beispielsweise BMW für das rein elektrisch fahrende Modell i3 explizit „die Möglichkeit, über das Gaspedal abzubremesen“ [20]. Indem die elektrische Maschine des Fahrzeugs bei Entlastung des Gaspedals in den Generatorbetrieb umgeschaltet wird, bremst das Fahrzeug sofort ab. Der Fahrer entscheidet dann selbstständig, ob die geforderte Bremskraft allein vom Elektromotor erbracht werden kann oder ob mit einer Betätigung der Reibbremse über das Bremspedal nachgeholfen werden muss. Allerdings ist fraglich, ob viele Kunden unabhängig von geltenden gesetzlichen Vorschriften diese Art der Steuerung der Längsdynamik von Fahrzeugen akzeptieren beziehungsweise bevorzugen.

Aus den genannten Punkten ergibt sich daher die Schlussfolgerung, dass zur präzisen Steuerung eines Bremsvorgangs auch in Zukunft eine separate Betätigungseinrichtung verbaut wird, obwohl das Bremsmoment in aktuellen HEV- und BEV-Modellen in vielen Fahrsituationen schon allein von der elektrischen Antriebsmaschine erzeugt wird.

## 3. Anforderungen an ein modernes Bremssystem

### 3.1 Physikalisch-technische Anforderungen

Das Bremsen ist neben dem Beschleunigen und Lenken eine der drei Hauptfahraufgaben, die der Fahrer als Regler im Regelkreis Fahrer – Fahrzeug – Umwelt zu bewältigen hat. Betrachtet man das Führen eines KFZ also aus regelungstechnischer Sicht, so stellt dieses einen geschlossenen Regelkreis dar. Das Fahrzeug ist dabei die Regelstrecke und die Umwelt die Informations- und Störungsquelle. In Abbildung 3.1 findet sich zur Erläuterung ein entsprechendes Diagramm.



**Abbildung 3.1:** Regelkreis Fahrer – Fahrzeug – Umwelt [8]

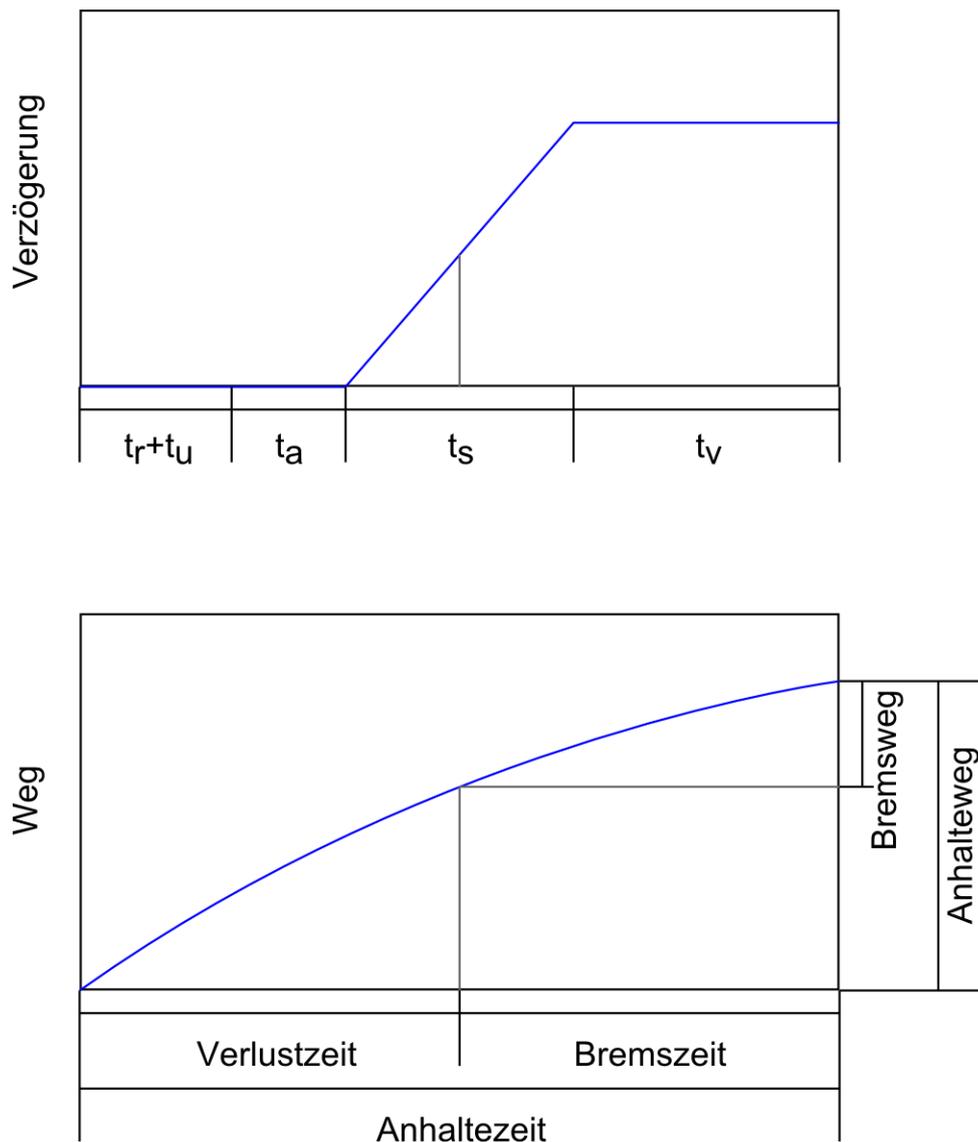
Alle Bremsvorgänge lassen sich in eine von drei Kategorien einteilen. Die Festhaltebremsung verhindert unerwünschte Bewegungen des Fahrzeugs im Stillstand, die Beharrungsbremsung hält das Fahrzeug bei Talfahrten auf einer bestimmten Geschwindigkeit und die Verzögerungsbremsung ermöglicht die Verringerung der Fahrzeuggeschwindigkeit. Zur Erfüllung der Fahraufgabe Bremsen muss die Bremsanlage nun bestimmte Eigenschaften besitzen, damit der Fahrzeugführer trotz seiner natürlichen Einschränkungen, wie einer gewissen Reaktionszeit, das Fahrzeug beherrschen kann. In einem Spezialfall der Verzögerungsbremsung bedeutet das

beispielsweise, dass das KFZ in einer gefährlichen Verkehrssituation schnell und sicher zum Stehen kommt. [8]

Aus diesem Gedanken ergeben sich gemäß Breuer et al. (siehe [8]) drei wichtige physikalisch-technische Kriterien zur Beurteilung von Bremssystemen:

1. Anhalteweg
2. Bremsstabilität
3. Ausfallsicherheit

Der *Anhalteweg* – der generell so kurz wie möglich sein sollte – umfasst den gesamten nach dem Erkennen des Anhaltegrunds bis zum Stillstand zurückgelegten Weg, die entsprechende Zeitspanne wird als Anhaltezeit  $t_A$  bezeichnet. Als Bremsweg bezeichnet man die Wegstrecke, die während der tatsächlichen Applikation der vollen Bremskraft (vereinfacht: ab der halben Schwellzeit) zurückgelegt wird. Die Dauer dieses Vorgangs wird dann Bremszeit genannt. Die Anhaltezeit setzt sich aus der Reaktionszeit  $t_r$ , der Umsetzzeit  $t_u$ , der Ansprechzeit  $t_a$ , der Schwellzeit  $t_s$  und der Vollbremszeit  $t_v$  zusammen [21]. Die Zusammenhänge sind in Abbildung 3.2 nochmals dargestellt.

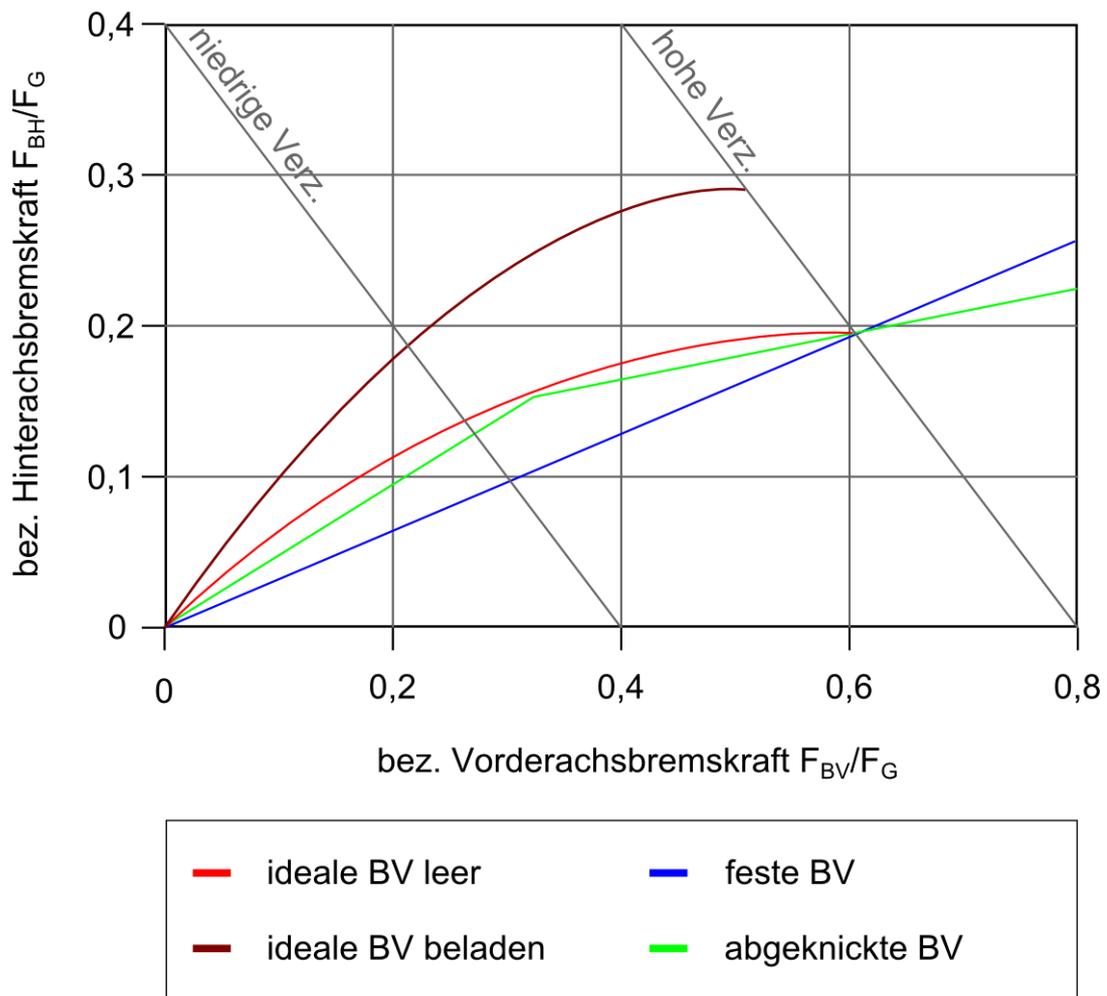


**Abbildung 3.2:** Bremsvorgang – Begriffe und Zusammenhänge [8]

Die Leistungsfähigkeit der Bremsanlage hat dabei nur Auswirkungen auf die Ansprech-, Schwell- und Vollbremszeit. Daher müssen diese getrennt gemessen werden, um Aussagen über die Qualität und Performanz der Bremse im Vergleich zu anderen Systemen treffen zu können. Desweiteren ist es zur genauen Bestimmung der Leistungsfähigkeit des Systems erforderlich, die maximal erreichbare Abbremsung  $z_{max}$  (Verzögerung bezogen auf Schwerebeschleunigung) in Bezug zum jeweilig gegebenen Haftgrenzwert  $\mu_{haft}$  zu setzen und den sogenannten Gütegrad zu ermitteln [8]. Der Haftgrenzkoeffizient ist abhängig von der Materialpaarung Rad-Untergrund und stellt die grundsätzliche Beschränkung der übertragbaren Kräfte dar. Die größtmögliche Verzögerung wird erzielt, wenn sich alle Räder knapp unterhalb der Kraftschlussgrenze befinden, dieser Zustand sollte während einer Bremsung so schnell wie möglich erreicht und so lange wie möglich gehalten werden.

Wie gut dies gelingt, hängt davon ab, ob von der Verzögerung oder Beladungsmasse und -position abhängige Radlastverschiebungen durch eine Veränderung der Bremskraftverteilung (BV) kompensiert werden können. Die Möglichkeit der variablen Bremskraftverteilung sorgt also nicht nur für verkürzte Anhaltewege, sondern trägt auch entscheidend zur *Bremsstabilität* bei. Teilaspekte dieses Kriteriums sind nämlich das Spurhaltevermögen und die Erhaltung der Lenkbarkeit, insbesondere bei der Verzögerungsbremmung bis zum Stillstand. Die Stabilität sollte dabei unabhängig von der Ursache der Störung – welche sowohl vom Fahrer als auch von der Umwelt ausgehen kann – gewährleistet sein. Geht man wie oben davon aus, dass bei der idealen Bremsung für alle Räder das gleiche  $\mu_{haft}$  gilt und die Kraftschlussgrenze bei allen Rädern fast erreicht ist, so muss die Bremskraft in Abhängigkeit der jeweils gerade vorhandenen dynamischen Achslast eingestellt sein. Diese bemisst sich wiederum über die Lage des Schwerpunkts sowie weitere geometrischen Beziehungen, über die statische Achslast und über die tatsächlich auftretende Verzögerung. Stellt man die Dimensionen Bremskraft der Vorder- (als Abszisse) und Bremskraft der Hinterachse (als Ordinate) – jeweils bezogen auf das Gesamtgewicht des Fahrzeugs – wie in Abbildung 3.3 dar, so ergibt sich für eine ideale Bremskraftverteilung eine parabelförmige Kurve. In der Realität hingegen besitzen installierte Bremskraftverteiler eine feste (lineare) beziehungsweise aus linear verlaufenden Teilstücken zusammengesetzte, abgeknickte (quasilineare) Kennlinie. Der parabelförmige Verlauf der idealen Bremskraftverteilung ergibt sich daraus, dass bei höheren Verzögerungen wegen der progressiv ansteigenden vorderen Achslast auch die Bremskraft entsprechend progressiv ansteigen muss.

Um ein Schleudern des Fahrzeugs beim Bremsvorgang auszuschließen, muss die Vorderachse immer zuerst blockieren. Um dies sicherzustellen, wird, wie aus Abbildung 3.3 ersichtlich, üblicherweise eine Bremskraftverteilung installiert, deren Kurve diejenige der idealen Verteilung erst bei hohen Verzögerungen übersteigt. Außerdem lässt sich aus dieser Darstellung ablesen, dass ein unbeladenes Fahrzeug mit einer fixen Bremskraftverteilung eher in einen kritischen Fahrzustand gerät als ein beladenes, da ein voll beladener PKW größere Bremskräfte an der Hinterachse aufnehmen kann, bevor diese blockiert. [8]



**Abbildung 3.3:** Ideale und reale Bremskraftverteilungen in Abhängigkeit von der Zuladung [8]

Als drittes und letztes Kriterium ist die *Ausfallsicherheit* anzuführen. Das bedeutet, dass eine möglichst geringe Ausfallwahrscheinlichkeit für den gesamten Zeitraum des geplanten Betriebs der Bremsanlage angestrebt werden muss. Dies lässt sich dadurch erreichen, dass Teile der Anlage redundant ausgelegt werden. Berücksichtigung bei der Festlegung der Zahl der Redundanzen muss die Tatsache finden, dass eine Erhöhung im Allgemeinen nicht nur zu erhöhter Ausfallsicherheit, sondern auch zu einem höheren Wartungsaufwand führt. Erfahrungsgemäß ist in konventionellen Bremssystemen die Übertragungseinrichtung die unzuverlässigste Komponente, daher finden sich an Bord von KFZ in der Regel Zweikreissysteme. Da das rein elektrische Bremsen im Gegensatz zur Reibbremse auf einem anderen Wirkprinzip beruht, muss in dieser Arbeit aber auch die Ausfallwahrscheinlichkeit der elektrischen Maschine in die Überlegungen mit einbezogen werden. [8]

Auf Basis der Kriterien Anhalteweg, Bremsstabilität und Ausfallsicherheit lässt sich in Anlehnung an Breuer et al. (vgl. [8]) ein Katalog an physikalisch-technischen Anforderungen zusammenstellen:

1. Bremsleistung
2. Standfestigkeit
3. Verhalten bei unebener Straße
4. Reibwertabhängigkeit
5. Stabilität um die Hochachse
6. Stabilität um die Querachse
7. Umgebungsbedingungen
8. Betätigung/Bedienung
9. Packaging/Einbausituation
10. Noise/Vibration/Harshness (NVH)
11. Craschanforderungen
12. Umweltschutz
13. Energiebedarf und -rückgewinnung
14. Zusatzfunktionen

Die *Bremsleistung* leitet sich in erster Linie aus der Forderung nach dem kürzest möglichen Anhalteweg ab. Die Roll- und Luftwiderstandskräfte können nur einen geringen Teil der erforderlichen Bremsleistung bereitstellen. Der überwiegende Teil der Gesamtbremsleistung in der Ebene wird durch die Betriebsbremse erbracht. Heutzutage nimmt diese überschlägig die dreifache Antriebsleistung des Fahrzeugs auf und ermöglicht somit eine mittlere Verzögerung in Höhe der einfachen Schwerebeschleunigung (1 g) [8]. Es stellt sich im Hinblick auf den möglichen Einsatz einer elektrischen Maschine als Bremse mit einer entsprechend höheren Dynamik die Frage, ob den Fahrzeuginsassen eventuell auch höhere Beschleunigungen und Verzögerungen zugemutet werden können. Hier zeigt sich, dass Menschen Beschleunigungen in positive und negative x-Richtung, also in Richtung der Längsachse eines sich bewegenden Fahrzeugs, mit Amplituden von bis zu 45 g für eine Dauer von 0,1 s [22] und länger andauernde Belastungen mit 20 g tolerieren können [23]. Die Reifendynamik wird sich (zusammen mit dem Reibwert) dagegen im Zusammenspiel mit der rein elektrischen Bremse eher als limitierender Faktor erweisen.

Bezüglich der *Standfestigkeit* der Bremsanlage muss erwähnt werden, dass extreme Fahrsituationen wie längere Talfahrten im voll beladenen Fahrzeug (gegebenenfalls noch mit zusätzlichem, ebenfalls beladenem Anhänger) oder die mehrmalige Vollbremsung auf der Autobahn die Leistung der Anlage nicht über ein gewisses Maß hinaus verringern dürfen. Dazu ist es erforderlich, dass die Bremsanlage mit der Erwärmung der betroffenen Bauteile umgehen und den Betriebstemperaturbereich halten kann. Eine bestimmte Standfestigkeit ist eine hinreichende Bedingung für die Erfüllung der Kriterien Anhalteweg und Ausfallsicherheit. [8]

Das *Verhalten bei unebener Straße* ist wichtig im Bezug auf das Kriterium Bremsstabilität. Häufig führen auf Schlechtwegstrecken die Nichtlinearitäten im Reifenverhalten beim Ein- und Ausfedern zu Ungleichmäßigkeiten in der Übertragung der Reifenlängskraft und damit auch der Bremskraft. Dazu kommen Schwankungen in der Radlast, welche insbesondere durch die Eigenheiten der jeweiligen Radaufhängungsausführung, die Dämpferkennlinien, die Größe der reifengefederten Massen und die Reifenfedersteifigkeiten bestimmt werden. Ideal wären hier eine geringe reifengefederte Masse, ein weicher Reifen und relativ harte Dämpfer. [8]

Die prinzipielle *Reibwertabhängigkeit* der Bremsstabilität besteht darin, dass nach dem Erreichen des maximalen Kraftschlusses bei weiterer Steigerung des Schlupfes ein instabiler Abschnitt erreicht wird und das Rad sehr schnell und unkontrolliert ins Gleiten übergeht. Der maximale Haftgrenzbeiwert auf trockener Fahrbahn wird heutzutage bei einem Schlupf zwischen 8 % und 25 % erzielt. [8]

Auch die grundsätzliche *Stabilität um die Hoch- und Querachse* eines Fahrzeugs spielt für das Erreichen einer möglichst hohen Bremsstabilität eine Rolle. Beispielsweise sei hier der konstruktionsbedingte negative Lenkrollradius angeführt, der auf einer Fahrbahn mit  $\mu$ -Split ein Lenkradmoment erzeugt, so die Gegenlenkbewegung erleichtert und damit eine stabilisierende Wirkung auf das gesamte System hat. Auftretende Giermomente können durch weitere Maßnahmen ebenso effektiv reduziert werden. Ein Bremsnickausgleich arbeitet den bei Bremsvorgängen auftretenden Nickmomenten entgegen und sichert so die Stabilität um die Querachse. [8]

Direkte Auswirkungen auf alle genannten Kriterien haben die *Umgebungsbedingungen*. Die Bremsanlage muss in jedem Fall eine bestimmte Resistenz gegen Witterung,

Verschmutzung sowie andere Einflüsse wie eingebrachtes Streusalz aufweisen. Daneben ist es wichtig, dass die Bremse für den Einsatz in weitgefassten Temperatur- und Luftfeuchtigkeitsbereichen geeignet ausgelegt ist. [8]

Der Anhalteweg kann durch günstige Festlegungen im Bereich *Betätigung/Bedienung* weiter verkürzt werden. Die Pedal- und Verzögerungscharakteristik bestimmt die Einflussmöglichkeiten des Fahrzeuglenkers auf den Bremsvorgang, da dieser seine Information über den gegenwärtigen Fahrzustand zu einem nicht geringen Teil aus dem Feedback des Betätigungsmechanismus bezieht. Diese Thematik wird in dieser Arbeit allerdings nicht weiter vertieft. [8]

Weitere Anforderungen, die nur indirekt zur Erfüllung der oben genannten Kriterien beitragen, betreffen die Themen *Packaging/Einbausituation*, *Noise/Vibration/Harshness (NVH)*, *Crashanforderungen*, *Umweltschutz*, *Energiebedarf* und *-rückgewinnung* und *Zusatzfunktionen*.

Zu den Anforderungen im Bereich *Packaging/Einbausituation* ist zu sagen, dass hier wie beim Punkt *Unebenheit der Straße Radaufhängungssystem* und *Größe der Räder* sowie das damit verbundene Gewicht der ungefederten Masse des Rades (inklusive Reifen und Bremse) eine große Rolle spielen. Die Reduzierung von *Noise/Vibration/Harshness* ist sowohl für den Komfort als auch für die Lebensdauer bestimmter Bauteile förderlich. *Crashanforderungen* wie zum Beispiel die Verringerung der *Intrusion des Fahrerfußraumes* bei *Frontalzusammenstößen* sind hauptsächlich für die Auslegung von *Betätigungs-, Übertragungs- und Energieversorgungseinrichtungen* relevant, da diese in der Regel viel Bauraum in *Insassennähe* beanspruchen. Eine zentrale Anforderung an ein modernes Bremssystem ist der *Umweltschutz*, hiervon sind bei der *Reibbremse* verschiedene *Bremsenbestandteile* wie beispielsweise *Bremsbeläge* und *-flüssigkeiten* besonders betroffen. [8]

Die grundsätzliche Motivation für diese Arbeit stellt das Thema *Energiebedarf und Energierückgewinnung* dar, also eine Anforderung, die die physikalischen Gegebenheiten bei *Bremsvorgängen* miteinbezieht, aber auch darüber hinaus geht. Geeignete Kennzahlen zur Bestimmung des Erfüllungsgrads sind unter anderen die *Bremseneffizienz* und der Anteil der abzubauenen kinetischen Energie, der tatsächlich wieder in den *Energiespeicher* zurückgespeist werden kann.

Diverse *Zusatzfunktionen*, wie sie beispielsweise von einem Antiblockiersystem, einer Antriebsschlupfregelung oder einem elektronischen Stabilitätsprogramm zur Verfügung gestellt werden, sind heutzutage Standard und werden vom Autokäufer beziehungsweise -fahrer als selbstverständlich vorausgesetzt. Desweiteren sollten moderne Bremssysteme dem Fahrzeuglenker automatisch eine Unterstützung beim Anfahren am Berg (Hill-Hold Control) oder bei Talfahrten (Hill-Descent Control) bieten. Alle zukünftigen Bremsanlagen müssen also ebenfalls dementsprechende Funktionen aufweisen. [24]

## 3.2 Gesetzliche Anforderungen

Neben den generell gültigen physikalisch-technischen Anforderungen existieren in verschiedenen Märkten unterschiedliche gesetzliche Vorschriften bezüglich der Ausführung von Bremsanlagen. Die Economic Commission for Europe der Vereinten Nationen bemüht sich seit langem um eine weltweite Harmonisierung des relevanten Rechts, allerdings gibt es selbst in den am weitesten entwickelten Automobilmärkten, also in der Europäischen Union, in den Vereinigten Staaten von Amerika und in Japan, immer noch keine einheitlichen Regelungen. Die folgenden Tabellen 3.1, 3.2 und 3.3 geben einen Überblick über die dort aktuell geltenden Verordnungen.

**Tabelle 3.1:** Zulassungsverfahren

<p><b>EU</b> Zulassung der Bremsanlage mittels Typprüfverfahren gemäß EU-Richtlinie 2007/46/EG [25], ergänzt durch Verordnung 2009/661/EG [26]:</p> <p>Grundsätzliche Überprüfung → UN/ECE-Richtlinie R13 H [27]</p> <p>Gestaltung der Bremsbeläge → UN/ECE-Richtlinie R90 [28]</p> <p>Elektromagnetische Verträglichkeit → UN/ECE-Richtlinie R10 [29]</p>
<p><b>US</b> Zulassung der Bremsanlage mittels Selbstzertifizierung der Hersteller:</p> <p>Grundsätzliche Überprüfung → FMVSS 135 „Light Vehicle Braking Systems“ [30]</p> <p>Stichprobenartige Überprüfung der Einhaltung der Vorschriften durch die zuständige Behörde</p>

**Tabelle 3.1:** Zulassungsverfahren (Fortsetzung)

**JP** Zulassung der Bremsanlage mittels Typprüfverfahren:  
Grundsätzliche Überprüfung → UN/ECE-Richtlinie R13 H (seit 1998 mit EU harmonisiert)

**Tabelle 3.2:** Anforderungen [27] [30]

**EU** Zwingend erforderliche Bestandteile des Bremssystems:

1. Betriebsbremsanlage
  - abstuftbare Wirkung für alle Räder
  - Bremswirkung symmetrisch zur Fahrzeugmittelebene
  - separate Betätigungseinrichtung
2. Hilfsbremsanlage
  - abstuftbare Wirkung
  - separate Betätigungseinrichtung, darf gemeinsame Teile mit BBA aufweisen
3. Feststellbremsanlage

Weitere Vorschriften:

Erleichterung der Überprüfung von Verschleißteilen durch geeignete Konstruktion

Regeneratives Bremsen darf unter bestimmten Bedingungen alleine erfolgen

Bestehen von diversen Prüfungsläufen

**US** Zwingend erforderliche Bestandteile des Bremssystems:

1. Betriebsbremsanlage
  - hydraulische Kraftübertragung
  - für alle Räder
  - Betätigung per Fuß
2. Feststellbremsanlage

Weitere Vorschriften:

Automatische Nachstellung der Bremsbeläge bei Verschleiß

Erleichterung der Überprüfung von Verschleißteilen durch geeignete Konstruktion

Regenerative Bremse ist Teil der BBA, falls nicht vom Antriebsstrang entkoppelbar

Bestehen von diversen Prüfungsläufen

**JP** Siehe EU

**Tabelle 3.3:** Prüfvorschriften [27] [30]

<p><b>EU</b> Mehrere Einzeltests auf trockener Fahrbahn, mit leicht oder voll beladenem Fahrzeug, unter anderem:</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>- Typ 0 Einfacher Belastungstest mit kalten Bremsen, VKM ausgekuppelt: Vollbremsung aus <math>v = 100 \text{ km/h}</math>: mittlere Vollverzögerung <math>a \geq 6,43 \text{ m/s}^2</math>, Anhalteweg <math>s \leq 70 \text{ m}</math>, Fußkraft <math>F_F \leq 500 \text{ N}</math></li> <li>- Typ 0 Einfacher Belastungstest mit kalten Bremsen, VKM eingekuppelt: Vollbremsung aus <math>v = 80 \% v_{max} (\leq 160 \text{ km/h})</math>: mittlere Vollverzögerung <math>a \geq 5,76 \text{ m/s}^2</math>, Anhalteweg <math>s</math> abhängig von <math>v</math>, Fußkraft <math>F_F \leq 500 \text{ N}</math></li> <li>- Typ I Fadingtest Bremsung von <math>v = 80 \% v_{max} (\leq 120 \text{ km/h})</math> auf <math>0,5 v</math>, 15-mal im Abstand von 45 s: mittlere Vollverzögerung von <math>a = 3 \text{ m/s}^2</math></li> <li>- Typ 0 Einfacher Belastungstest mit warmen Bremsen, VKM ausgekuppelt Bremsleistung <math>\geq 75 \%</math> Typ 0 kalt und <math>\geq 60 \%</math> der vermessenen kalten Bremse (VKM ausgekuppelt)</li> </ul>
<p><b>US</b> Je nach Ausstattung bis zu 24 Einzeltests auf Fahrbahn mit <math>\mu_{max} = 0,9</math>, mit leicht oder voll beladenem Fahrzeug, unter anderem:</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>- Typ 0 und Typ I ident mit UN/ECE Regelung R13 H</li> <li>- Fehlfunktion der hydraulischen Übertragungseinrichtung</li> <li>- Fehlfunktion des Bremskraftverteilers</li> </ul>
<p><b>JP</b> Siehe EU</p>

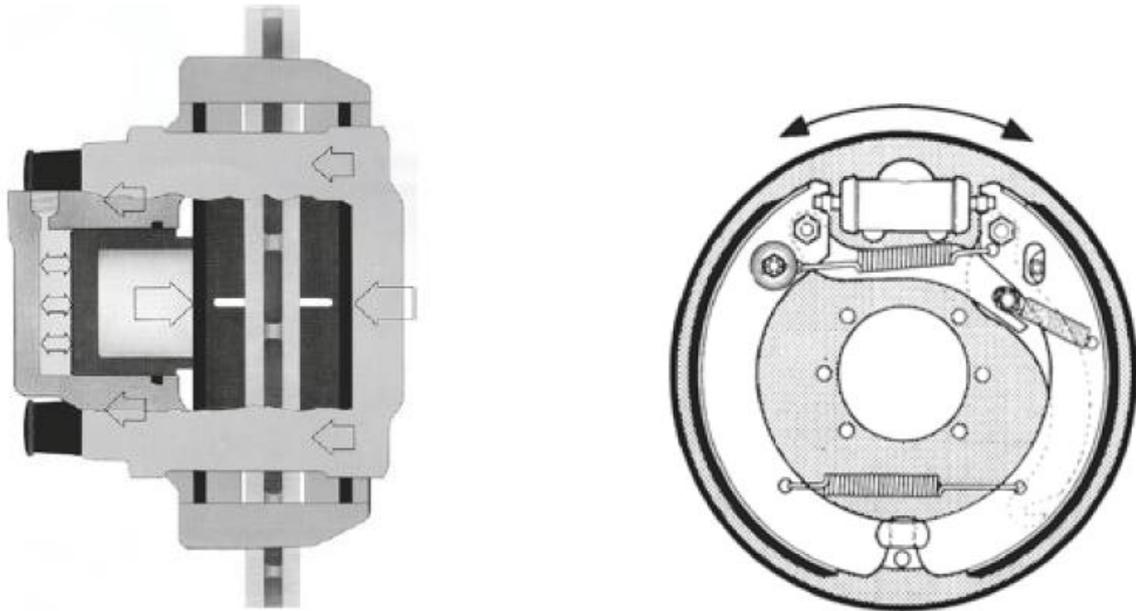
Bei den gesetzlichen Anforderungen in der EU und in Japan handelt es sich um auf Basis der Eigenheiten mechanisch wirkender Bremsen entwickelte Wirkvorschriften, die Art der Erzeugung der Bremskräfte spielt also letztendlich keine Rolle. Somit wird in diesen Märkten auch die Möglichkeit, rein elektrisch zu bremsen, nicht vom Gesetzgeber ausgeschlossen.

## 4. Charakteristika der elektromotorischen Bremse

Um die Eigenschaften der elektrischen Maschine als grundlegendem Bestandteil des elektromotorischen Bremssystems besser einordnen zu können, werden diese im Folgenden mit denjenigen der mechanisch betätigten Bremse verglichen. Im Anschluss daran wird auf Basis dieser Aufstellung eine vorläufige, qualitative Antwort auf die Frage, ob sich die elektromotorische Bremse als Betriebsbremse eignet, vorgestellt.

### 4.1 Charakteristika der mechanisch betätigten Bremse

Die Bremskraft beziehungsweise das Bremsmoment wird in der Reibbremse standardmäßig von hydraulischen Zylindern erzeugt. Bei Scheibenbremsen erfolgt die Aufbringung der Zuspännkräfte des Bremssattels in axialer Richtung auf die Bremsbeläge, die wiederum ihre Wirkung auf die beidseitig vorhandenen Planreibflächen der Bremsscheibe ausüben. Die Kolben und Beläge liegen in einem die Scheibe sattelartig außen umfassenden Gehäuse. Die Bremsscheiben rotieren mit dem Rad mit. Bei Trommelbremsen werden Bremsbacken in radialer Richtung auf die Reibbeläge auf der Innenseite der sich mit dem Rad mitdrehenden Trommel geschoben. Die beiden Bauformen werden in der folgenden Abbildung 4.1 skizziert. [8]



**Abbildung 4.1:** Kraftwirkungslinien von Scheibenbremse (mit Faustsattel) und Trommelbremse (Simplex-Ausführung) [8]

Für einen Vergleich relevante statische Größen sind das benötigte Bauvolumen in Rad und Gesamtfahrzeug sowie die Masse des Bremssystems und deren reifengefederter Anteil. Von diesen lassen sich auf die maximale Bremsleistung bezogene Größen wie beispielsweise das Leistungsgewicht ableiten.

In PKWs werden heutzutage im Allgemeinen Scheibenbremsen mit einem Faustsattel verbaut, dessen Steifigkeit im Vergleich zum davor weit verbreiteten Schwimmsattel bei etwa gleichem Bauvolumen verbessert ist. Trommelbremsen werden kaum noch und wenn dann an den Hinterrädern verbaut, da sie generell einen schlechteren Wirkungsgrad haben und ihre Bremsleistung bei hoher thermischer Belastung stark verringert ist. Außerdem ist die Scheibenbremse nicht so anfällig gegenüber Reibwertschwankungen des Bremsbelags. Da die Radschüssel neben der Radaufhängung (sowie ggf. Teile der Antriebswelle und dem Lenkgestänge) keine anderen Elemente beherbergen muss, kann der Rest des Volumens von der Bremsanlage ausgefüllt werden. Der Volumenverbrauch ist jedoch in erster Linie von der installierten Bremsleistung abhängig und in der Regel an der Vorder- und Hinterachse verschieden. Beispielsweise besitzt die in einem Volkswagen Golf mit 16-Zoll-Bereifung standardmäßig verbaute Brems Scheibe ein Volumen von  $1,9 \text{ dm}^3$ , was etwa 15 % des Volumens der Radschüssel entspricht [31]. Die Masse der Brems Scheibe macht einen großen Teil der Masse des gesamten Bremssystems aus, sie beträgt in diesem Fall 8,1 kg. Hinzu kommen die Masse des Bremssattels mit etwa

6 kg und die Masse der hydraulischen Zuleitungen, insgesamt ergibt sich pro 16-Zoll-Rad eine Masse von 15,4 kg. Mit dem Einsatz eines Aluminium-Festsattels kann eine Sattelmasse von nur 2,8 bis 4 kg erreicht werden, jedoch ist dieser für den Verbau in Massenmodellen zu teuer. Die nicht reifengefederte Masse einer Betriebsbremsanlage lässt sich durch die Installation eines integrierten Bremssystems reduzieren, in welchem Betätigungseinheit, vakuumunabhängige Energieversorgung und die Elektronik der Stabilitätsregelsysteme in einer Baugruppe zusammengefasst sind. Dies geht mit einer Verringerung der Masse um 4 kg einher, zudem reduziert sich das benötigte Bauvolumen entsprechend. [8]

Das dynamische Verhalten der mechanisch betätigten Bremse wird hauptsächlich durch die Faktoren Systemarchitektur sowie minimal erreichbare Bremsenansprech- und Schwellzeiten bestimmt.

Zunächst determinieren sowohl die Entscheidung für eine hydraulische Bremsanlage als auch die im nächsten Schritt gewählte Bremskreisaufteilung grundsätzlich die Möglichkeiten der mechanisch betätigten Bremse, Bewegungen des Fahrzeugs zu beeinflussen. Hydraulische Systeme sind generell in ihrem Ansprechverhalten elektrischen Systemen unterlegen. Die am weitesten verbreitete Diagonalaufteilung ist so gestaltet, dass ein Kreis jeweils ein Vorder- und das diesem schräg gegenüberliegende Hinterrad speist. Wird der Druck in den Bremskreisen unterschiedlich schnell aufgebaut oder fällt einer der Bremskreise aus, so ergibt sich für das Gesamtfahrzeug ein Giermoment, welches dieses destabilisieren kann. [8]

Üblicherweise vergleicht man die Dynamik von Bremssystemen anhand der Summe aus Ansprechzeit  $t_a$  und der halben Schwellzeit  $t_s/2$  für ein bestimmtes Fahrmanöver. Mit einer modernen Reibbremse sind für  $t_a + t_s/2$  Werte von 0,2 s erreichbar. Von einem mit dem elektronischen Stabilitätsprogramm ausgerüsteten PKW kann das Blockierdruckniveau auf trockener Fahrbahn dann bereits nach 0,5 s eingestellt werden. Die Druckaufbaucharakteristik wird dabei im Wesentlichen durch die Längen und Querschnitte der verwendeten Hydraulikleitungen bestimmt. [8]

Die heutzutage schon weit fortgeschrittene Elektrifizierung einzelner Bestandteile des Reibbremssystems ermöglicht in Summe bereits einen deutlich schnelleren Bremsdruckaufbau im Vergleich zu rein hydraulischen Systemen. Es werden teilweise

vom Motorvakuum unabhängige Betätigungseinrichtungen, rein elektrische Übertragungseinrichtungen (Brake-by-wire) sowie elektromechanisch betätigte Bremsen an der Hinterachse verbaut. In letztere lässt sich leicht eine elektronische Parkbremse integrieren, mittels zusätzlicher Software kann dann zum Beispiel ein Berganfahrassistent realisiert werden. [8]

Hinsichtlich des thermischen Verhaltens der mechanisch betätigten Bremse ist festzustellen, dass die Oberflächentemperatur von Bremsscheiben je nach Belastung bis zu 600 °C betragen kann, sodass die Bremse selbst ein gutes Abköhlverhalten aufweisen und auch die unmittelbare Umgebung der Bremsscheibe entsprechend gestaltet werden muss. Abgesehen davon kann sich die Bremsflüssigkeit bei langen Passabfahrten und mehreren hintereinander ausgeführten Vollbremsungen kurzzeitig sogar über die für Bremschläuche kritische Temperatur von 150 °C erhitzen. Die Lebensdauer von Bremsbelägen kann je nach Fahrweise zwischen 30.000 und 80.000 km Laufleistung schwanken, die Lebensdauer der restlichen Anlagenteile liegt in der Regel bei über 300.000 km Laufleistung. [8]

## 4.2 Charakteristika der elektrischen Maschine

In (teil-)elektrisch angetriebenen Fahrzeugen werden in aller Regel Asynchronmaschinen (ASM) oder permanentmagneterregte Synchronmaschinen (PSM) eingesetzt. Es handelt sich hierbei um Drehstrommaschinen. Sie bestehen aus einem fest mit dem Gehäuse verbundenen zylinderförmigen Stator mit mindestens einem sogenannten „Polpaar“, drei um 120 Grad versetzten Spulen. In Abbildung 4.2 ist beispielhaft die im Volkswagen e-Golf verbaute PSM dargestellt, welche in den folgenden Teilen dieser Arbeit noch eine Rolle spielen wird.



**Abbildung 4.2:** Hauptbestandteile der elektrischen Maschine des e-Golf: Stator und Rotor [32]

In die PSM wird die elektrische Leistung so eingespeist, dass der in den einzelnen Spulen fließende Strom ein sich drehendes magnetisches Feld erzeugt. Der Rotor ist entweder innerhalb des Stators drehend gelagert (Innenläufer-Motor) oder umfasst diesen von außen (Außenläufer-Motor). Er besteht bei der ASM aus ferromagnetischem Material in einer Käfiganordnung oder ist im Falle der PSM mit Magneten bestückt. Der Rotor der Asynchronmaschine läuft beim Beschleunigen mit geringerer und beim Verzögern mit höherer Drehzahl als das Statorfeld um. Der Rotor der Synchronmaschine läuft hingegen immer mit derselben Drehzahl wie das Drehfeld um. Zur Beschreibung des Betriebszustandes wird daher der Begriff des Schlupfes  $S_{EM}$  der elektrischen Maschine mit **Gleichung 4.1** eingeführt.

$$S_{EM} = \frac{\text{Drehfelddrehzahl} - \text{Rotordrehzahl}}{\text{Drehfelddrehzahl}} \quad (4.1)$$

Die Bewegung des Rotors kann prinzipiell durch zwei verschiedene Kräfte hervorgerufen werden, nämlich durch die Lorentzkraft oder durch die Reluktanzkraft. Ein stromdurchflossener Leiter tritt mit dem Fluss eines homogenen Magnetfelds in Wechselwirkung, sodass auf ersteren eine Kraft, die sogenannte Lorentzkraft, ausgeübt und dieser senkrecht zur Stromrichtung und der Richtung der magnetischen Feldlinien bewegt wird. Der Wirkungsgrad der so herbeigeführten Umwandlung von elektrischer in mechanische Energie wird dabei von den Verlusten durch Stromwärme in den Leitern sowie durch Ummagnetisierungen und Wirbelströme im magnetischen Kern bestimmt. Die Auswirkungen der Reluktanzkraft sind bei einer Veränderung des magnetischen Widerstands in einem magnetischen Kreis zu beobachten. Zum Beispiel erhöht sich die Reluktanz durch eine temporäre Verringerung des Querschnitts des magnetischen Kerns wegen der Verschiebung eines beweglichen Teils desselben. Der magnetische

Fluss im Kern bewirkt dann eine Rückverschiebung des Kernteils in seine Ausgangsposition mit niedrigerer Reluktanz. Der Wirkungsgrad dieses Umwandlungsprinzips hängt unter anderem von den Verlusten durch Stromwärme in den Leitern ab. In ASM und PSM wirkt primär die Lorentzkraft. Eine spezielle Klasse von elektrischen Maschinen, die sogenannten Reluktanzmotoren, setzen auf die Wirkung der Reluktanzkraft. Für die ASM spricht die höhere Effizienz beim Betrieb im sogenannten Feldschwächebereich (Betrieb an der Leistungsgrenze), sie ist damit für einen Einsatz in einem weiten Drehzahlbereich prädestiniert. Die Vorteile der PSM sind hingegen der höhere Wirkungsgrad und die höhere Leistungsdichte in einem bestimmten Drehzahlbereich, welche insbesondere bei Radnabenmotoren zum Tragen kommen. [33], [34]

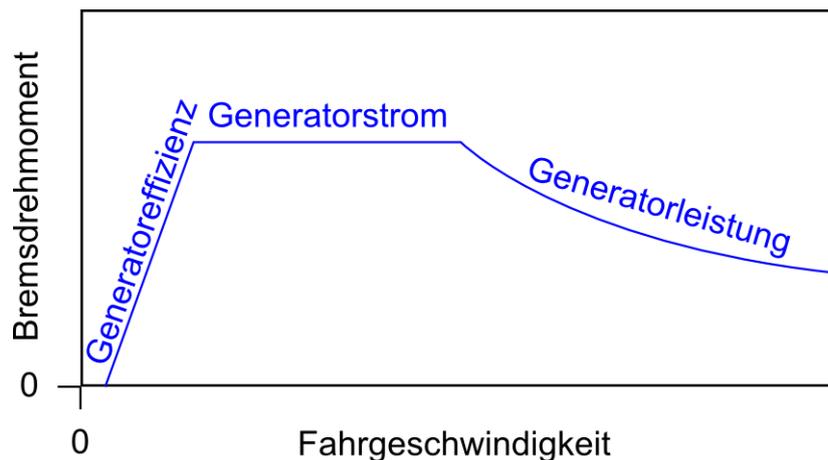
Das Betriebsverhalten einer elektrischen Maschine wird durch ihr Drehmoment-Drehzahl-Verhalten bestimmt. Bei der elektromotorischen Bremsung handelt es sich um einen Übergangszustand, sodass man hier von einem dynamischen Betriebsverhalten spricht. In diesem Fall ist sowohl das Drehmoment als auch die Drehzahl variabel. Ein veränderliches Lastmoment ist wegen der Nickbewegungen des Fahrzeugs genauso zu erwarten wie ein durch einen veränderlichen Verzögerungswunsch des Fahrers bedingter bestimmter Drehzahlverlauf. Wird die elektrische Maschine nicht passend ausgelegt und somit oft in Betriebsbereichen mit niedrigem Wirkungsgrad eingesetzt, so kann der Betrieb sehr schnell unwirtschaftlich werden. [35]

Werden alle typischen Fahraufgaben, also auch das Verzögern des Fahrzeugs, mit Unterstützung einer elektrischen Maschine gelöst, so lässt sich deren Betriebsart gemäß DIN EN 60034-1:2011-02 als S9: Betrieb mit nicht periodischen Last- und Drehzahländerungen charakterisieren. [36]

Es gibt drei Möglichkeiten, eine elektrische Maschine so zu schalten, dass diese ein Bremsmoment erzeugt. Heutzutage beträgt die Schaltfrequenz des zugehörigen Umrichters allerdings einige kHz, sodass die Modi im Betrieb nicht ohne weiteres getrennt werden können. Man unterscheidet also nur in der Theorie:

1. Generatorisches Bremsen
2. Bremsen „im Kurzschluss“
3. Bremsen mit „Gegenstrom“

Beim *generatorischen Bremsen* der ASM behält das Stator-Drehfeld die Drehrichtung des Rotors, läuft allerdings mit geringerer Geschwindigkeit um. Das Stator-Drehfeld der PSM behält ebenfalls seine Drehrichtung bei und läuft synchron um. Die elektrische Maschine ist als Generator geschaltet, die mechanische Energie wird zum überwiegenden Teil in elektrische Energie umgewandelt, diese kann gespeichert werden. Dabei folgt die als Generator arbeitende elektrische Maschine allgemein der in Abbildung 4.3 dargestellten Kennlinie.



**Abbildung 4.3:** Prinzipielle Generatorkennlinie einer elektrischen Maschine und Limitierungsgründe über der Fahrgeschwindigkeit [8]

Das maximale Bremsdrehmoment ist abhängig von der Fahrgeschwindigkeit entweder aufgrund der physikalischen Gesetzmäßigkeiten (Leistung oder Effizienz der elektrischen Maschine) oder technisch durch Deckelung des maximal abführbaren Generatorstroms beschränkt. Bei kleinen Fahrgeschwindigkeiten (unter 5 km/h) fällt das Bremsmoment auf 0 ab [37]. Insbesondere der Energiespeicher kann das generatorische Bremsen je nach Konzept, Ladezustand (SOC), Temperatur sowie dem maximal zulässigen Lade-/Entladestrom in bestimmten Fahrzuständen unmöglich machen [8].

Für das *Bremsen „im Kurzschluss“* werden die Statorspulen mit einem Gleichstrom beaufschlagt, die Drehzahl des Statorfelds wird also auf 0 gesetzt. Im Rotor der ASM entsteht dann ein Kurzschlussstrom, welcher das Bremsmoment erzeugt. Die Bremsleistung fällt komplett in der elektrischen Maschine an, das heißt die mechanische Energie wird vollständig in Wärme umgewandelt.

Das *Bremsen mit „Gegenstrom“* wird durch die Vertauschung zweier Statorphasen eingeleitet, wodurch die Drehrichtung des Statorfeldes umgekehrt wird. Dabei ergeben sich Strom- und Drehmomentstöße. Wie beim Bremsen im Kurzschluss wird die mechanische Energie zu 100 % in Wärme umgesetzt. Zusätzlich dazu wird die zugeführte elektrische Energie ebenfalls zu 100 % in Wärme umgewandelt. Diese Art der elektromotorischen Bremse erlaubt es allerdings, auch bei kleinen Drehzahlen ein Bremsmoment aufzubringen. [34], [38]

Die PSM muss bei einem Betrieb mit häufigen Lastwechseln als schwingungsfähiges System betrachtet und ein Außertrittfallen der elektrischen Maschine nach einem maximalen Schwingungsaussschlag (bei der Anforderung einer Gegenstrombremsung) verhindert werden, in dem man zum Beispiel einen Dämpferkäfig in Schenkelpolrotoren integriert. [35]

Das Bremsmoment wird durch die Rotorwelle direkt oder kraftschlüssig (über (Differential-)Getriebe) auf das drehende Rad übertragen.

Wie im vorangegangenen Kapitel sollen nun auch hier zunächst statische Größen wie Bauvolumen und Masse zur Beschreibung der elektrischen Maschine herangezogen werden. Nur bei der Ausführung als Radnabenantrieb spielt das Volumen der elektrischen Maschine eine entscheidende Rolle. Ebenso ist in diesem Fall zu berücksichtigen, dass die Masse des Antriebs zu 100 % den ungefederten Massen des Fahrzeugs zuzurechnen ist. Das Leistungsgewicht einer Asynchronmaschine kann generell bis zu 0,55 kW/kg, das der permanentmagneterregten Synchronmaschine bis zu 0,95 kW/kg betragen, wobei neueste Entwicklungen sogar etwa 2 kW/kg schaffen sollen. [39], [40]

Die dynamische Charakteristik der elektrischen Maschine wird sowohl durch das eigene Ansprechverhalten als auch dasjenige des gesamten elektrischen Subsystems bestimmt, welches üblicherweise aus einem Umrichter (in modernen Fahrzeugen mittels Leistungselektronik realisiert) und einem Energie(zwischen-)speicher besteht.

Obwohl reines elektromechanisches oder elektronisches Schalten kostengünstiger als eine Regelung ist [35], werden die in KFZ verbauten elektrischen Maschinen von der Leistungselektronik drehzahl geregelt, da dies die Effizienz des Gesamtsystems steigert.

Aus regelungstechnischer Sicht fungiert diese als Stellglied zur Umsetzung des Fahrerwunsches [41].

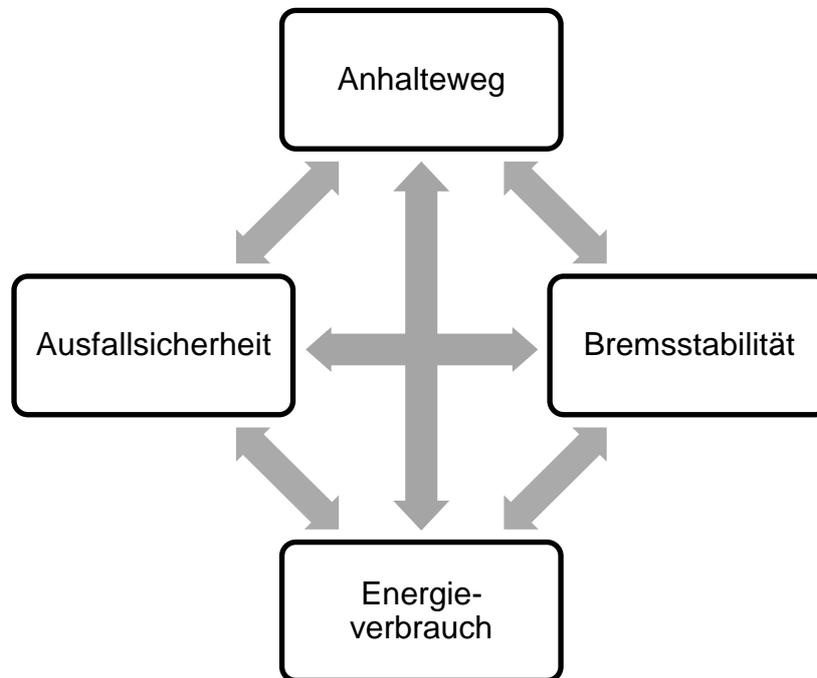
Die Größenordnung der elektrischen Zeitkonstanten für die momentenbildenden Ströme liegt im Millisekunden-Bereich. Eine entsprechend schnelle Regelung der elektrischen Maschine kann jedoch zu einem Ruck, also einem Beschleunigungssprung führen, welcher als ungewohnt und störend empfunden werden kann [42]. Der Fahrer darf zudem nicht überfordert werden, also dürfen das am Pedal verfügbare Kompensationsmoment und der zugehörige Gradient gewisse Grenzen nicht übersteigen. Andererseits ist es jedoch aufgrund der hohen Dynamik der elektrischen Maschine prinzipiell möglich, ihr allein die Antiblockierfunktion (ABS), die Antriebsschlupfregelung (ASR), die Fahrzeugstabilisierung (ESP) oder auch die Abstandsregelung (ACC) zu überlassen [8].

Auch bei der Umsetzung der elektromotorischen Bremse muss berücksichtigt werden, dass die von den entsprechend dimensionierten elektrischen Maschinen umgesetzte Leistung in einem 12 V/14 V-Bordnetz nicht effizient bereit gestellt werden kann und daher ein zusätzliches Hochspannungsnetz (mit einer Netzspannung von 400 V) verbaut werden muss [42]. Hybrid- und batterieelektrische Fahrzeuge verfügen zur Speisung des Antriebs bereits über Letzteres. Daneben besitzt die elektrische Maschine eine spezielle Drehmomentcharakteristik, welche das Verschleißverhalten von Reifen verändert und dazu eine Neuabstimmung des Fahrwerks erforderlich macht, sofern diese nicht durch eine entsprechende Regelung angepasst wird [37].

### **4.3 Bewertung der Eignung zur Betriebsbremse**

Bevor der Erfüllungsgrad der in Kapitel 3.1 aufgeführten physikalisch-technischen Anforderungen qualitativ bestimmt wird, sollen diese zunächst ihrer Wichtigkeit nach geordnet werden. Dies erfolgt durch eine Einteilung in direkt und indirekt den Kriterien zuordenbare Anforderungen. Hierfür wird zunächst noch der oben aufgestellte Kriterienkatalog um das Kriterium Energieverbrauch erweitert. Dies geschieht, um die Bedeutung des Energiemanagements bei Bremsvorgängen zu würdigen und die

zentrale Fragestellung dieser Arbeit beantworten zu können. Die vier Kriterien stellen vier voneinander abhängige Bewertungsdimensionen dar, was in Abbildung 4.4 veranschaulicht wird.



**Abbildung 4.4:** Bewertungsdimensionen von Bremssystemen

Das Thema Energieverbrauch soll hier ganzheitlich betrachtet werden, das bedeutet, dass in der Energiebilanz sowohl die vorhandene kinetische Energie als auch die zur Bremsung aufgewandte Energie aufgeführt werden. Diesen gegenüber steht die Gesamtheit der zurückgewonnenen Nutzenergie.

Die physikalisch-technischen Anforderungen werden nun gemäß den obigen Ausführungen, wie in Tabelle 4.1 dargestellt, auf die zwei Gruppen aufgeteilt.

**Tabelle 4.1:** Physikalisch-technische Anforderungen nach Wichtigkeit

Direkt zuordenbare Anforderungen	Indirekt zuordenbare Anforderungen
Bremsleistung	Packaging/Einbausituation
Standfestigkeit	Noise/Vibration/Harshness (NVH)
Verhalten bei unebener Straße	Crashanforderungen
Reibwertabhängigkeit	Umweltschutz
Stabilität um die Hochachse	Zusatzfunktionen
Stabilität um die Querachse	
Umgebungsbedingungen	
Betätigung/Bedienung	
Energiebedarf und -rückgewinnung	

Im Folgenden wird nun jede Anforderung an die elektromotorische Bremse kurz besprochen und der Erfüllungsgrad ermittelt. Den Anfang machen die links in der Tabelle 4.1 aufgeführten direkt zuordenbaren Anforderungen.

Bezüglich der *Bremsleistung* lässt sich zunächst feststellen, dass die zulässige Maximalgeschwindigkeit des Fahrzeugs für die zu installierende Bremsleistung maßgeblich ist. Die Bereitstellung der benötigten Bremsleistung durch die elektrische Maschine (und weitere Bestandteile des elektrischen Systems) in allen drei Bremsmodi (generatorisch, „Kurzschluss“- und „Gegenstrom“-Bremsen) ist grundsätzlich möglich, eine Neuauslegung des Antriebssystems für die Übernahme von (weiteren) Bremsaufgaben aber auf jeden Fall erforderlich. Beachtenswert ist auch, dass das im Generatorbetrieb erzeugte elektrische Bremsmoment von derzeit auf dem Markt befindlichen PKW nicht aus Dimensionierungs- sondern aus Sicherheitsgründen abgeriegelt wird [8]. Ein Ersatz der Reibbremse durch die elektrische Maschine ist, wenn man diese Gesichtspunkte berücksichtigt, also möglich.

Die *Standfestigkeit* der elektrischen Maschine wird durch verschiedene Faktoren positiv beeinflusst. So kann hier auf Reibbeläge, deren Qualität durch Gebrauch abnimmt, verzichtet werden. Es entfällt die Pflicht zur regelmäßigen Nachstellung bzw. zum Ersatz. Außerdem wird keine Bremsflüssigkeit benötigt und die damit verbundene Begrenzung des Betriebstemperaturbereichs der Bremsanlage, um „Kochen“ zu verhindern, fällt ebenfalls weg [8]. Die Entmagnetisierung der PSM kann durch eine

geeignete Regelung verhindert werden. Eine Einschränkung der Einsatzfähigkeit in den Bremsmodi „Kurzschluss“- und „Gegenstrom“-Bremsen durch eine starke Erwärmung der elektrischen Maschine ist aber wahrscheinlich [34]. Somit kann nur beim generatorischen Bremsen mit Sicherheit ein Vorteil der elektromotorischen Bremse gegenüber der mechanisch wirkenden Bremse konstatiert werden.

Das *Verhalten bei unebener Straße* verändert sich je nach Verbauort der elektrischen Maschine. Radnabenmotoren, die in die Radschüssel eingebaut werden, bedingen eine Zunahme der ungefederten Massen und verschlechtern somit das Handling des betreffenden Fahrzeugs. Dagegen ergibt sich eine Verringerung der ungefederten Massen in allen anderen Topologien durch den Wegfall der in die Radschüssel eingebetteten Bremsscheibe/-trommel. Allerdings ist hier wieder eine entsprechende Auslegung der Antriebs-/Bremswelle erforderlich. Radnabenmotoren mit Bremsfunktion sind also im Vergleich zur Reibbremse unter Berücksichtigung dieses Aspekts als ungünstig anzusehen, alle anderen Anordnungen von elektrischen Maschinen sind sehr wahrscheinlich aber günstiger.

Die *Reibwertabhängigkeit* wird grundsätzlich nicht durch das Wirkprinzip der Bremse bestimmt, es können somit weder Vorteile für die mechanische Bremse als auch für elektromotorische Bremse herausgestellt werden. Lediglich die permanente Verringerung der Aufstandsfläche durch den Einsatz von Hocheffizienzreifen, welche tendenziell schmaler sind und größere Durchmesser aufweisen, kann einen Einfluss auf den Rad-Straße-Kontakt von HEV/BEV haben.

Die Anzahl und Anordnung der elektrischen Maschine(n) ist wegen des direkten Einflusses auf das Massenträgheitsmoment maßgeblich für die *Stabilität um die Hochachse*. Eine Erhaltung bzw. Verbesserung der dynamischen Stabilität ist durch die besonders präzise abgestimmte, variable Verteilung der Bremsmomente auf alle vier Räder mit Hilfe der elektrischen Maschinen möglich. Je nach gewählter Antriebsstrangtopologie kann die elektromotorische Bremse in der Anwendung also besser als die Reibbremse sein.

Für die *Stabilität um die Querachse* gilt ebenfalls, dass die Anzahl und Anordnung der elektrischen Maschine(n) wegen des Einflusses auf das Massenträgheitsmoment maßgeblich sind. Auch hier ist eine Erhaltung bzw. Verbesserung der dynamischen

Stabilität durch die gezielte Verteilung der Bremsmomente auf die Vorder- und Hinterachse mit Hilfe der präzise regelbaren elektrischen Maschinen möglich. Die Reduzierung des Aufbaunickens kann durch ein auf die Anordnung der Elektromotoren im Fahrzeug abgestimmtes Fahrwerk erreicht werden, es ist also ggf. eine Veränderung im Mechanismus des Bremsnickausgleichs erforderlich [8]. Ob der Einsatz der elektromotorischen Bremse vorteilhaft ist, hängt auch hier von der Antriebsstrangtopologie ab.

Zum Thema *Umgebungsbedingungen* lässt sich zunächst sagen, dass es bei der elektrischen Maschine besser gelingt, Witterungseinflüsse zu ihrem Schutz auszuschalten, da alle wichtigen Komponenten in einem geschlossenen Gehäuse untergebracht sind. Während eine Oberflächenkühlung der elektrischen Maschine durch den Fahrtwind ausreichend sein kann, ist für den Energiespeicher ein leistungsfähiges (Flüssigkeits-)Kühlsystem erforderlich. Zudem ist eine Überprüfung der elektromagnetischen Verträglichkeit der elektromotorischen Bremse immer nötig, wobei diese durch räumliche Verknüpfung von elektrischer Maschine und Leistungselektronik verbessert werden kann [8]. Prinzipiell scheint der Ersatz der Reibbremse durch die elektromotorische Bremse aber durchaus möglich.

Bei der *Betätigung/Bedienung* haben elektromotorische Bremsen den Vorteil, dass eine beliebige, rückwirkungsfreie Bremspedalcharakteristik (Ansprechverhalten und Dosierbarkeit) eingeführt werden kann. Außerdem ist eine Teilsteuerung über das Gaspedal möglich. Sofern die Reibbremse also nicht in irgendeiner Form elektrifiziert wird, ist die elektromotorische Bremse in diesem Bereich eindeutig besser.

Beim zentralen Aspekt *Energiebedarf und -rückgewinnung* ist zunächst festzuhalten, dass die elektromotorische Bremse immer als Fremdkraftbremsanlage ausgeführt ist, da die Betätigungseinrichtung energetisch entkoppelt ist. Im Gegensatz zur Reibbremse ist es möglich, Energie durch generatorisches Bremsen zurückzugewinnen. Das Rekuperationspotential wird dabei maßgeblich durch den Fahrzyklus bestimmt. In den Bremsmodi „Kurzschluss“- und „Gegenstrom“-Bremsen ist keine Rückgewinnung möglich, es wird sogar Energie (für die Erzeugung des Bremsmoments und die Kühlung des elektrischen Systems) verbraucht. Eine Neuauslegung des elektrischen Antriebssystems für die Übernahme von (weiteren) Bremsaufgaben ist in jedem Fall

erforderlich. Generell kann die Gesamteffizienz des Systems durch die Integration der elektromotorischen Bremse unter Umständen aber wesentlich verbessert werden.

Nun werden die indirekt zuordenbaren Anforderungen betrachtet, welche in der Tabelle 4.1 in der rechten Spalte gelistet sind.

Zum Thema *Packaging/Einbausituation* muss festgehalten werden, dass die Gestaltung der Radaufhängung sowie die Radschüsselgröße und -gestalt die Entscheidung für oder gegen den Einsatz von Radnabenmotoren maßgeblich beeinflusst. Es besteht für das Gesamtsystem generell aber ein geringerer Bauraumbedarf, da die Scheiben- bzw. Trommelbremsen, der Bremskraftverstärker sowie der Bremsflüssigkeitsbehälter wegfallen [8]. Die elektromotorische Bremse kann also auch hier Vorteile gegenüber einer konventionellen Bremse bieten.

Bezüglich *Noise/Vibration/Harshness (NVH)* ist zu sagen, dass viele reibungsbedingte Geräusche und Schwingungen beim Betrieb der elektromotorischen Bremse dank des gänzlich anderen Wirkprinzips nicht auftreten werden. Der Wegfall von Bremsenpulsieren oder -rubbeln, Lenkraddrehschwingungen oder Quietschen bringt einen zusätzlichen Komfort mit sich und verbessert das Sicherheitsgefühl des Lenkers [8]. Dazu kommt eine geringere Zahl an beweglichen Teilen in der elektrischen Maschine, sodass die Schwingungsdämpfung generell erleichtert wird. Allerdings erscheint die Auslösung von hochfrequenten Schwingungen (im kHz-Bereich) in der Radaufhängung wegen der hohen Dynamik der elektrischen Maschine möglich. Daher ist eine grundsätzliche Untersuchung der NVH-Charakteristik der für den jeweiligen Einsatz bestimmten elektrischen Maschine erforderlich. Grundsätzlich spricht hier aber nichts gegen den Ersatz der Reibbremse durch die elektromotorische Bremse.

Bei den *Crashanforderungen* schneidet die elektromotorische Bremse im Vergleich zur mechanisch wirkenden Bremse besser ab, da zum einen eine crashoptimierte Gestaltung der Betätigungseinrichtung wegen des Entfalls der direkten energetischen Kopplung möglich ist und zum anderen ein geringerer Platzbedarf der elektromotorischen Bremse in der Knautschzone besteht, weil z.B. auf den Bremskraftverstärker verzichtet werden kann.

Auch beim *Umweltschutz* ist die elektromotorische Bremse klar besser als eine klassische Reibbremse. Die Emission des Abriebs von Bremsbelägen in die Umwelt entfällt genauso wie der regelmäßige Austausch von gesondert zu entsorgender Bremsflüssigkeit.

Die heutzutage üblichen *Zusatzfunktionen* von Bremssystemen können dem Fahrer in weiten Teilen auch von der elektromotorischen Bremse zur Verfügung gestellt werden. So sind ABS, ASR, ESP, ACC und weitere Fahrerassistenzsysteme wie Bremsassistenten, darunter auch der Bergabfahrassistent darstellbar. Dagegen sind eine Feststellbremse nicht und ein Berganfahrassistent mit Hilfe einer elektrischen Maschine nur unter hohem Energieeinsatz realisierbar. Hier sollte zur Ergänzung der elektromotorischen eine elektromechanische Bremse verwendet werden.

Betrachtet man wieder die eingangs festgelegten Kriterien, so lässt sich die vorangegangene Aufstellung so zusammenfassen:

Dem Kriterium *Anhalteweg* lassen sich die Anforderungen *Bremsleistung*, *Standfestigkeit*, *Umgebungsbedingungen* sowie *Betätigung/Bedienung* direkt zuordnen. Für einen Einsatz der elektromotorischen Bremse sprechen folgende Punkte:

- Fast verzugsfreie Übertragungseinrichtung
- Deutliche Verringerung der Ansprechzeit  $t_a$  (geht gegen 0, weil kein Nachstellen erforderlich und kein Lüftspiel zu überwinden ist)
- Verringerung der Schwellzeit  $t_s$  durch Bereitstellung des Drehmoments innerhalb von Millisekunden
- Mit der aktiv lösenden elektromechanischen Bremse vergleichbar hohe Betätigungsdynamik

Eine Verringerung des Anhaltewegs ist zu erwarten, daher scheint der Ersatz der Reibbremse durch eine elektromotorische Bremseinrichtung vorteilhaft, sofern die elektromagnetische Verträglichkeit gegeben und die Wärmeentwicklung insbesondere beim „Kurzschluss“- und „Gegenstrom“-Bremsen im Rahmen der Verträglichkeitsgrenzen bleibt.

Direkt der *Bremsstabilität* zuordenbare Anforderungen sind das *Verhalten bei unebener Straße*, die *Reibwertabhängigkeit*, die *Stabilität um die Hochachse* bzw. *um die Querachse* sowie die *Umgebungsbedingungen*. Der Ersatz der mechanisch wirkenden Bremse durch eine elektromotorische Bremse bietet folgendes:

- Sehr präzise Verteilung der Bremsmomente bei radindividuellen elektrischen Maschinen möglich
- Schnellere Bremseneingriffe zur Stabilisierung wegen verringerter Ansprech- und Schwellzeiten möglich

Es besteht jedoch – wie oben bereits festgestellt – eine große Abhängigkeit der Stabilität des Fahrzeugs von der Antriebsstrangtopologie. So ist insbesondere dann eine Erhöhung der Bremsstabilität zu erwarten, wenn Räder individuell durch elektrische Maschinen angetrieben und gebremst werden, wobei darauf geachtet werden muss, dass dadurch die ungefederten Massen des Fahrzeugs nicht zunehmen.

Dem Kriterium *Ausfallsicherheit* werden die Anforderungen *Standfestigkeit* und *Umgebungsbedingungen* direkt zugeordnet. Im Hinblick auf den Ersatz der Reibbremse durch eine elektromotorische Bremse ist folgendes festzustellen:

- Geeignete Aufteilung in zwei oder mehr Bremskreise (mit mindestens zwei getrennten Energiespeichern) zur Schaffung von Redundanz grundsätzlich möglich (Feststellbremsanlage alternativ als redundantes System einsetzbar)
- Ausfallsicherheit der Leistungselektronik entscheidend, allerdings am einfachsten zu realisieren
- Generatorisches Bremsen bei vollem Energiespeicher nur bei Vorhandensein von zusätzlichen Verlustwiderständen o. ä. durchführbar

Es zeigt sich, dass die Absicherung des elektrischen Systems gegen einen Ausfall realisierbar und die elektromotorische Bremse somit einsetzbar ist. Es ist allerdings noch eine Lösung für die Problematik erforderlich, die sich aus der begrenzten Kapazität des Energiespeichers ergibt, also für die Situationen, in denen nicht generatorisch gebremst werden kann.

Dem Kriterium *Energieverbrauch* direkt zuzuordnen sind die Themen *Energiebedarf* und *Energierückgewinnung*. Bezüglich des Einsatzes einer elektrischen Maschine für Bremsoperationen in PKW muss folgendes in Betracht gezogen werden:

- Leistungsgewicht der EM aktuell bei etwa 2 kW/kg, Leistungsgewicht der Reibbremse bei etwa 10 kW/kg
- Stark reduzierter Wirkungsgrad der elektrischen Maschine beim „Gegenstrom“-Bremsen, dem einzigen Modus für Bremsvorgänge bei niedrigen Fahrgeschwindigkeiten
- Betrieb der sowohl für Treiben als auch Bremsen dimensionierten EM möglicherweise ineffizient
- Möglichkeiten zur Rückgewinnung von elektrischer Energie beim generatorischen Bremsen maßgeblich von SOC und der Aufnahmeleistung des Energiespeichers bestimmt (falls keine Alternativen zur Abführung der Leistung verfügbar)

Eine Reduzierung des Gesamtenergieverbrauchs durch den Einsatz einer elektromotorischen Bremse ist nur möglich, wenn eine für die zu durchfahrenden Zyklen geeignete Dimensionierung und Regelung der zugehörigen elektrischen Maschine(n) gefunden werden kann.

### **Zwischenfazit:**

Insgesamt zeigt sich, dass die Möglichkeit, die Reibbremse durch eine elektromotorische Bremse zu ersetzen, den Anhalteweg verkürzen und die Bremsstabilität erhöhen kann. Fraglich ist jedoch die Erfüllung der Kriterien Ausfallsicherheit und Energieverbrauch. Eine tiefergehende, quantitative Untersuchung anhand von Beispielen ist somit notwendig, bevor hier eine Schlussfolgerung gezogen werden kann.

Der Erfüllungsgrad der gesetzlichen Anforderungen, die in Kapitel 3.2 zusammengestellt sind, wird hier bewusst nicht ermittelt, weil sich diese im Gegensatz zu den physikalischen Gesetzmäßigkeiten ändern können. Die in den entsprechenden Gesetzen formulierten Prüfvorschriften für Bremsanlagen dienen aber als Orientierung für die Überlegungen, welche im nächsten Kapitel angestellt werden.

## 5. Untersuchung von Lösungsmöglichkeiten für rein elektrisches Bremsen

### 5.1 Modellbildung und -validierung

Die Machbarkeit von rein elektrischen Bremsvorgängen soll in diesem Kapitel mit Hilfe einer Simulation untersucht werden. Hierzu wird ein Fahrzeugmodell verwendet, welches aus einem mechanischen und einem elektrischen Teilmodell besteht. Das mechanische Teilmodell wird mit der Newton/Euler-Methode beschrieben und ist damit synthetisch. Dies bedeutet, dass das zu beschreibende System zunächst in die Subsysteme Aufbau, Vorderachse und Hinterachse aufgeteilt wird, wonach für jedes dieser Subsysteme die Bewegungsgleichungen aus dem Schwerpunkt- und Drehimpulssatz ermittelt werden. Zum Schluss werden die Schnittkräfte und -momente dadurch eliminiert, dass die Subsysteme wieder zu einem System kombiniert werden. [43]

Das elektrische Teilmodell basiert auf einer Leistungsbilanz der elektrischen Maschine, aus der die Leistungsbilanz der Leistungselektronik (des Umrichters) und des/r Energiespeicher/s entwickelt wird. Das elektrische System muss dabei sowohl entsprechend seiner dynamischen als auch seiner thermischen Beanspruchung ausgelegt werden. Das bedeutet, dass die geforderten Maximalmomente im Falle kurzzeitiger Überlasten immer sicher bereitgestellt werden müssen. Daneben ist eine gute thermische Auslastung sicherzustellen. Dies wird durch die bedarfsgerechte Auslegung der Kühlung der elektrischen Maschine erreicht. dass Eine unzulässig hohe Erwärmung darf also in keinem Betriebszustand auftreten. [44]

In Tabelle 5.1 werden alle Bestandteile der mechanischen und elektrischen Teilmodelle übersichtlich dargestellt:

**Tabelle 5.1:** Bestandteile der mechanischen und elektrischen Modelle

Mechanisches Teilmodell	Elektrisches Teilmodell
<ul style="list-style-type: none"> <li>- Einspurmodell nach Mitschke → Raddrehgeschwindigkeiten, Achslasten, Umfangskräfte, erforderliche Drehmomente, Momentenaufteilung</li>   <li>- Topologie → Massen und Massenträgheitsmomente</li>   <li>- Fahrzyklus → Fahrgeschwindigkeit</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Modell der Elektrischen Maschine inkl. Leistungselektronik (als Umrichter), und Energiespeicher → erforderliche elektrische Leistungen, Ströme</li> </ul>

Das in dieser Arbeit verwendete mechanische Teilmodell ist ein theoretisches Modell (White-Box-Modell), welches die physikalische Interpretation der Zwischen- und Endergebnisse ermöglichen soll. Dazu müssen die grundlegenden physikalischen Gesetzmäßigkeiten und auch die Parameter weitestgehend bekannt sein beziehungsweise festgelegt werden. Im Gegensatz dazu ist das elektrische Teilmodell dieser Arbeit ein reduziertes, auf Messungen basierendes experimentelles Modell (Black-Box-Modell). [45]

Im gewählten Simulationsansatz wird ein Idealfall konstruiert, dessen bestimmende Annahmen eine stets ideale Momentenverteilung und die ausschließliche Geradeausfahrt auf ebener Strecke sind. Dieser Fall wird bewusst so aufgestellt, um einen absoluten Minimalbedarf an elektrischer Bremsleistung bestimmen zu können. Tatsächlich liegt der absolute Minimalbedarf in der Realität höher, da gerade diese Einschränkungen nicht haltbar sind. Die Qualität des Fahrbahnbelags und damit der Haftgrenzkoeffizient variieren, Kurven- sowie Berg- und Talfahrten sind im Alltag unvermeidbar. Das verwendete Berechnungsmodell bildet zwar alle Fahrwiderstände in sehr guter Näherung ab, es ist allerdings davon auszugehen, dass allein die ständig vorhandenen Luftbewegungen und damit wechselnden Anströmwinkel den Grundleistungsbedarf des Fahrzeugs zur Erfüllung beliebiger Fahraufgaben erhöhen.

Die Implementierung und numerische Berechnung des Modells erfolgt in MATLAB/Simulink (Version R2012b). Anhang A.3 enthält die vollständige Repräsentation des im Folgenden besprochenen Modells als Simulink-Version.

### 5.1.1 Mechanisches Teilmodell

Das mechanische Teilmodell des Fahrzeugs ist ein Einspurmodell, welches sich an diejenigen von Mitschke (siehe [46]) und Schramm (siehe [47]) anlehnt. Diese Vereinfachung ist hinreichend, da bereits aus der Beobachtung der Geradeausfahrt Schlüsse bezüglich der Machbarkeit des rein elektrischen Bremsens gezogen werden können. In Tabelle 5.2 werden alle weiteren Vereinfachungen und getroffene Annahmen zusammengefasst:

**Tabelle 5.2:** Vereinfachungen und Annahmen

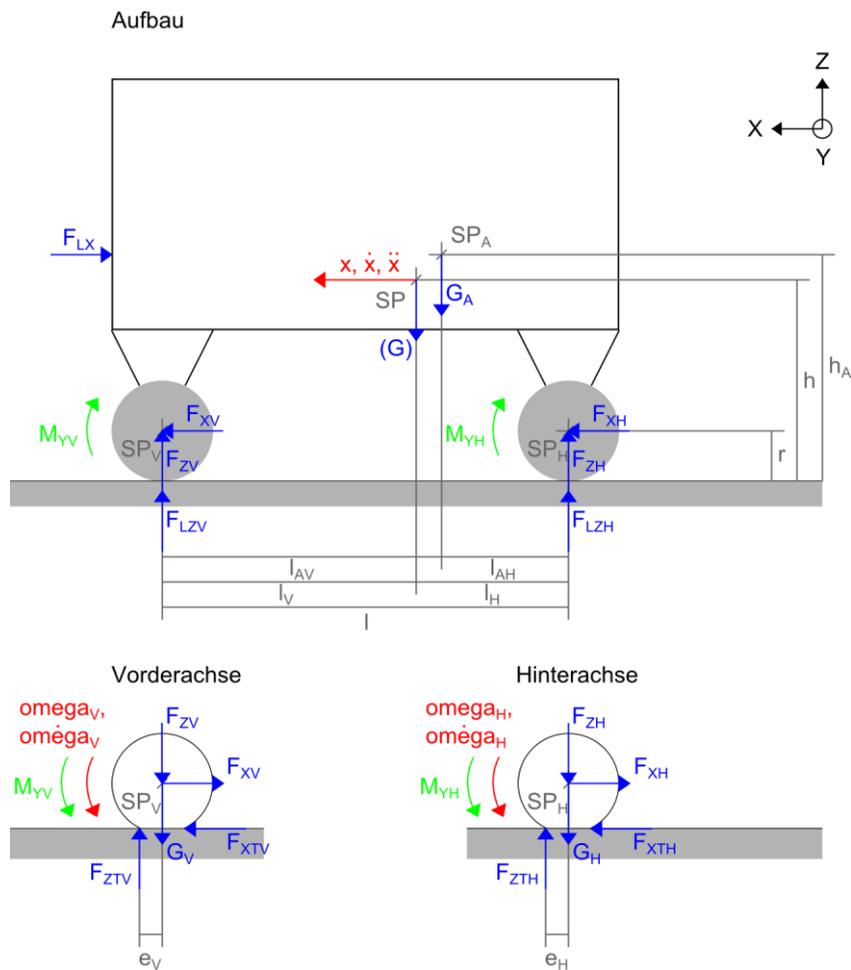
Vereinfachungen und Annahmen	Symbol	Wert
Inertiales Bezugssystem		Erde
Fahrbahnebene = Straßenoberfläche = Horizontalebene		
Steigungswinkel der Fahrbahnebene	$\lambda$	0
Querneigungswinkel der Fahrbahnebene	$\eta$	0
Fahrzeugreferenzpunkt = Schwerpunkt des Gesamtfahrzeugs		
Ausschließliche Betrachtung der Geradeausfahrt		
Quergeschwindigkeit und die zugehörige zeitl. Ableitung	$V_Y$	0
Vertikalgeschwindigkeit und die zugehörige zeitl. Ableitung	$V_Z$	0
Gierwinkel und die zugehörigen zeitl. Ableitungen	$\psi$	0
Nickwinkel und die zugehörigen zeitl. Ableitungen	$\theta$	0
Wankwinkel und die zugehörigen zeitl. Ableitungen	$\varphi$	0
Schwimmwinkel und die zugehörigen zeitl. Ableitungen	$\beta$	0
Radlenkwinkel und die zugehörigen zeitl. Ableitungen	$\delta$	0
Lenkradwinkel und die zugehörigen zeitl. Ableitungen	$\delta_H$	0
Schräglaufwinkel und die zugehörigen zeitl. Ableitungen	$\alpha$	0
Einfluss der Radführung wird vernachlässigt, da ausschließlich die Geradeausfahrt betrachtet wird		

**Tabelle 5.2:** Vereinfachungen und Annahmen (Fortsetzung)

Vereinfachungen und Annahmen	Symbol	Wert
Fahrbahnbelag		Asphalt, trocken
Umgebungstemperatur	T	> 0°C
Allradantrieb (alle vier Räder müssen kraftschlüssig mit einer EM verbunden sein)		
Momentenverteilung bzgl. der Achsen		ideal, d.h. $\mu_{\text{vorne}}$ = $\mu_{\text{hinten}}$
Fahrzeugaufbau		starr
Felgen		starr
Wellen		starr, masselos
Zahnräder		starr
Getriebe: Keine Berücksichtigung von Flankenspiel und Reibungseinflüssen		
Keine elastischen Elemente		
Reifen werden mit Hilfe des Magic-Formula Reifenmodells beschrieben		
Keine Bewegungen der Motoren (VKM und EM) relativ zum Gesamtfahrzeug		

Eingangsgröße des mechanischen Teilmodells ist die Sollfahrzeuggeschwindigkeit  $\dot{x}_{\text{soll}}$ , Ausgangsgröße/n ist/sind das/die erforderliche/n, von der/den elektrischen Maschine/n bereitzustellendes/n Drehmoment/e beziehungsweise die erforderliche/n mechanische/n Leistung/en. Die Umsetzung erfolgt mittels einer Regelung der Regelgröße Istfahrzeuggeschwindigkeit  $\dot{x}_{\text{ist}}$  durch einen PI-Regler, der die Stellgröße Gesamtantriebs- bzw. -bremsmoment  $M_Y$  ausgibt.

Eine Skizze des verwendeten Modells zeigt die folgende Abbildung 5.1:



**Abbildung 5.1:** Verwendetes Einspurmodell

Hieraus ergeben sich die **Bewegungsgleichungen 5.1 bis 5.9**, zunächst die drei Gleichungen für das Subsystem der Vorderachse. Als Erstes wird der Schwerpunktsatz in x-Richtung angewendet:

$$m_V \cdot \ddot{x} = F_{XTV} - F_{XV} \quad (5.1)$$

Der Schwerpunktsatz in z-Richtung für die Vorderachse lautet:

$$0 = F_{ZTV} - F_{ZV} - G_V \quad (5.2)$$

Der Drallsatz im Schwerpunkt der Vorderachse ergibt:

$$J_{SYSV} \cdot \dot{\omega}_V = M_{YV} - r \cdot F_{XTV} - e_V \cdot F_{ZTV} \quad (5.3)$$

Analog werden die Bewegungsgleichungen für die Hinterachse aufgestellt:

$$m_H \cdot \ddot{x} = F_{XTH} - F_{XH} \quad (5.4)$$

$$0 = F_{ZTH} - F_{ZH} - G_H \quad (5.5)$$

$$J_{SYSH} \cdot \dot{\omega}_H = M_{YH} - r \cdot F_{XTH} - e_V \cdot F_{ZTH} \quad (5.6)$$

Für den Aufbau werden nun die Luftwiderstandskraft und die Luftauftriebskräfte mit berücksichtigt. Man erhält folgende Bewegungsgleichungen:

$$m_A \cdot \ddot{x} = F_{XV} + F_{XH} - F_{LX} \quad (5.7)$$

$$0 = F_{ZV} + F_{ZH} + F_{LZV} + F_{LZH} - G_A \quad (5.8)$$

$$0 = -(M_{YV} + M_{YH}) - (h_A - r) \cdot (F_{XH} + F_{XV}) - l_{AV} \cdot (F_{ZV} + F_{LZV}) + l_{AH} \cdot (F_{ZH} + F_{LZH}) \quad (5.9)$$

Die folgenden **Gleichungen 5.10 bis 5.16** dienen der Ermittlung von Unterstützungsgrößen. So wird die Luftwiderstandskraft wie folgt berechnet:

$$F_{LX} = 1/2 \cdot c_W \cdot \rho_L \cdot A \cdot \dot{x}^2 \quad (5.10)$$

Die Auftriebskräfte an der Vorder- bzw. Hinterachse ergeben sich aus folgenden Formeln:

$$F_{LZV} = 1/2 \cdot c_{ZV} \cdot \rho_L \cdot A \cdot \dot{x}^2 \quad (5.11)$$

$$F_{LZH} = 1/2 \cdot c_{ZH} \cdot \rho_L \cdot A \cdot \dot{x}^2 \quad (5.12)$$

Die Rollwiderstandsbeiwerte für die Vorder- bzw. Hinterachse berechnen sich aus:

$$e_V = f_{R0} + \dot{x} \cdot f_{R1} + \dot{x}^4 \cdot f_{R4} \quad (5.13)$$

$$e_H = f_{R0} + \dot{x} \cdot f_{R1} + \dot{x}^4 \cdot f_{R4} \quad (5.14)$$

Der Antriebs- bzw. Bremsschlupf wird hier wie folgt ermittelt:

$$S_V = (\omega_V \cdot r - \dot{x}) / \max(\omega_V \cdot r, \dot{x}) \quad (5.15)$$

$$S_H = (\omega_H \cdot r - \dot{x}) / \max(\omega_H \cdot r, \dot{x}) \quad (5.16)$$

Nach geeignetem Umformen des oben angeschriebenen Gleichungssystems können die Achslasten näherungsweise mit den **Gleichungen 5.18 bis 5.19** berechnet werden. Unter Berücksichtigung der Topologie des gesamten Antriebsstrangs gilt:

$$F_{ZTV} = m_A \cdot g \cdot l_{AH}/l + m_V \cdot g - F_{LZV} - F_{LX} \cdot h_A/l - [J_{SYS}/r + m_{ges} \cdot h](\ddot{x}/l) \quad (5.17)$$

Für die Hinterachslast gilt entsprechend:

$$F_{ZTH} = m_A \cdot g \cdot l_{AV}/l + m_H \cdot g - F_{LZH} + F_{LX} \cdot h_A/l + [J_{SYS}/r + m_{ges} \cdot h](\ddot{x}/l) \quad (5.18)$$

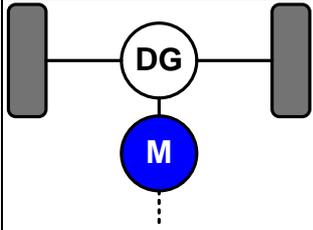
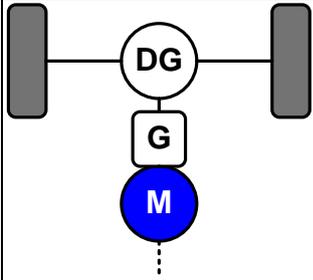
Mit **Gleichung 5.19**

$$J_{SYS} = J_{SYSV} + J_{SYSH} \quad (5.19)$$

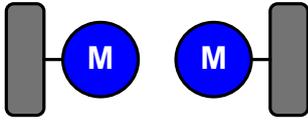
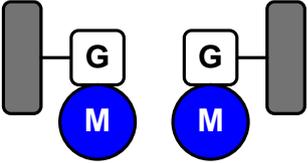
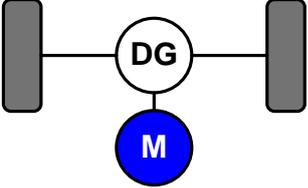
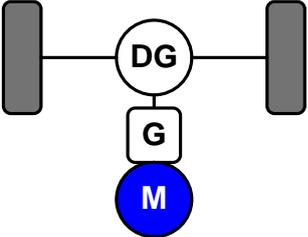
lässt sich das Gesamtmassenträgheitsmoment des jeweils zu untersuchenden Systems  $J_{SYS}$  aus den untenstehenden Tabellen ermitteln.

In Tabelle 5.3 werden zunächst die theoretisch möglichen Topologien eines hybridelektrischen Fahrzeugs mit zugehöriger Getriebefunktion (**Gleichungen 5.20 bis 5.25**) dargestellt:

**Tabelle 5.3:** Betrachtete Topologien – Hybridelektrisches Fahrzeug

Schema	Bezeichnung	Getriebefunktion reduziert auf Radwelle
	Zentralantrieb (VKM) mit Schaltgetriebe (ausgekuppelt) und nachgelagerter EM, Differential(e)	$J_{SYSV/H} = 2 \cdot J_R + J_{AD} + i_{ADV/H}^2 J_{EM2}$ (5.20)
	Zentralantrieb (VKM) mit Schaltgetriebe (ausgekuppelt) und nachgelagerter (fest) übersetzter EM, Differential(e)	$J_{SYSV/H} = 2 \cdot J_R + J_{AD} + i_{ADV/H}^2 J_{EG} + i_{ADV/H}^2 i_{EG}^2 J_{EM2}$ (5.21)
	Radnabenmotor	$J_{SYSV/H} = 2 \cdot (J_R + J_{EM4R})$ (5.22)

**Tabelle 5.3:** Betrachtete Topologien – Hybridelektrisches Fahrzeug (Fortsetzung)

Schema		Bezeichnung		Getriebefunktion reduziert auf Radwelle			
		Einzelrad-Direktantrieb		siehe Gleichung 5.22			
		(Fest) übersetzter Einzelradantrieb		$J_{SYSV/H} = 2 \cdot (J_R + J_{EG} + i_{EG}^2 J_{EM4})$ (5.23)			
		Achsantrieb mit Differential		$J_{SYSV/H} = 2 \cdot J_R + J_{AD} + i_{ADV/H}^2 J_{EM2}$ (5.24)			
		(Fest) übersetzter Achsantrieb mit Differential		$J_{SYSV/H} = 2 \cdot J_R + J_{AD} + i_{ADV/H}^2 J_{EG} + i_{ADV/H}^2 i_{EG}^2 J_{EM2}$ (5.25)			
 DG	Differentialgetriebe	 G	Getriebe(stufe)	 M	elektrische Maschine		Rad

Die folgende Tabelle 5.4 gibt Auskunft über die theoretisch möglichen Antriebsstrangtopologien von batterieelektrischen Fahrzeugen sowie die jeweils zugehörigen Getriebefunktionen (u. a. **Gleichung 5.26**).

**Tabelle 5.4:** Betrachtete Topologien – Batterieelektrisches Fahrzeug

Schema		Bezeichnung		Getriebefunktion reduziert auf Radwelle			
		Radnabenmotor		siehe Gleichung 5.22			
		Einzelrad-Direktantrieb		siehe Gleichung 5.22			
		(Fest) übersetzter Einzelradantrieb		siehe Gleichung 5.23			
		Achsantrieb mit Differential		siehe Gleichung 5.24			
		(Fest) übersetzter Achsantrieb mit Differential		siehe Gleichung 5.25			
		(Fest) übersetzter Zentralantrieb mit Differentials		$J_{SYSV/H} = 2 \cdot J_R + J_{AD} + 1/2 \cdot (i_{ADV/H}^2 J_{ZD} + i_{ADV/H}^2 i_{ZD}^2 J_{EG} + i_{ADV/H}^2 i_{ZD}^2 i_{EG}^2 J_{EM})$ (5.26)			
	Differentialgetriebe		Getriebe(stufe)		elektrische Maschine		Rad

Schließlich lässt sich nach geeignetem Umformen auch das benötigte Antriebs- bzw. Bremsmoment für das Gesamtfahrzeug beziehungsweise für die einzelnen Achsen (**Gleichungen 5.27 bis 5.30**) ermitteln:

$$M_Y = [m_{ges} \cdot g \cdot f_R - (F_{LZV} + F_{LZH})f_R + (m_{ges} + J_{SYS}/r^2)\ddot{x}]r \quad (5.27)$$

Aus der Forderung der idealen Momentenverteilung ( $\mu_{vorne} = \mu_{hinten}$ ) ergibt sich auf Basis einer mittleren Drehwinkelbeschleunigung mit

$$i_M = (J_{SYSH} \cdot \dot{\omega} \cdot F_{ZTV} - J_{SYSV} \cdot \dot{\omega} \cdot F_{ZTH} + M_Y \cdot F_{ZTH})/[M_Y \cdot (F_{ZTV} + F_{ZTH})] \quad (5.28)$$

für die Vorderachse

$$M_{YV} = (1 - i_M)M_Y \quad (5.29)$$

und für die Hinterachse

$$M_{YH} = i_M M_Y . \quad (5.30)$$

Die insgesamt benötigte Antriebs- bzw. Bremsleistung beträgt gemäß **Gleichung 5.31**:

$$P_{mech} = P_V + P_H = M_{YV} \cdot \omega_V + M_{YH} \cdot \omega_H \quad (5.31)$$

Die Reifenumfangskräfte werden mit Hilfe des Magic-Formula-Modells nach Pacejka (siehe [47]) berechnet. Dessen Vorteile sind unter anderem die zügige Auswertbarkeit und die dennoch hohe Genauigkeit. Die **Gleichung 5.32** beschreibt das Modell exemplarisch für das vordere linke Rad:

$$F_{XTVL} = F_{ZTVL} \cdot \sin(C \cdot \arctan(B \cdot S_V - E(B \cdot S_V - \arctan(B \cdot S_V)))) \quad (5.32)$$

Die Parameter B, C und E sind reifenspezifisch und werden durch die Vermessung im Prüfstand ermittelt. Um die instationären Vorgänge adäquat abbilden zu können, wird das Einlaufverhalten des Reifens mit einem PT<sub>1</sub>-Glied in Abhängigkeit der Reifenlängs- und Reifenumfangssteifigkeit modelliert. Diese Vorgehensweise stellt allerdings nur eine gute Näherung der Realität dar [47].

Die folgende Tabelle 5.5 enthält eine Liste mit den für die Berechnung erforderlichen Parametern.

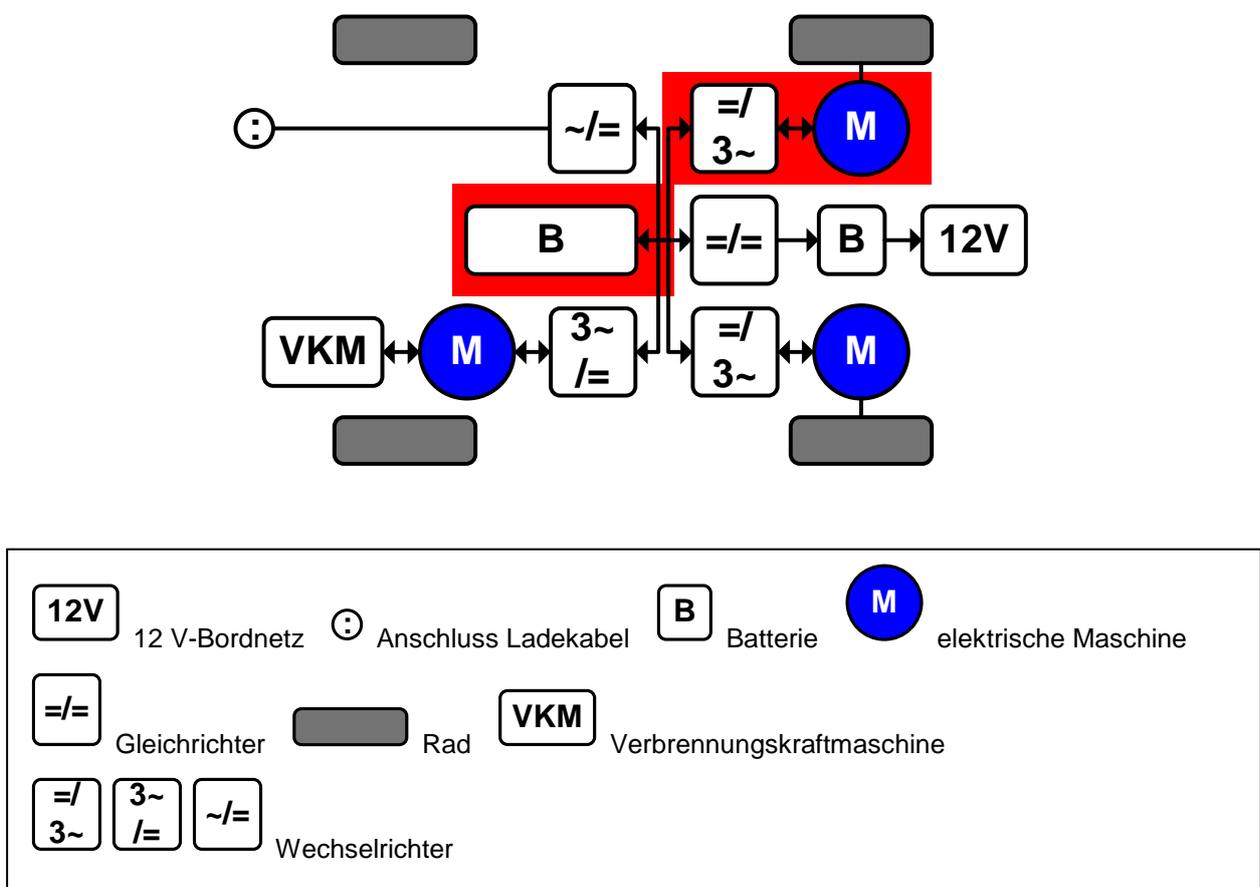
**Tabelle 5.5:** Parameter des mechanischen Teilmodells

Parameter	Symbol
Radstand in m	$l$
Abstand zwischen Hinterachse und Schwerpunkt des Aufbaus in m	$l_{AH}$
Abstand zwischen Vorderachse und Schwerpunkt des Aufbaus in m	$l_{AV}$
Höhe des Schwerpunkts über der Fahrbahnebene in m	$h$
Höhe des Schwerpunkts des Aufbaus über der Fahrbahnebene in m	$h_A$
Querspanntfläche in $m^2$	$A$
Dynamischer Reifenradius in m	$r$
Masse des Aufbaus in kg	$m_A$
Masse der Hinterachse in kg	$m_H$
Masse der Vorderachse in kg	$m_V$
Massenträgheitsmoment des Rades in $kg \cdot m^2$	$J_R$
Massenträgheitsmoment der elektrischen Maschine (100% Leistung) in $kg \cdot m^2$	$J_{EM}$
Massenträgheitsmoment der elektrischen Maschine (50% Leistung) in $kg \cdot m^2$	$J_{EM2}$
Massenträgheitsmoment der elektrischen Maschine (25% Leistung) in $kg \cdot m^2$	$J_{EM4}$
Massenträgheitsmoment des Radnabenmotors in $kg \cdot m^2$	$J_{EM4R}$
Massenträgheitsmoment des Übersetzungsgetriebes in $kg \cdot m^2$	$J_{EG}$
Massenträgheitsmoment des Achsdifferentials in $kg \cdot m^2$	$J_{AD}$
Massenträgheitsmoment des Zentraldifferentials in $kg \cdot m^2$	$J_{ZD}$
Getriebeübersetzung ohne Einheit	$i_{EG}$
Achsdifferentialübersetzung ohne Einheit	$i_{ADV/H}$
Zentraldifferentialübersetzung ohne Einheit	$i_{ZD}$
Luftwiderstandsbeiwert ohne Einheit	$c_W$
Auftriebsbeiwert der Hinterachse ohne Einheit	$c_{ZH}$
Auftriebsbeiwert der Vorderachse ohne Einheit	$c_{ZV}$
Rollwiderstandsbeiwert 0 ohne Einheit	$f_{R0}$
Rollwiderstandsbeiwert 1 ohne Einheit	$f_{R1}$
Rollwiderstandsbeiwert 4 ohne Einheit	$f_{R4}$
Magic-Formula-Modell Parameter B ohne Einheit	$B$
Magic-Formula-Modell Parameter C ohne Einheit	$C$
Magic-Formula-Modell Parameter E ohne Einheit	$E$
P-Anteil der Verstärkung des Reglers ohne Einheit	$k_p$
I-Anteil der Verstärkung des Reglers (Inverse der Nachstellzeit) ohne Einheit	$k_i$

## 5.1.2 Elektrisches Teilmodell

Das elektrische Teilmodell basiert auf der Überlegung, dass die elektrische Maschine, die zugehörige Leistungselektronik und der/die Energiespeicher als Glieder einer Wirkungsgradkette aufgefasst werden können. Entsprechende **Gleichungen 5.33 bis 5.43** werden von [44] übernommen. Eingangsgröße/n des elektrischen Teilmodells ist/sind die erforderliche/n mechanische/n Leistung/en, Ausgangsgröße ist die erforderliche, vom elektrischen Antriebssystem bereitzustellende Leistung.

Die folgende Abbildung 5.2 zeigt die schematische Darstellung des elektrischen Antriebssystems eines HEV. Sie beinhaltet auch je einen Anschluss an ein fahrzeugexternes Netz und an einen Verbrennungsmotor mit der Möglichkeit der Ladung des Energiespeichers (Plug-In-HEV bzw. Range-Extender) und an das 12-V-Bordnetz. Der für diese Arbeit relevante Teil des elektrischen Antriebssystems ist rot unterlegt.



**Abbildung 5.2:** Blockschaltbild des elektrischen Antriebssystems eines typischen Hybridfahrzeugs [41]

Das von der jeweiligen elektrischen Maschine abzugebende mechanische Drehmoment berechnet sich wie folgt:

$$M_{YEMV} = M_{YV} / (i_{EG} \cdot i_{ADV} \cdot i_{ZD}) + J_{SYSEMV} \cdot \dot{\omega}_V \quad (5.33)$$

$$M_{YEMH} = M_{YH} / (i_{EG} \cdot i_{ADH} \cdot i_{ZD}) + J_{SYSEMH} \cdot \dot{\omega}_H \quad (5.34)$$

Das auf die EM-Rotorwelle reduzierte Massenträgheitsmoment ist topologieabhängig und wird hier beispielhaft für den Übersetzten Einzelradantrieb vorne links angegeben:

$$J_{SYSEMV} = J_{EM4} + J_{EG} \cdot (1/i_{EG})^2 + J_R \cdot (1/i_{EG})^2 \quad (5.35)$$

Die elektrische Leistung der jeweiligen elektrischen Maschine ergibt sich aus:

$$\eta_{EM}(M_{YEMV}, \omega_V) \cdot P_{EMV} = P_V \quad (5.36)$$

$$\eta_{EM}(M_{YEMH}, \omega_H) \cdot P_{EMH} = P_H \quad (5.37)$$

Das hier verwendete Wirkungsgradkennfeld der elektrischen Maschine ist in Anhang A.6 gegeben. Die jeweilige elektrische Antriebseinheit, die aus elektrischer Maschine und Leistungselektronik (Umrichter) besteht, gibt folgende elektrische Leistung ab:

$$\eta_{LE} \cdot P_{EAV} = P_{EMV} \quad (5.38)$$

$$\eta_{LE} \cdot P_{EAH} = P_{EMH} \quad (5.39)$$

Die erforderliche Stromstärke an den elektrischen Antriebseinheiten wird mit folgenden Formeln ermittelt:

$$I_{EAV} = P_{EAV} / (U_{max} \cdot lfakt \cdot \sqrt{3}) \quad (5.40)$$

$$I_{EAH} = P_{EAH} / (U_{max} \cdot lfakt \cdot \sqrt{3}) \quad (5.41)$$

Die vom/von den Energiespeicher/n bereitzustellende elektrische Leistung bemisst sich nach:

$$\eta_{ES} \cdot P_{ES} = P_{EAV} + P_{EAH} \quad (5.42)$$

Die vom/von den Energiespeicher/n zu liefernde Stromstärke lässt sich schließlich wie folgt berechnen:

$$I_{ES} = P_{ES} / (U_{max} \cdot lfakt \cdot \sqrt{3}) \quad (5.43)$$

Die untenstehende Tabelle 5.6 enthält eine Liste mit den für die Berechnung erforderlichen Parametern:

**Tabelle 5.6:** Parameter des elektrischen Teilmodells

Parameter	Symbol
Maximal zulässige Spannung im Zwischenkreis in V	$U_{max}$
Leistungsfaktor der elektrischen Maschine ohne Einheit	lfakt
Maximaler Wirkungsgrad der Leistungselektronik ohne Einheit	$\eta_{LE}$
Maximaler Wirkungsgrad des Energiespeichers ohne Einheit	$\eta_{ES}$

Das verwendete Wirkungsgradkennfeld  $\eta_{EM}(M_{YEM}, \omega)$  für die Berechnung der benötigten elektrischen Leistung der elektrischen Maschine ist statisch, bezieht sich lediglich auf das geforderte Drehmoment und die aktuelle Drehzahl und ist ansonsten unabhängig von allen äußeren Einflüssen. Dasselbe gilt für die angenommenen Wirkungsgrade der Leistungselektronik und des/r Energiespeicher/s. In der Praxis besteht jedoch eine Abhängigkeit der Erwärmung der elektrischen Maschine von der Betriebsart. Die entsprechenden Stromwärmeverluste verändern die Temperatur der Bauteile und beeinflussen so den Gesamtwirkungsgrad [34].

Das elektrische Teilmodell ist insgesamt sehr reduziert, da außer den offiziellen Herstellerangaben keine Details zur elektrischen Maschine des in der weiteren Folge zu untersuchenden e-Golf bekannt sind und generell keine Literatur mit Messdaten zu Bremsvorgängen von elektrischen Maschinen bzw. elektrischen Antriebssystemen zur Verfügung steht.

Von einigen weiteren wichtigen Parameterwerten können nur die Größenordnungen recherchiert und somit in der Simulation nur Schätzwerte verwendet werden. Die

Angaben zu Massenträgheitsmomenten und zu den Schwerpunktslagen von Aufbau und Gesamtfahrzeug sind realistische Näherungen, die der Literatur entlehnt werden können. Hieraus ergeben sich entsprechende Abweichungen der Resultate der Simulation von der Realität.

Wie oben beschrieben, wird das in dieser Arbeit verwendete Modell mit Hilfe des Softwarepakets MATLAB® numerisch berechnet. Je nachdem, welcher Integrator dabei verwendet wird, lassen sich bestimmte Genauigkeiten darstellen. Hier werden die absoluten und relativen Toleranzen auf  $10^{-5}$  eingestellt. Die tatsächlichen Abweichungen von der analytischen Lösung sollten dieser Größenordnung entsprechen, in der Anschauung trifft dies auch zu. Da die Steifigkeit des Systems nicht ohne einen gewissen Aufwand a priori bestimmt werden kann, wird der Standard-Solver (Explizite Runge-Kutta (4,5) Formel, „ode45“, siehe [48]) für alle Simulationen verwendet. Er ermöglicht in jedem Fall eine Berechnung mit durchschnittlicher Genauigkeit und liefert plausible Ergebnisse. Desweiteren wird zur Verringerung der Simulationsdauer eine adaptive, „Accelerator“ genannte Variante des Algorithmus gewählt, die unter Umständen die geforderte Genauigkeit geringfügig einschränken kann.

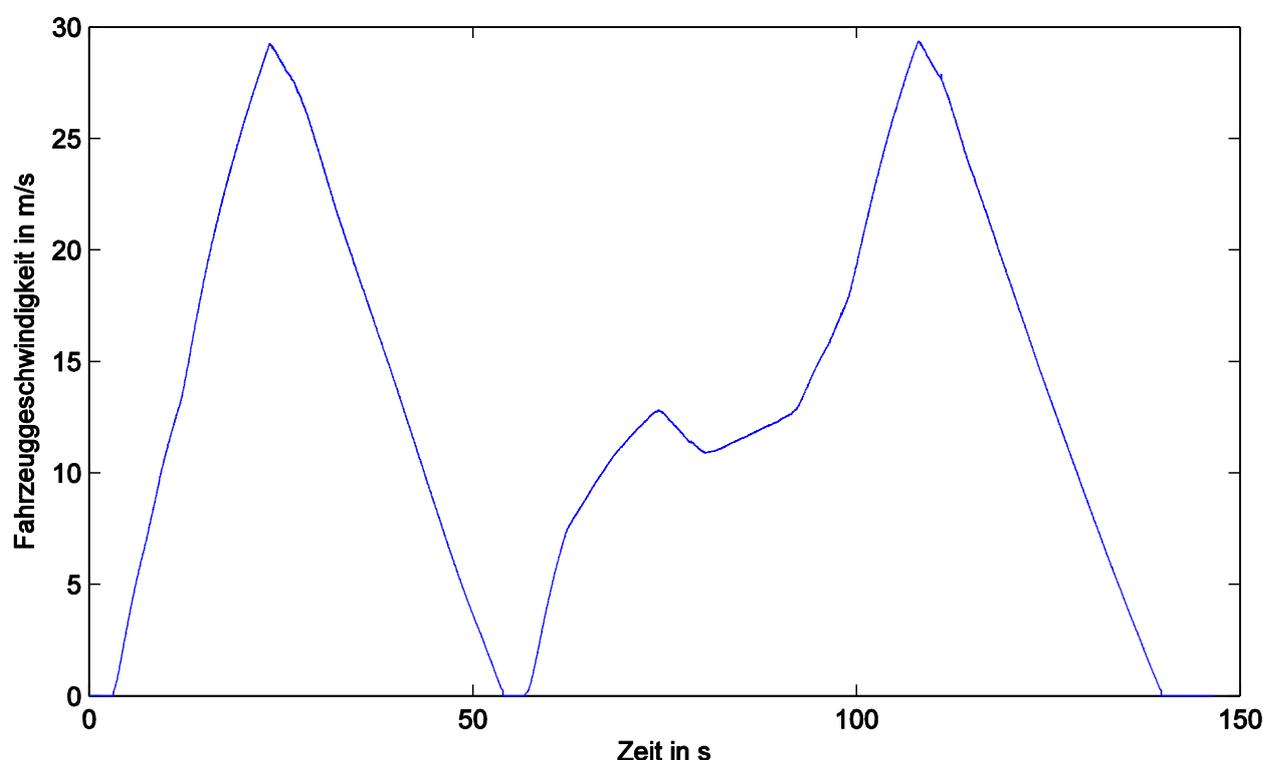
### 5.1.3 Modellvalidierung

Zur Validierung des Berechnungsmodells findet idealerweise ein Abgleich mit Messwerten statt, welche die folgenden Anforderungen erfüllen:

1. Die Messfahrt wird so gestaltet, dass diese stets allen getroffenen Annahmen und Vereinfachungen entspricht.
2. Alle für das Modell benötigten Parameterwerte des vermessenen Fahrzeugs sind bekannt und können somit übernommen werden.
3. Alle vom Modell zu berechnenden Größen können direkt oder indirekt aus Messungen am Fahrzeug bestimmt werden.

Oft müssen gewisse Einschränkungen dieser Regeln aber in Kauf genommen werden, wenn der Zeit- und Kostenrahmen eingehalten werden soll. Trotzdem kann eine hinreichende Genauigkeit erzielt werden, die eine Feststellung der Plausibilität der Simulationsergebnisse ermöglicht. Daher wird an Stelle einer speziell für diese Arbeit durchgeführten Erhebung auf die Daten aus der Vermessung eines Versuchsfahrzeugs (Plug-In HEV) aus einem weiteren Projekt des Instituts für Fahrzeugtechnik und Automobilantriebe der TU Wien zurückgegriffen. Die Auflösung der Messdaten beträgt 10 ms. Je nach Simulationaufgabe beträgt die Schrittweite bei der Simulation eines Fahrzeugs mit modellierter Radaufhängung üblicherweise 1 ms sowie für Bremssimulationen 0,2 ms [8], der Vergleich ist also möglich. In der Berechnung wird jedoch ein Solver mit variabler Schrittweite eingesetzt (siehe [48]), um die Rechenzeit zu verkürzen, sodass hier keine Schrittweite angegeben werden kann.

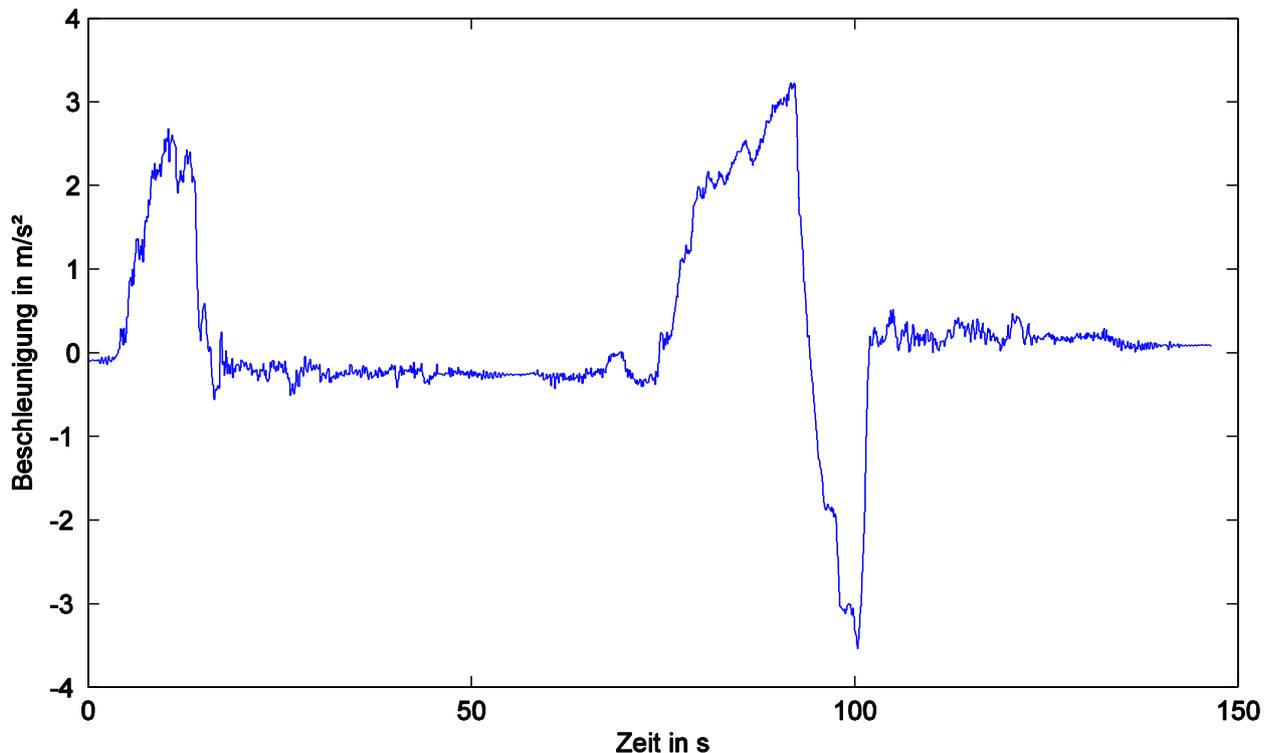
Es liegen nur Messungen von mechanischen Größen vor, sodass zunächst nur das mechanische Teilmodell auf Plausibilität überprüft werden kann. Bei der Messung wird der in der folgenden [Abbildung 5.3](#) gezeigte Fahrzyklus durchfahren:



**Abbildung 5.3:** Fahrzyklus der mit dem Versuchsfahrzeug (Plug-In HEV) durchgeführten Messfahrt

Ungeglättet enthält der Fahrzyklus Beschleunigungen von bis zu  $2,4 \text{ m/s}^2$  und Verzögerungen von bis zu  $1,3 \text{ m/s}^2$ . Es handelt sich dabei allerdings nicht – wie oben

gefordert – um eine Geradeausfahrt, wie aus den Beschleunigungswerten bezüglich der y-Achse (siehe [Abbildung 5.4](#)) ersichtlich ist. Um einen Vergleich mit dem Modell dennoch zu ermöglichen, wird vereinfachend die Summe der Drehmomente der beiden Halbachsen verwendet.

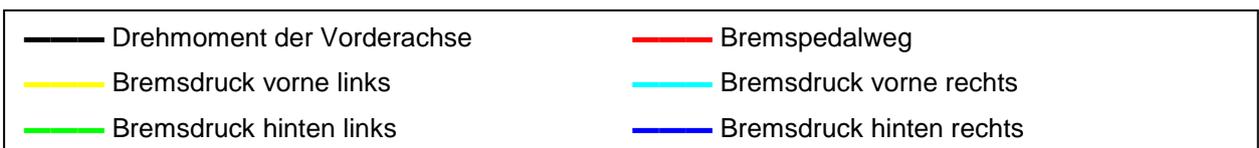
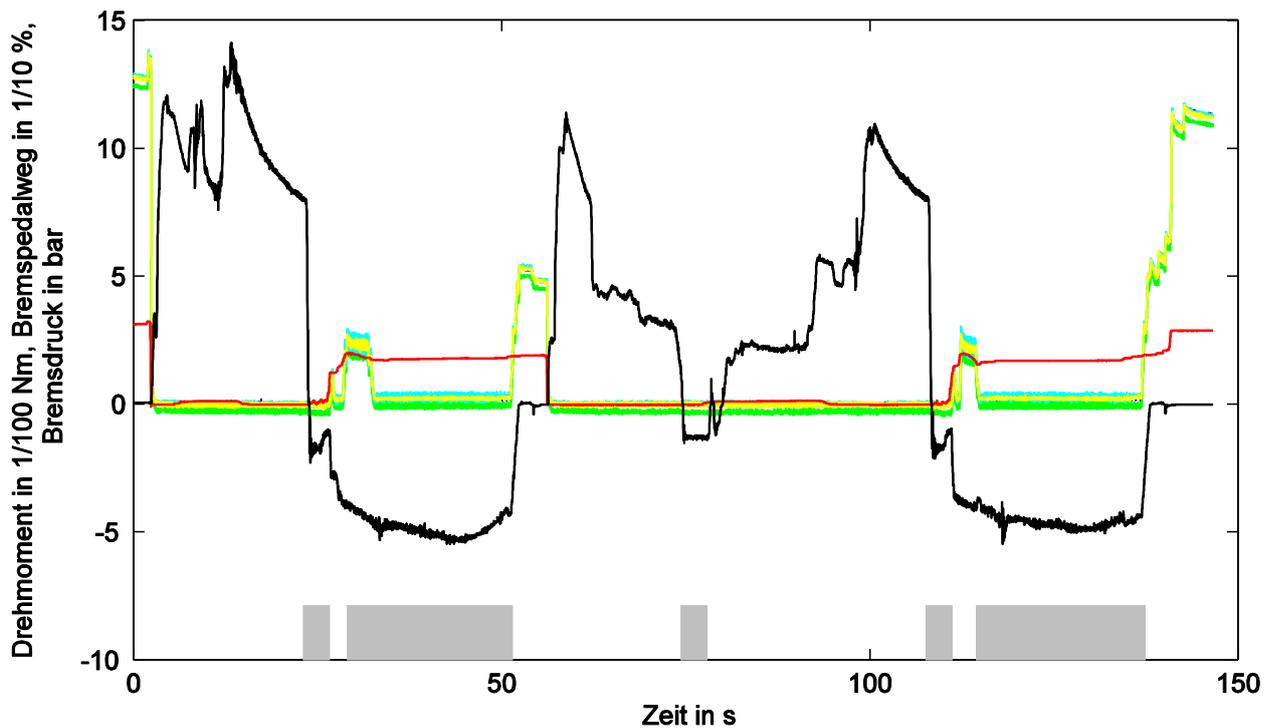


**Abbildung 5.4:** Beschleunigung des Versuchsfahrzeugs (Plug-In HEV) in y-Richtung während der Messfahrt

Bei dem vermessenen Fahrzeug handelt es sich um ein HEV mit Vorderradantrieb, das Berechnungsmodell geht jedoch immer von einem Allradantrieb aus, da alle Räder rein elektrisch angetrieben und gebremst werden sollen. Die BBA des Versuchsfahrzeugs besteht aus je einer mechanischen Reibbremse pro Rad. Als HBA dient das elektrische Antriebssystem, die Kraft der beiden Bremsanlagen wird verblendet.

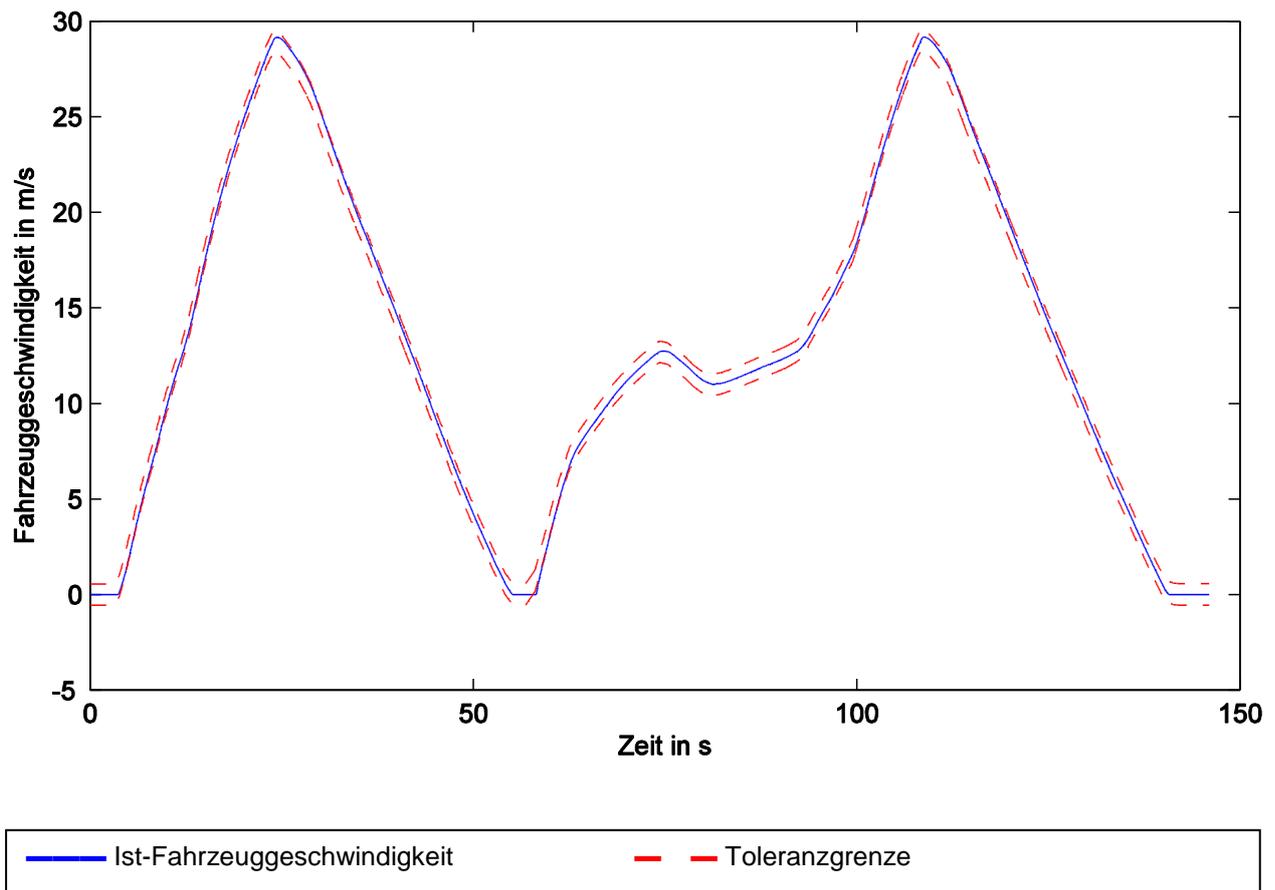
Über die Bremskraftverteilung kann keine Aussage getroffen werden, da nur die Vorderachse vermessen ist. Lediglich der Bremsdruck an allen vier Rädern ist aufgezeichnet. Da das Versuchsfahrzeug nur über die Vorderachse angetrieben wird, wirkt dort auch das gesamte rein elektrische Bremsmoment. Um die Effekte der rein elektrischen Bremsung zu untersuchen, werden daher nur die Abschnitte des Fahrzyklus betrachtet, die bei der Messfahrt ohne Unterstützung der BBA durchfahren werden. Anhand des Verlaufs der auftretenden Bremsdrücke kann man diese

abgrenzen, wie in der folgenden Abbildung 5.5 geschehen. Diese zeigt den Verlauf des Drehmoments der Vorderachse (in  $1/100$  Nm, schwarz), des Bremspedalwegs (in  $1/10$  % des möglichen Gesamtwegs, rot) sowie der Bremsdrücke (in bar, vorne links: gelb, vorne rechts: cyan, hinten links: grün, hinten rechts: blau) an allen 4 Rädern. Die auf der Zeitleiste grau markierten Bereiche sind für einen Vergleich geeignet.



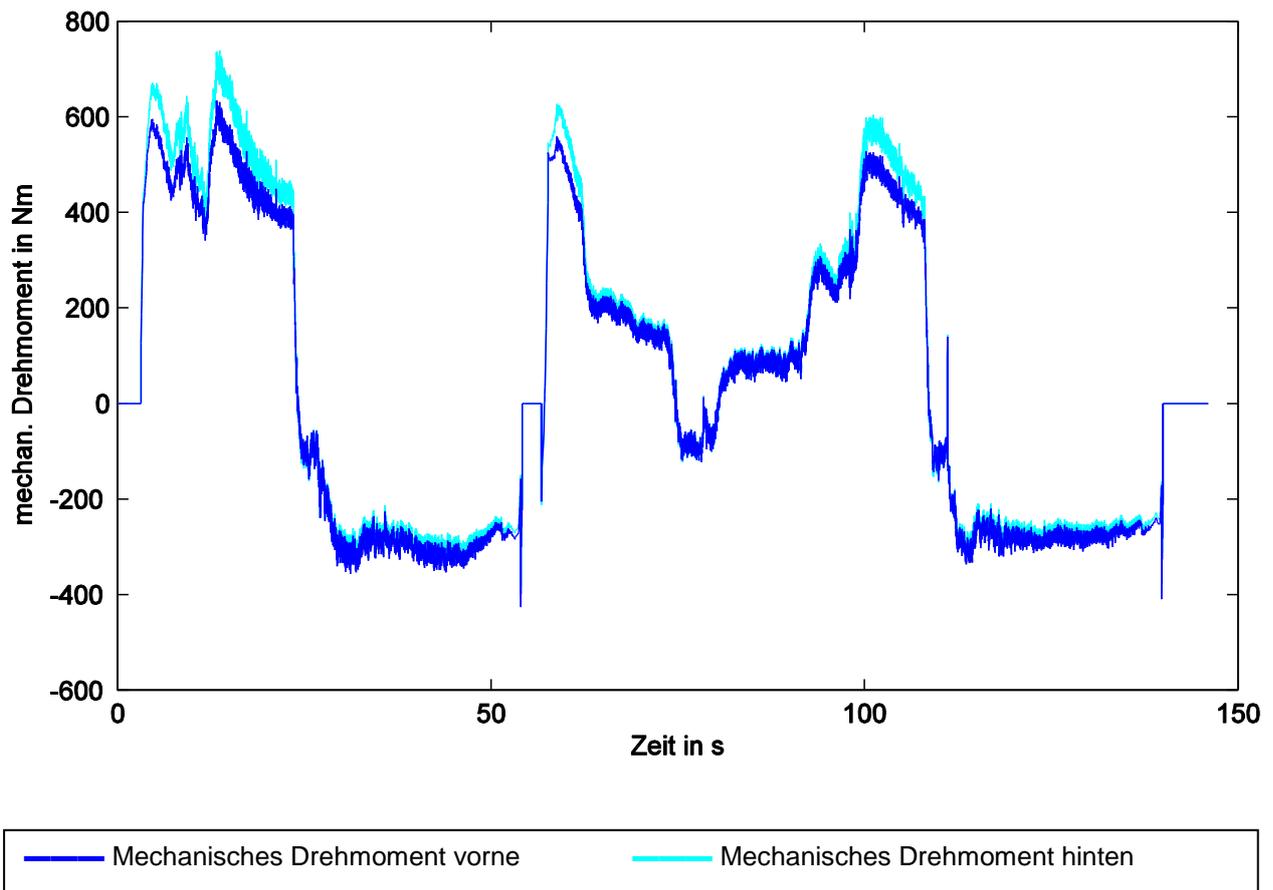
**Abbildung 5.5:** Verläufe von mechanischem Drehmoment, Bremspedalweg und Bremsdrücken, zu untersuchende Abschnitte des Fahrzyklus sind grau hinterlegt

Mit geeignet gewählten Parametern (siehe Anhang A.4) durchfährt die Simulation den in Abbildung 5.3 angegebenen Fahrzyklus (ungeglättete Messreihe) im Rahmen der gesetzlich festgelegten Toleranzen (Berechnungsvorschriften gemäß [49]), wie die folgende Abbildung 5.6 zeigt:



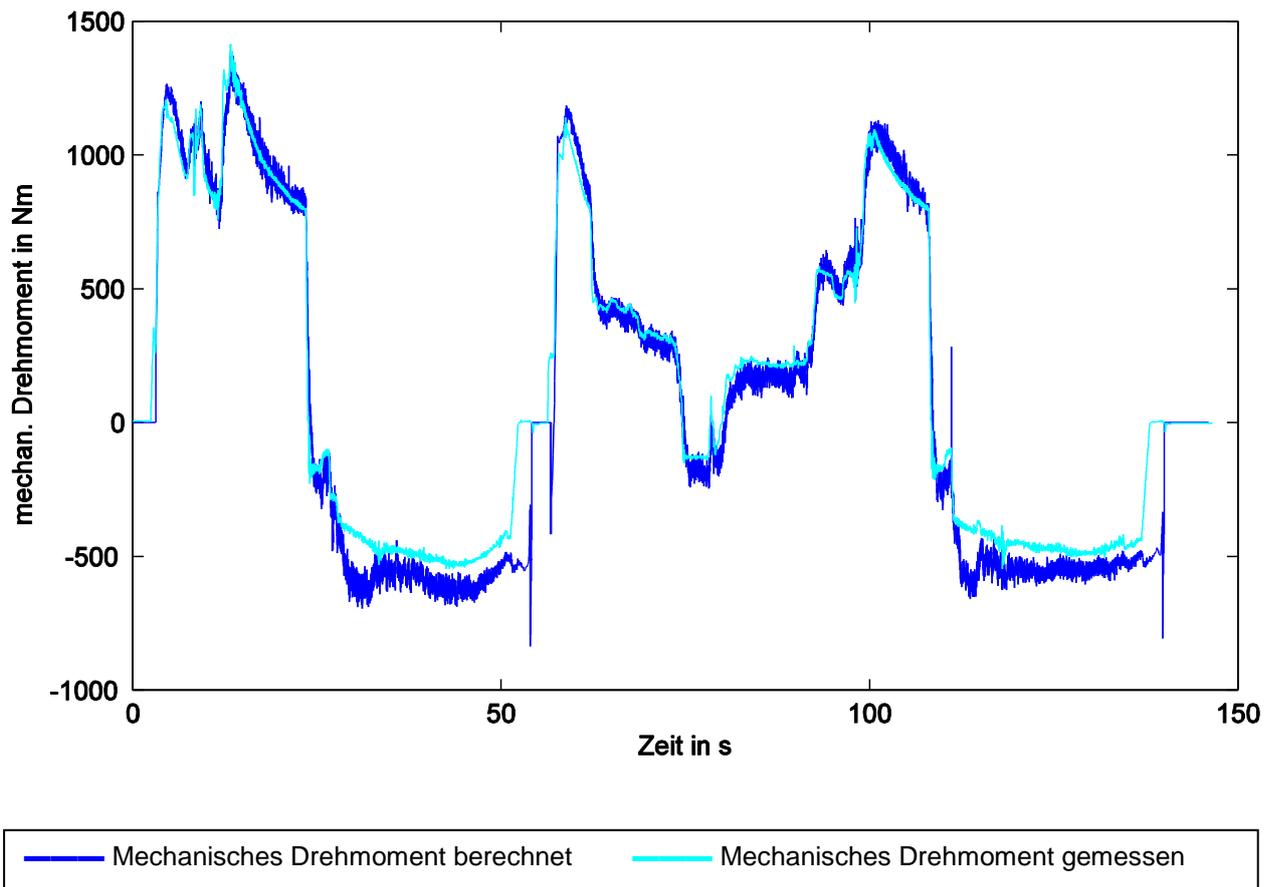
**Abbildung 5.6:** Simulationsergebnis (I) – Ist-Fahrzeuggeschwindigkeit gemäß Berechnungsmodell im Vergleich zu den in Abhängigkeit des Fahrzyklus gesetzlich festgelegten Toleranzgrenzen

Da es sich bei dem Versuchsfahrzeug um ein frontgetriebenes Fahrzeug handelt, wird die Massenträgheit des Antriebsstrangs (ohne Räder) komplett der Vorderachse zugeschlagen und das Massenträgheitsverhältnis zwischen Vorder- und Hinterachse dabei mit 2:1 angenommen. So ergeben sich aus der Simulation die in [Abbildung 5.7](#) dargestellten Drehmomente an Vorder- und Hinterachse:



**Abbildung 5.7:** Simulationsergebnis (II) – Verlauf der mechanischen Drehmomente an der Vorder- und Hinterachse

Da in der Simulation von einem Vierradantrieb ausgegangen wird, vergleicht man in den Abschnitten, während derer beschleunigt wird, die Summe aus den berechneten Drehmomenten der Vorder- und Hinterachse mit dem gemessenen Drehmoment der Vorderachse des Versuchsfahrzeugs. Somit lässt sich feststellen, ob die nicht gegebenen Parameterwerte passend gewählt wurden. In [Abbildung 5.8](#) wird deutlich, dass die Verläufe qualitativ sehr gut vergleichbar sind.



**Abbildung 5.8:** Simulationsergebnisse (III) – Vergleich des berechneten mit dem gemessenen mechanischen Drehmoment

Die Plausibilität des elektrischen Teilmodells ergibt sich aus der einfachen Struktur von dessen Übertragungsfunktion. Das Teilmodell kommt nämlich ohne Rückkopplungen aus.

Insgesamt zeigt sich, dass das verwendete Modell valide ist, da der Verlauf des berechneten mechanischen Drehmoments von der Charakteristik her dem des gemessenen mechanischen Drehmoments entspricht. Auf den Input des hier verwendeten Fahrzyklus reagiert das Modell in einer plausiblen Art und Weise. Die ermittelte Einstellung der Parameter (hoher Proportionalitätsfaktor, lange Nachstellzeit) für die Regelung des Drehmoments kann bei der Simulation dazu führen, dass ein Beschleunigungsruck zu einem einmaligen Überschwingen des Drehmoments ins Negative führt (wie in Abbildung 5.8 zu sehen), aber grundsätzlich sind die Ergebnisse im Rahmen des Erwarteten.

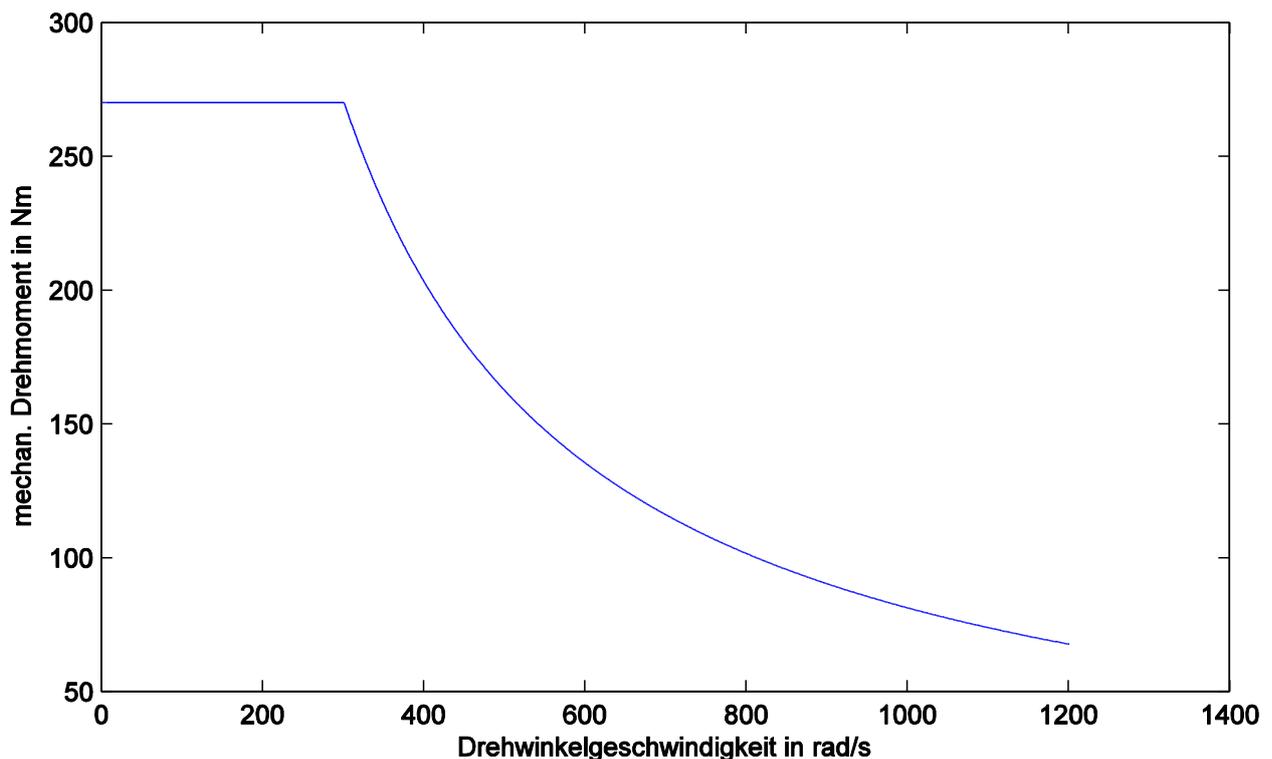
## 5.2 Betrachtung einer Topologie mit vier Radnabenmotoren

Als Basis für weitere Überlegungen dient ein rein elektrisch angetriebenes Fahrzeug, also ein BEV, wie es in Kapitel 2.1 definiert wurde. HEV werden insofern berücksichtigt, dass jedes HEV mit ausgekuppelter VKM näherungsweise als BEV aufgefasst werden kann. Um geeignete Parameterwerte für die Simulation zu erhalten, greift diese Arbeit auf diejenigen des Volkswagen Golf als 2012 am öftesten neu zugelassenes Fahrzeug in Österreich [4] zurück, da hier zudem seit 2014 eine Variante mit rein elektrischem Antrieb – der e-Golf – angeboten wird. In der Tabelle 5.7 sind wichtige technische Daten von dessen Antriebssystem angegeben, im Anhang A.5 sind alle weiteren Parameterwerte aufgeführt.

**Tabelle 5.7:** Technische Daten der im e-Golf verbauten elektrischen Maschine, des Getriebes und der Leistungselektronik [32]

<b>Elektrische Maschine</b>	
<b>Typ</b>	Permanentmagneterregte, dreiphasige Synchronmaschine
<b>Max. Leistung</b>	85 kW
<b>Max. Drehmoment</b>	270 Nm
<b>Max. Antriebsdrehzahl</b>	12.000 1/min
<b>Anz. Polpaare</b>	5
<b>Anz. Spulen</b>	15
<b>Anz. Nuten</b>	60
<b>Rotortyp</b>	Vollpolinnenläufer
<b>Magnetmaterial</b>	Neodym-Legierung
<b>Getriebe</b>	
<b>Anz. Stufen</b>	2
<b>Übersetzung</b>	9,76
<b>Leistungselektronik</b>	
<b>Spannungsbereich</b>	255 - 360 V, maximal 430 V (abhängig von der Batteriespannung)
<b>Max. Phasenstrom</b>	450 A, begrenzt auf 430 A
<b>Schaltfrequenz</b>	10 kHz

Die hier angegebenen Daten geben eine Auskunft über die Leistungsgrenzen von aktuell in BEV verbauten elektrischen Maschinen sowie des gesamten Antriebssystems. Die maximale mechanische Leistung der elektrischen Maschine beträgt 85 kW, das maximale Drehmoment 270 Nm und die maximale Rotordrehzahl 12.000 1/min, was einer maximalen Winkelgeschwindigkeit von 1.257 rad/s entspricht. Hieraus kann eine einfache Motorkennlinie ermittelt werden, die Abbildung 5.9 zeigt:

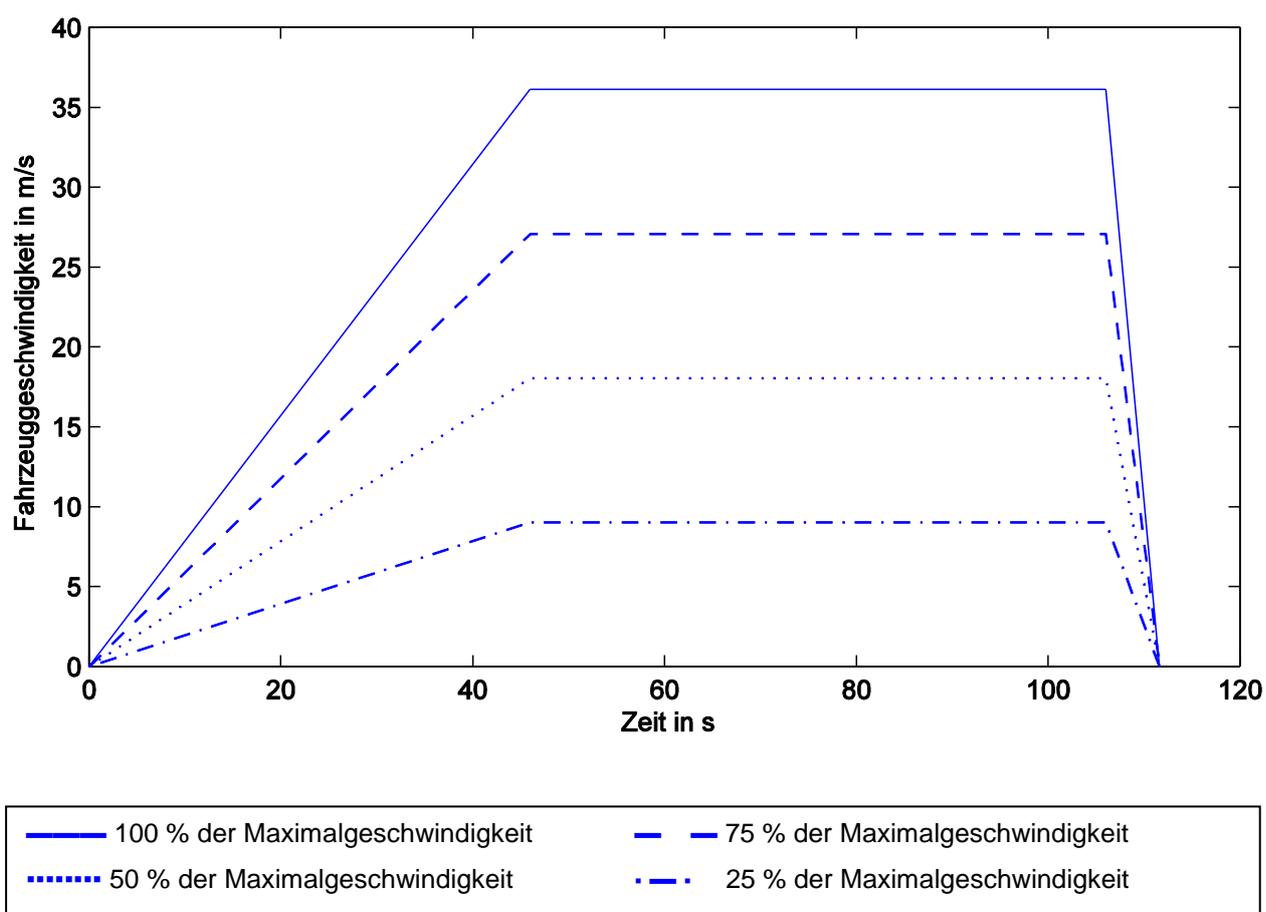


**Abbildung 5.9:** Auf Basis der Werte von Tabelle 5.7 angenommene Kennlinie der im e-Golf verbauten elektrischen Maschine – Maximales mechanisches Drehmoment über der Drehwinkelgeschwindigkeit des Rotors der EM

Die theoretische maximale elektrische Leistung der Leistungselektronik ergibt sich aus dem Produkt von maximaler Spannung und maximalem Phasenstrom, also 185 kW. Diese ist allerdings nur kurzzeitig erreichbar und haltbar. So ist ein direkter Vergleich mit den Ergebnissen der Simulation, die den Drehmoment- und Leistungsbedarf an verschiedenen Stellen im Antriebssystem berechnet, und darauf aufbauend eine zumindest qualitative Aussage zur Machbarkeit von rein elektrischem Bremsen möglich. Für den verwendeten Energiespeicher hat Volkswagen keine Leistungsdaten angegeben, somit kann hier kein direkter Vergleich angestellt werden.

Für die Untersuchung werden vier verschiedene Fahrzyklen ausgewählt. Die Betrachtung von Vollbremsungen mit konstanter Verzögerung aus verschiedenen

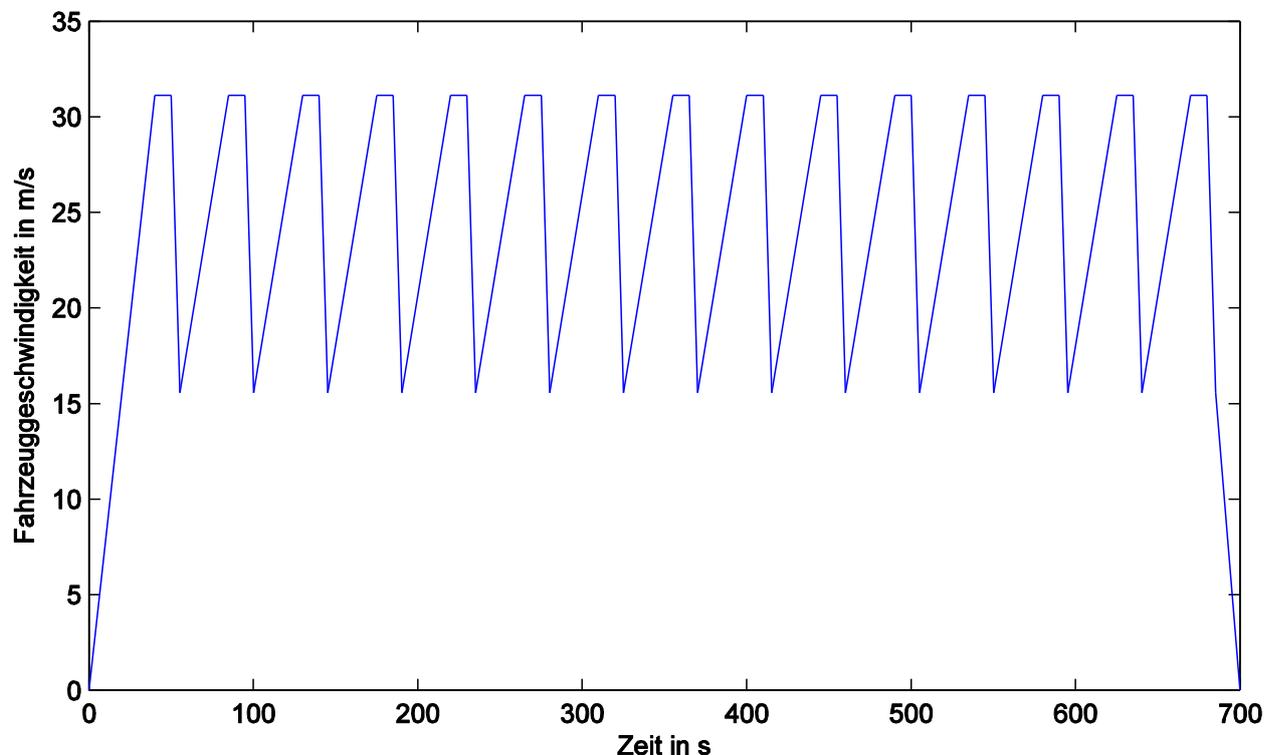
Maximalgeschwindigkeiten ermöglicht bereits eine Einschätzung, ob und wann die Leistungsgrenzen des Antriebssystems überschritten werden. Dieser Test erlaubt theoretisch auch die Beschaffung von genauen Informationen über das Fahrzeugverhalten kurz vor dem Erreichen des Stillstands für verschiedene Rad-Straße-Paarungen [50]. In Abbildung 5.10 wird der denkbar einfachste Fall dargestellt (blau durchgehend: 100 %, gestrichelt: 75 %, punktiert: 50 %, strichpunktiert: 25 % der Maximalgeschwindigkeit von 130 km/h, also 36,1 m/s):



**Abbildung 5.10:** Fahrzyklus 1 – Beschleunigen – Geschwindigkeit halten – Verzögern

Die Beschleunigung beträgt hier konstant  $0,8 \text{ m/s}^2$  (bzw. 75%, 50% oder 25% hiervon), die Verzögerung konstant  $6,4 \text{ m/s}^2$  (bzw. 75%, 50% oder 25% hiervon). Die Vollbremsung ist Teil der Zulassungsprüfung für den Straßenverkehr. Wenn ein PKW den Fahrzyklus 1 (100%) abfahren kann, bedeutet dies, dass die Vorschrift bzgl. des maximal zulässigen Bremswegs eingehalten wird. [27]

Die Zulassungsprüfung, welche Bremsen am stärksten beansprucht, ist der sogenannte Fading-Test [27]. Er dient vor allem der Überprüfung der thermischen Stabilität der Bremsanlage. Hierzu wird der in [Abbildung 5.11](#) gezeigte Fahrzyklus durchfahren:



**Abbildung 5.11:** Fahrzyklus 2 – Fading-Test [27]

Die Beschleunigungen liegen hier bei bis zu  $0,8 \text{ m/s}^2$  und die Verzögerungen bei  $3 \text{ m/s}^2$ . Mit Hilfe beider Tests können dann die gesetzlichen Maximalanforderungen an Betriebsbremsanlagen dargestellt und die damit zu erreichenden Leistungsbereiche bestimmt werden.

Zu Illustrationszwecken findet noch je eine Auswertung des New European Driving Cycles (NEDC) (siehe [Abbildung 5.12](#)) und des World-wide harmonized light duty test cycles (WLTC) (siehe [Abbildung 5.13](#)) statt. Diese Fahrzyklen sollen es ermöglichen, den durchschnittlichen Energieverbrauch des entsprechenden Fahrzeugs bei einer vergleichsweise kurzen Messfahrt in guter Näherung zu ermitteln. Der WLTC ist als zukünftiger Ersatz des NEDC gedacht. Anhand des NEDC, in welchem Stadt- und Überlandfahrt strikt (bei  $t = 800 \text{ s}$ ) getrennt sind, lässt sich auch ermitteln, ob rein elektrisches Bremsen zumindest im Stadtverkehr darstellbar ist. Die Beschleunigung beträgt maximal  $1 \text{ m/s}^2$ , die Verzögerung maximal  $1,4 \text{ m/s}^2$ .

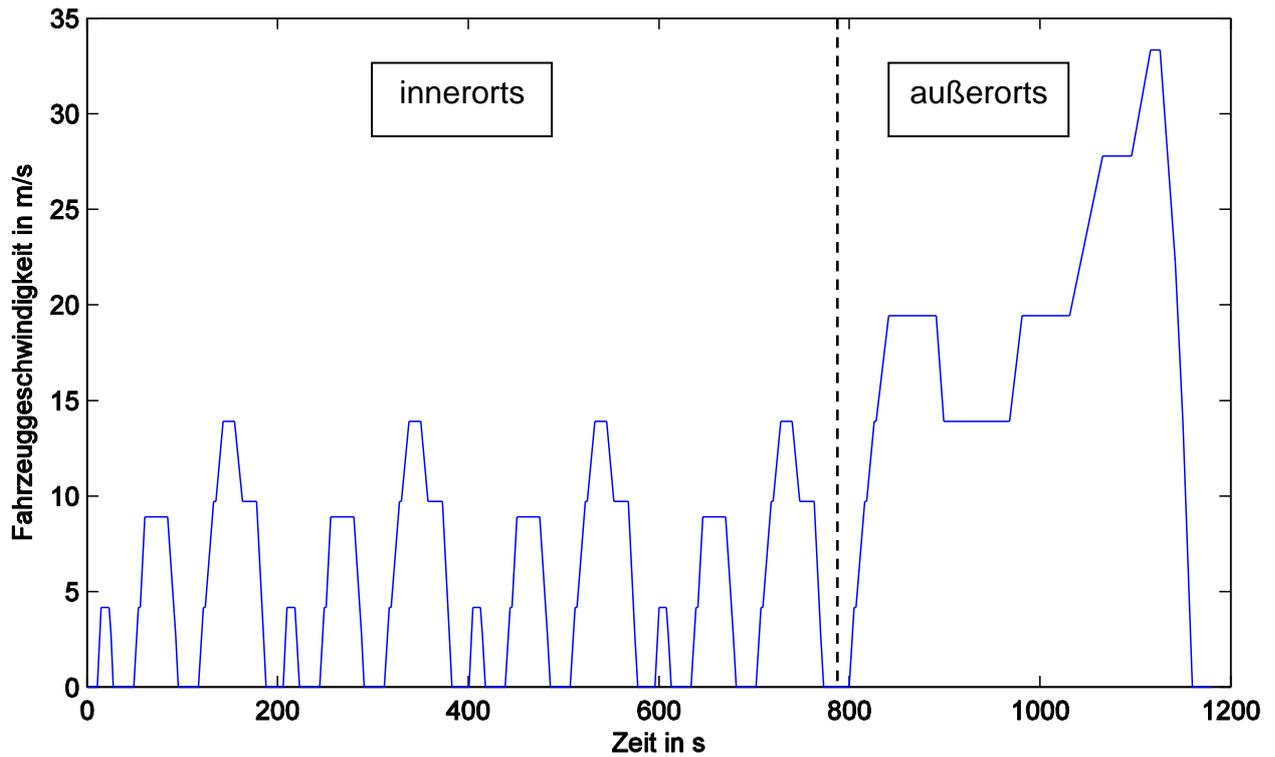


Abbildung 5.12: Fahrzyklus 3 – New european driving cycle (NEDC) [49]

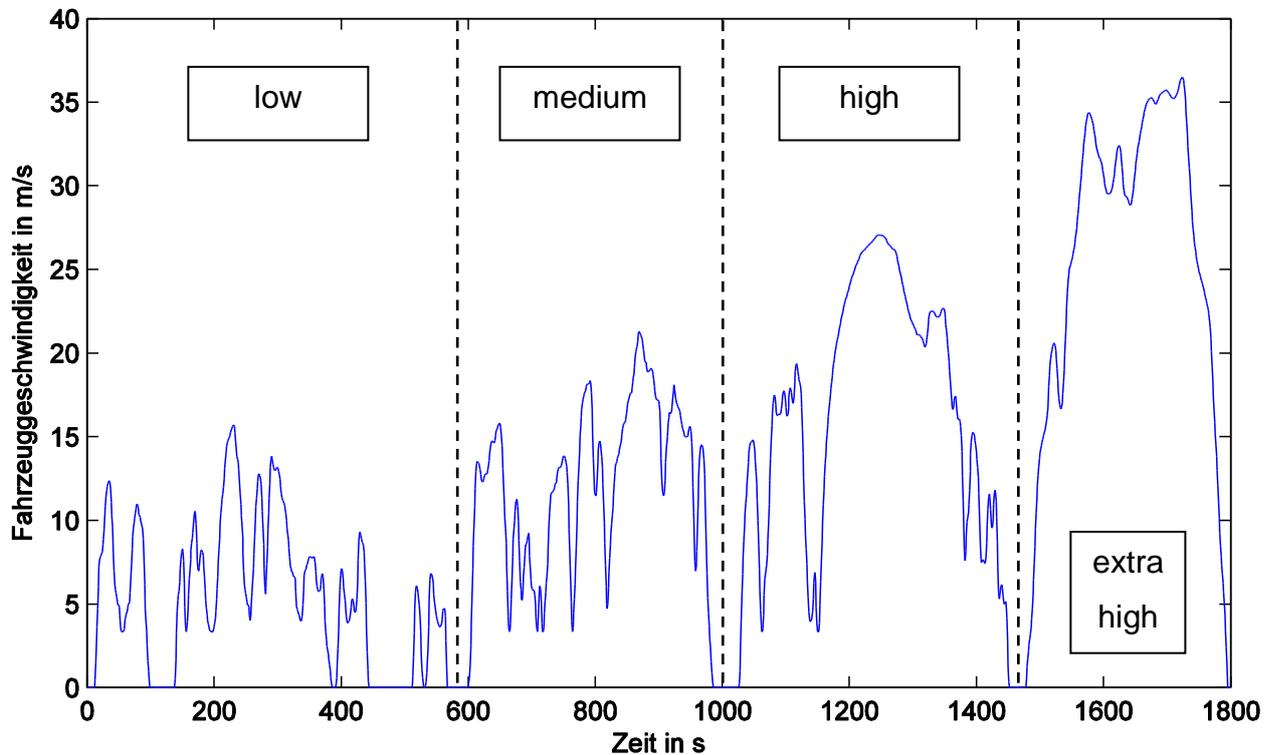
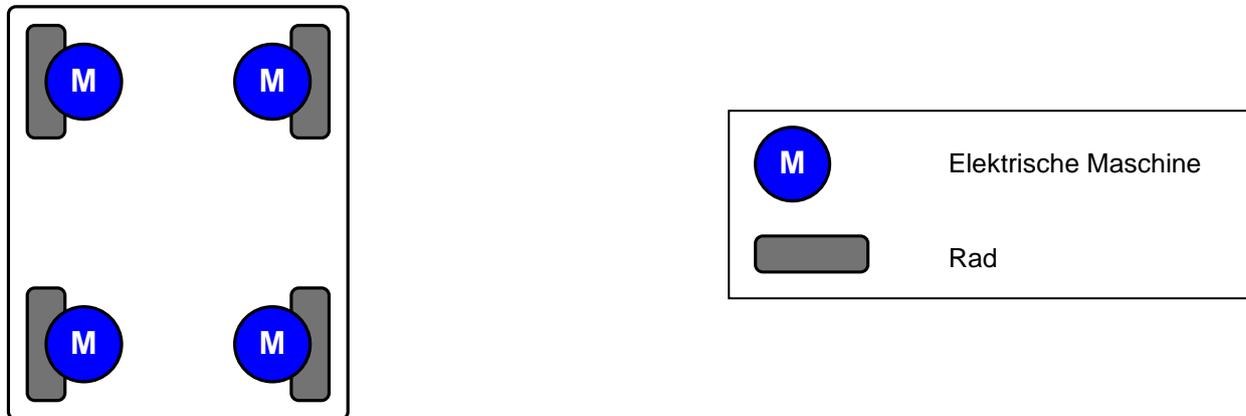


Abbildung 5.13: Fahrzyklus 4 – World-wide harmonized light duty test cycle (WLTC, Class 3) [51]

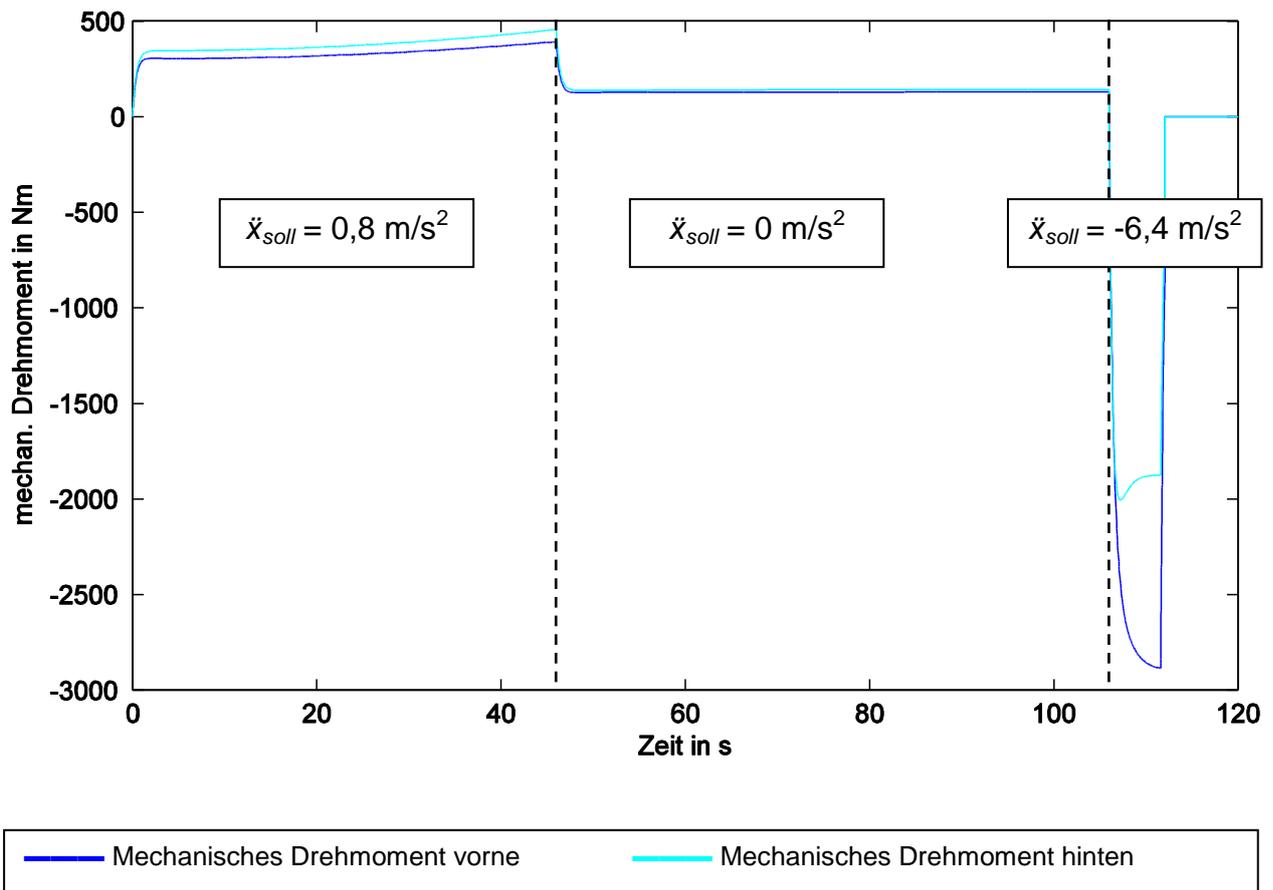
Beim WLTC beschleunigt das Fahrzeug mit bis zu  $1,7 \text{ m/s}^2$  und verzögert mit bis zu  $1,5 \text{ m/s}^2$ .

Untersucht wird nun eine Topologie mit vier Radnabenmotoren. Grundlage für weitere Aussagen ist hier, dass die maximale mechanische Leistung einer dieser elektrischen Maschinen 25 % der im e-Golf verbauten elektrischen Maschine betragen soll. Schematisch ist die Topologie in Abbildung 5.14 dargestellt:



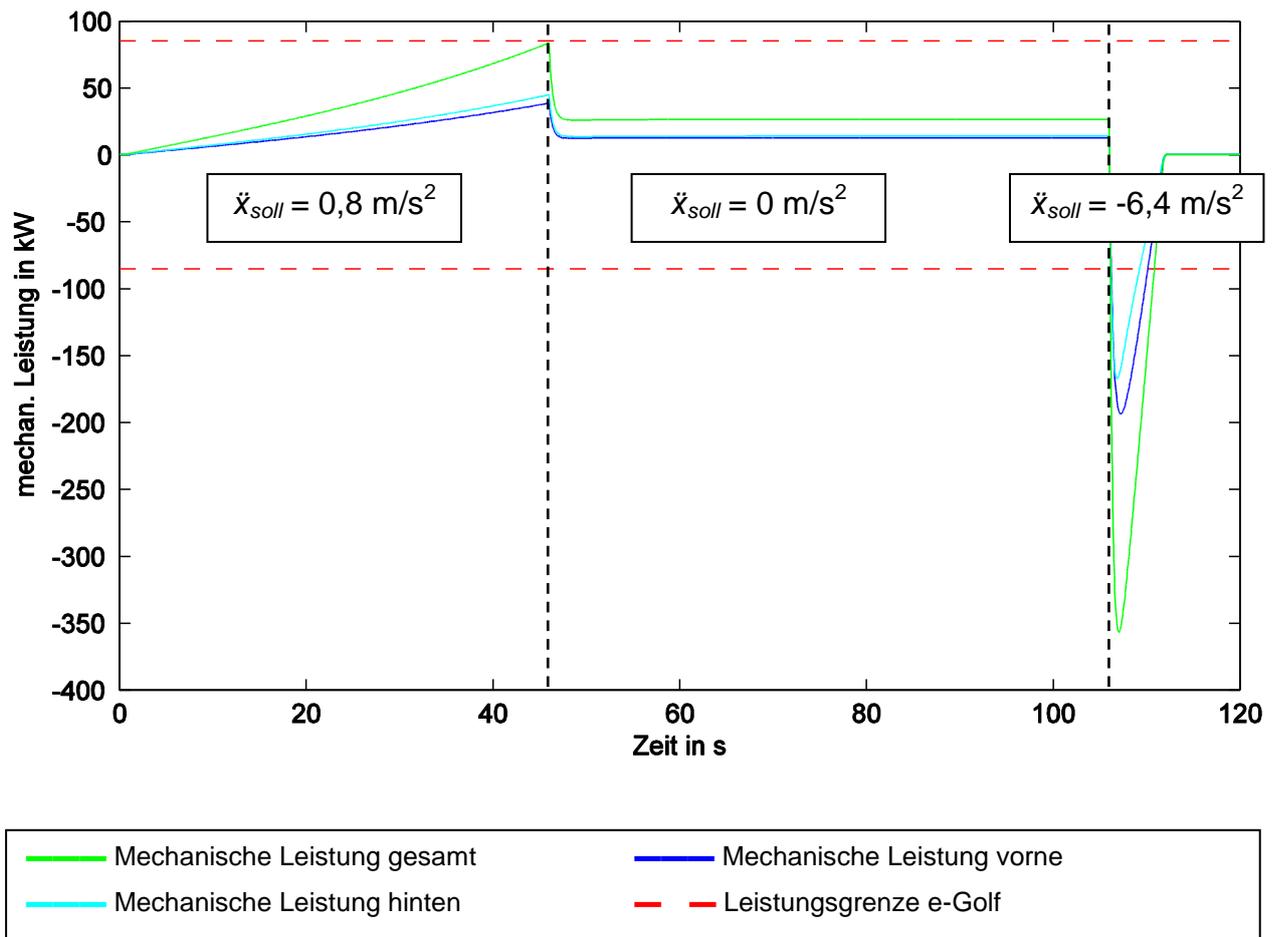
**Abbildung 5.14:** Topologie 1 mit vier Radnabenmotoren

Das gesamte vordere bzw. hintere Massenträgheitsmoment (inkl. Räder) berechnet sich mit Formel 5.22 zu je 2,6 kgm<sup>2</sup>. Zunächst wird Fahrzyklus 1 (bis zur Maximalgeschwindigkeit von 130 km/h) von der Simulation durchfahren. Es ergeben sich die in Abbildung 5.15 und 5.16 dargestellten Verläufe von Drehmoment und mechanischer Leistung an der Vorder- (blau) und Hinterachse (cyan). Man erkennt deutlich, dass für die Vorderachse ein deutlich höheres Bremsmoment von über 2.500 Nm angefordert wird. Dieses nimmt sogar im Verlauf der Bremsung zu, während dasjenige der Hinterachse reduziert wird. Hier wirken sich sowohl die Verlagerung der Achslasten als auch das verwendete Reifenmodell auf die Ergebnisse der Berechnungen aus. Entsprechend ergibt sich auch eine höhere Bremsleistung für die Vorderachse während der gesamten Verzögerungsphase (zu Beginn fast 200 kW).



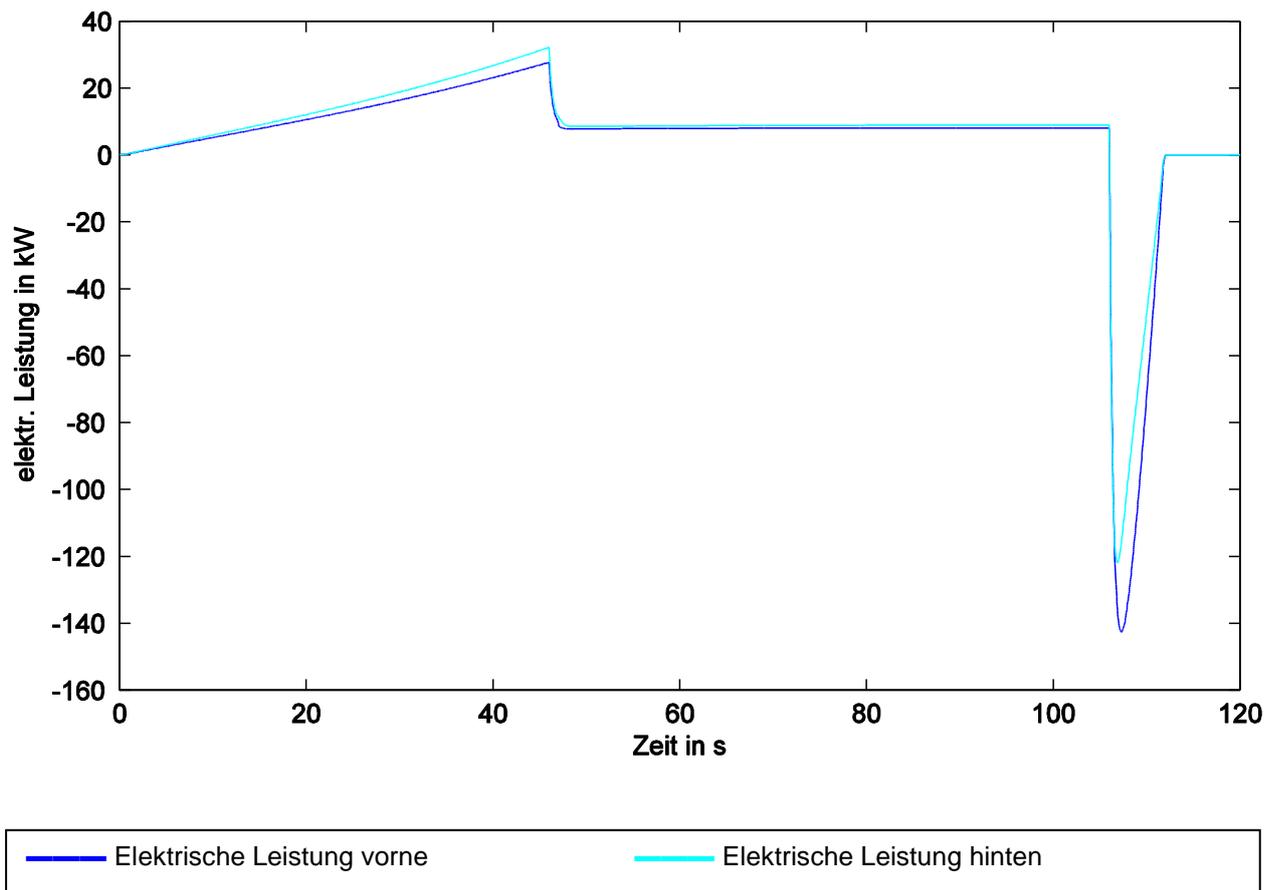
**Abbildung 5.15:** Simulationsergebnis für Fahrzyklus 1 (100 %) – Verlauf der erforderlichen mechanischen Drehmomente an der Vorder- und Hinterachse

Aus der Abbildung 5.16 lässt sich direkt entnehmen, dass die Leistungsgrenze der elektrischen Maschine bei diesem Bremsvorgang deutlich überschritten wird. Eine Untersuchung von Variationen des Fahrzyklus 1 ab Seite 71 soll Aufschluss darüber geben, in welchen Größenordnungen die physikalischen Grenzen für rein elektrisches Bremsen tatsächlich liegen.



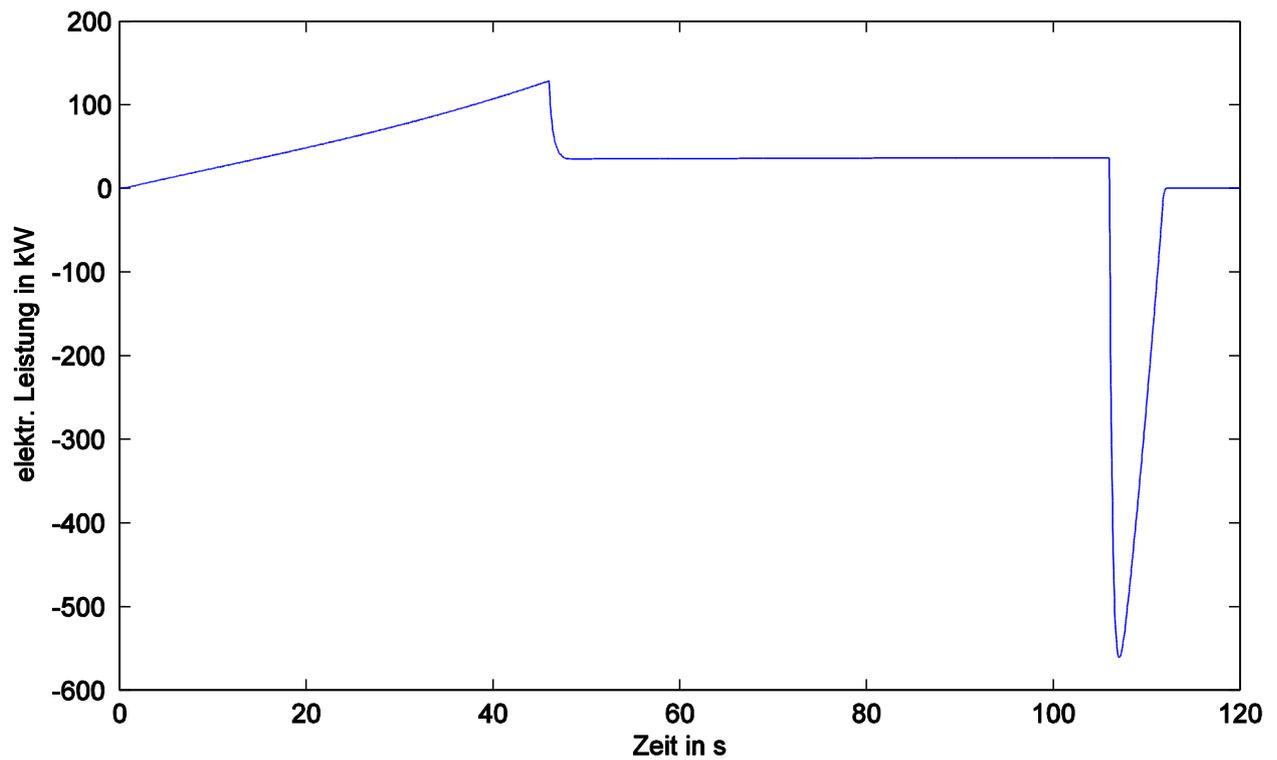
**Abbildung 5.16:** Simulationsergebnis für Fahrzyklus 1 (100 %) – Erforderliche mechanische Leistung an der Vorder- und Hinterachse und benötigte Gesamtleistung im Kontrast zur Leistungsgrenze der EM des e-Golf

Zunächst wird das Ergebnis der Berechnungen des elektrischen Teilmodells in den [Abbildungen 5.17](#), [5.18](#), und [5.19](#) dargestellt. Dabei beziehen sich die Angaben auf jeweils einen Radnabenmotor bzw. den gesamten Energiespeicher.



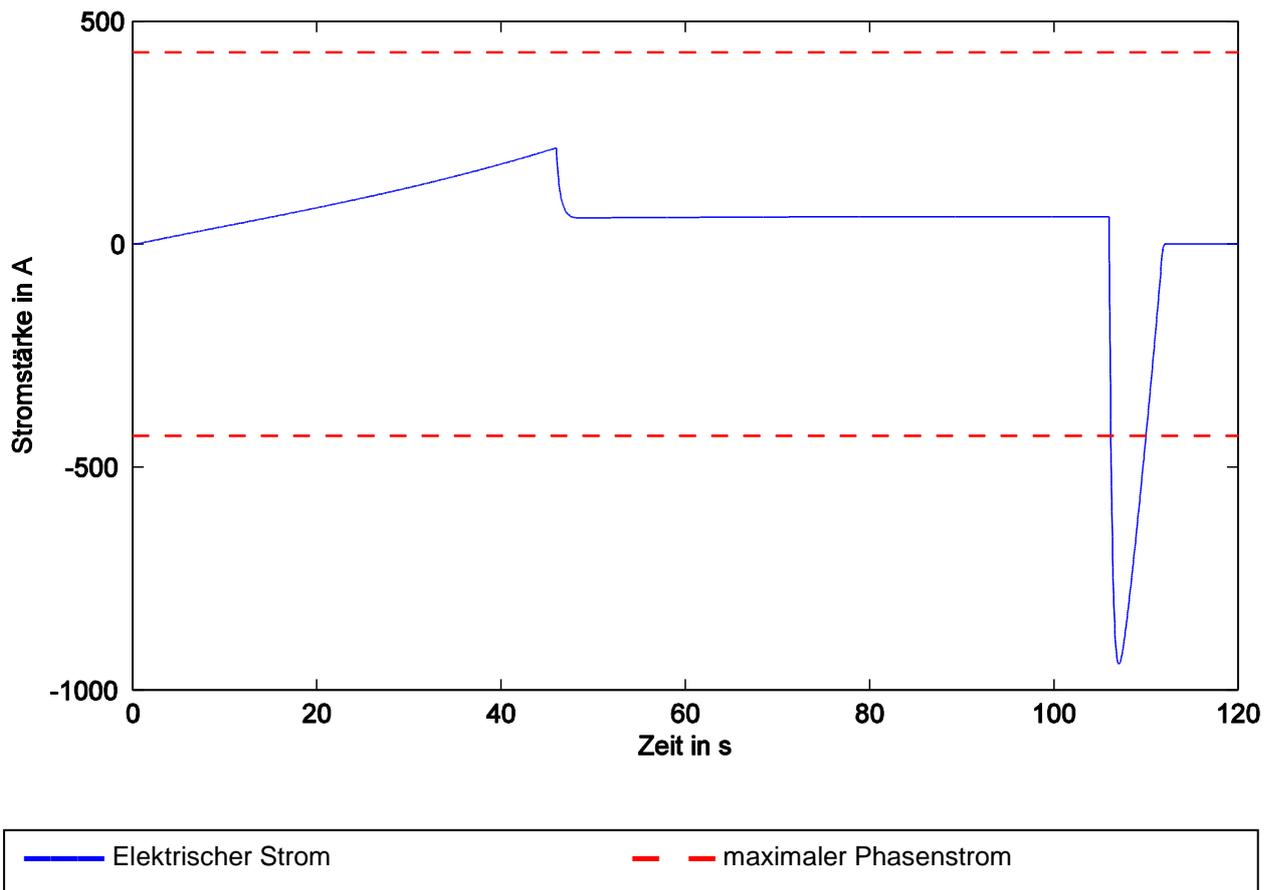
**Abbildung 5.17:** Simulationsergebnis für Fahrzyklus 1 (100 %) – Von einem vorne bzw. hinten verbauten Radnabenmotor bereitzustellende elektrische Leistung

Die vom Energiespeicher maximal zur Verfügung zu stellende elektrische Leistung übersteigt bei dem hier vorgestellten Bremsvorgang mit ca. 550 kW die Möglichkeiten des elektrischen Systems des e-Golf um ein Vielfaches (siehe folgende Abbildung 5.18).



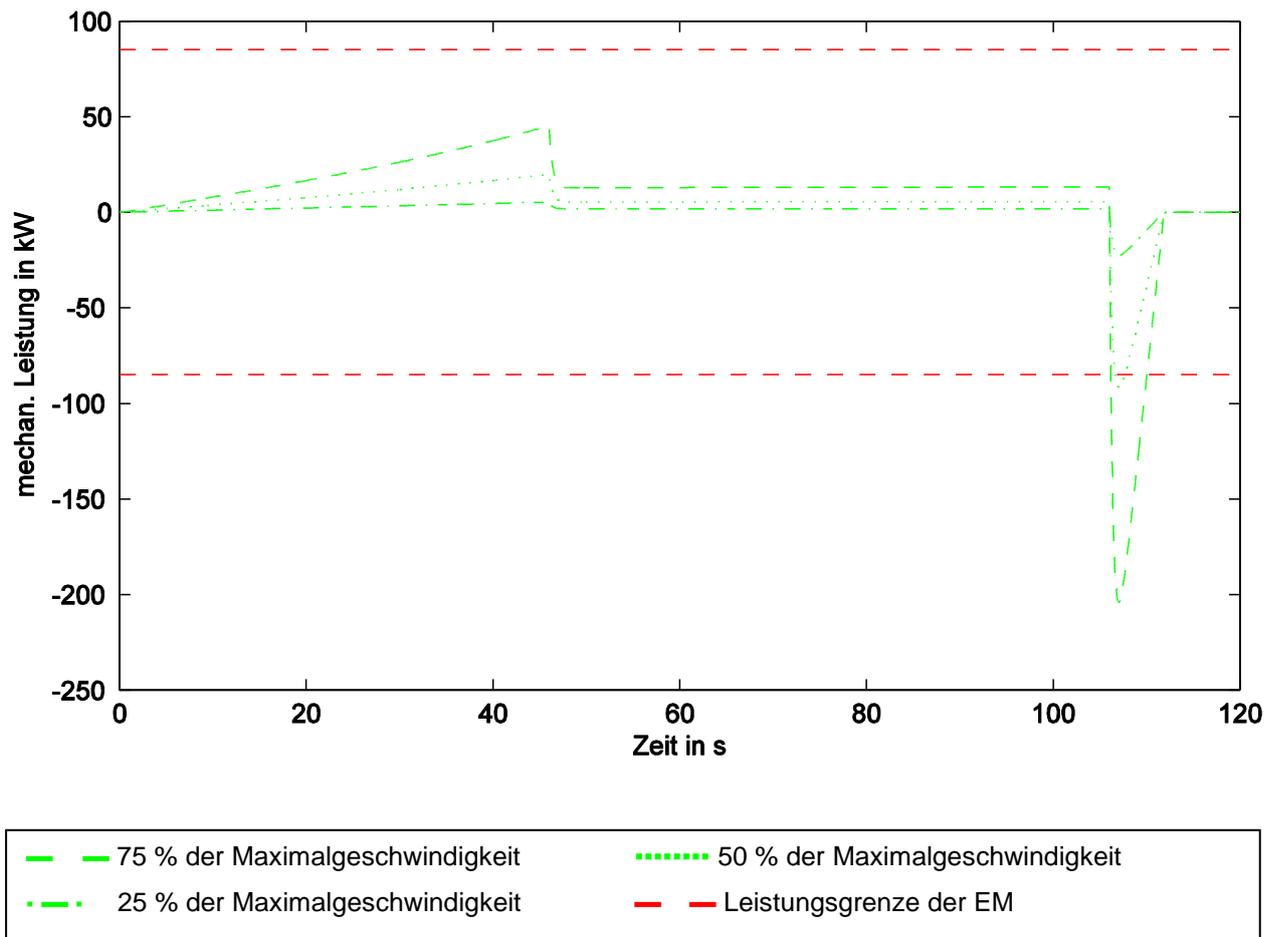
**Abbildung 5.18:** Simulationsergebnis für Fahrzyklus 1 (100 %) – Vom Energiespeicher bereitzustellende bzw. aufzunehmende elektrische Leistung

Wie in Abbildung 5.19 zu erkennen ist, überschreiten auch die bei diesem Bremsvorgang im elektrischen System fließenden Ströme die Auslegungsgrenze des e-Golf.

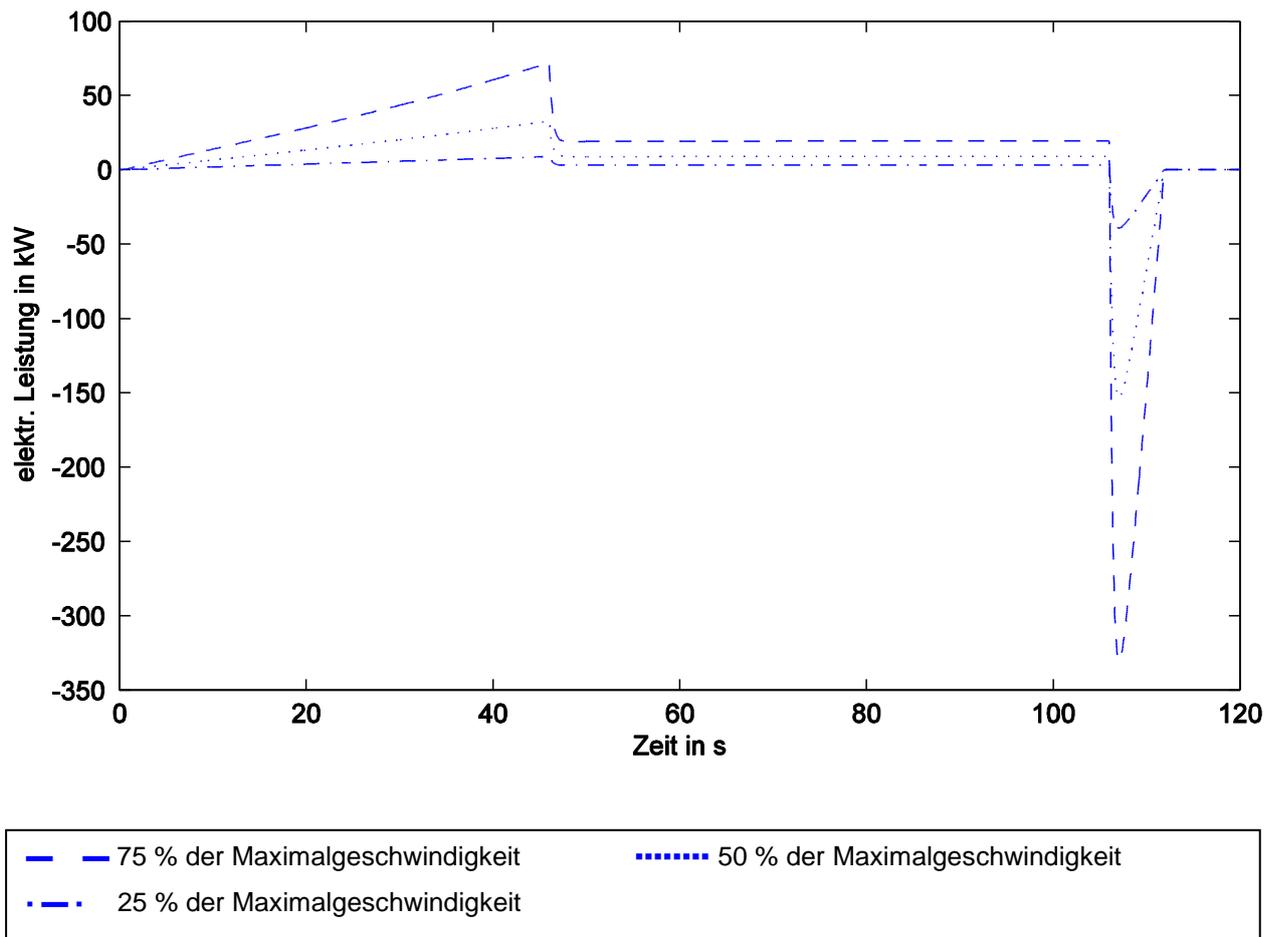


**Abbildung 5.19:** Simulationsergebnis für Fahrzyklus 1 (100 %) – Vom Energiespeicher zu liefernder bzw. abzugebener Strom (blau), maximaler Phasenstrom im Antriebssystem des e-Golf (rot gestrichelt)

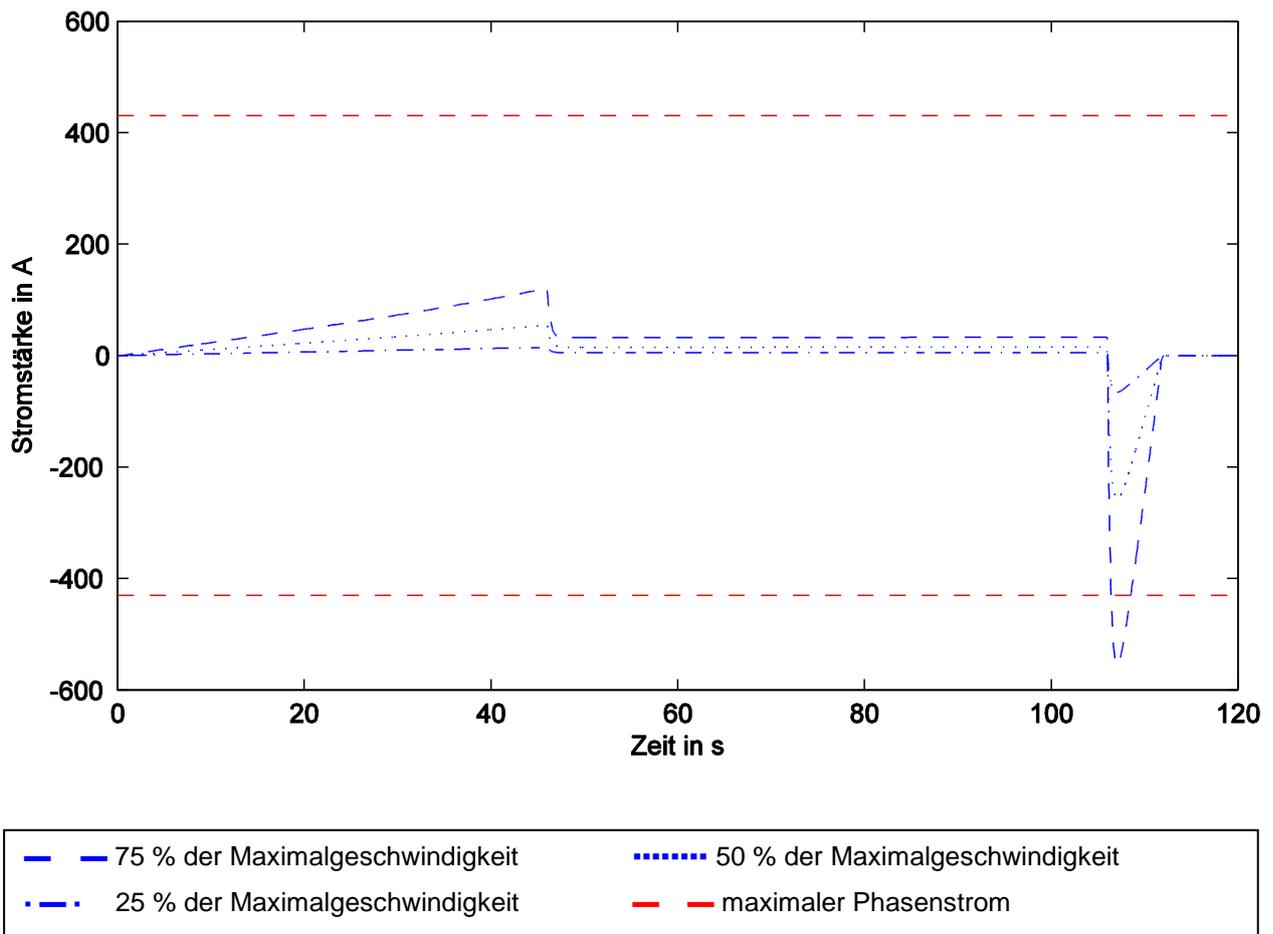
Betrachtet man aber nun die Fahrzyklen 1 mit 75 %, 50 % und 25 % der Höchstgeschwindigkeit bzw. Beschleunigung/Verzögerung, so ergibt sich entsprechend der [Abbildung 5.20](#) für die erforderliche mechanische Leistung bzw. gemäß der [Abbildung 5.21](#) für die bereitzustellende elektrische Leistung, dass eine rein elektrische Bremsung mit einer Verzögerung von etwa  $3 \text{ m/s}^2$  aus ca. 60 km/h darstellbar ist. Aus [Abbildung 5.22](#) ist zudem ersichtlich, dass das elektrische System auch die erforderlichen Ströme mit Stärken von etwas über 200 A übertragen kann.



**Abbildung 5.20:** Simulationsergebnis für Fahrzyklus 1 (75 %, 50 %, 25 %) – Erforderliche mechanische Leistung gesamt im Vergleich mit der Leistungsgrenze der EM des e-Golf



**Abbildung 5.21:** Simulationsergebnis für Fahrzyklus 1 (75 %, 50 %, 25 %) – Vom Energiespeicher bereitzustellende bzw. aufzunehmende elektrische Leistung gesamt



**Abbildung 5.22:** Simulationsergebnis für Fahrzyklus 1 (75 %, 50 %, 25 %) – Vom Energiespeicher zu liefernder bzw. abzugebener Strom im Kontrast zum maximalen Phasenstrom im Antriebssystem des e-Golf

In den [Abbildungen 5.23](#) und [5.24](#) werden weitere Derivate des Fahrzyklus 1 gezeigt. Diese dienen einer vertieften Analyse der Abhängigkeit der benötigten mechanischen und elektrischen Bremsleistung sowie der Ströme von Ausgangsgeschwindigkeit (siehe [Abbildungen 5.25](#), [5.26](#) und [5.27](#)) und Verzögerungswunsch (siehe [Abbildungen 5.28](#), [5.29](#) und [5.30](#)). Die angeforderten mechanischen Bremsleistungen betragen dabei bis zu 400 kW bzw. bis zu etwa 180 kW. In [Abbildung 5.25](#) zeigt sich, dass Bremsvorgänge mit einer Verzögerung von  $6,4 \text{ m/s}^2$ , welche bei Vollbremsungen im Notfall erreicht wird, nur bis etwa 35 km/h Ausgangsgeschwindigkeit des Fahrzeugs darstellbar sind. In [Abbildung 5.27](#) ist erkennbar, dass der maximale Phasenstrom bei einer Vollbremsung aus 15 m/s noch nicht überschritten wird.

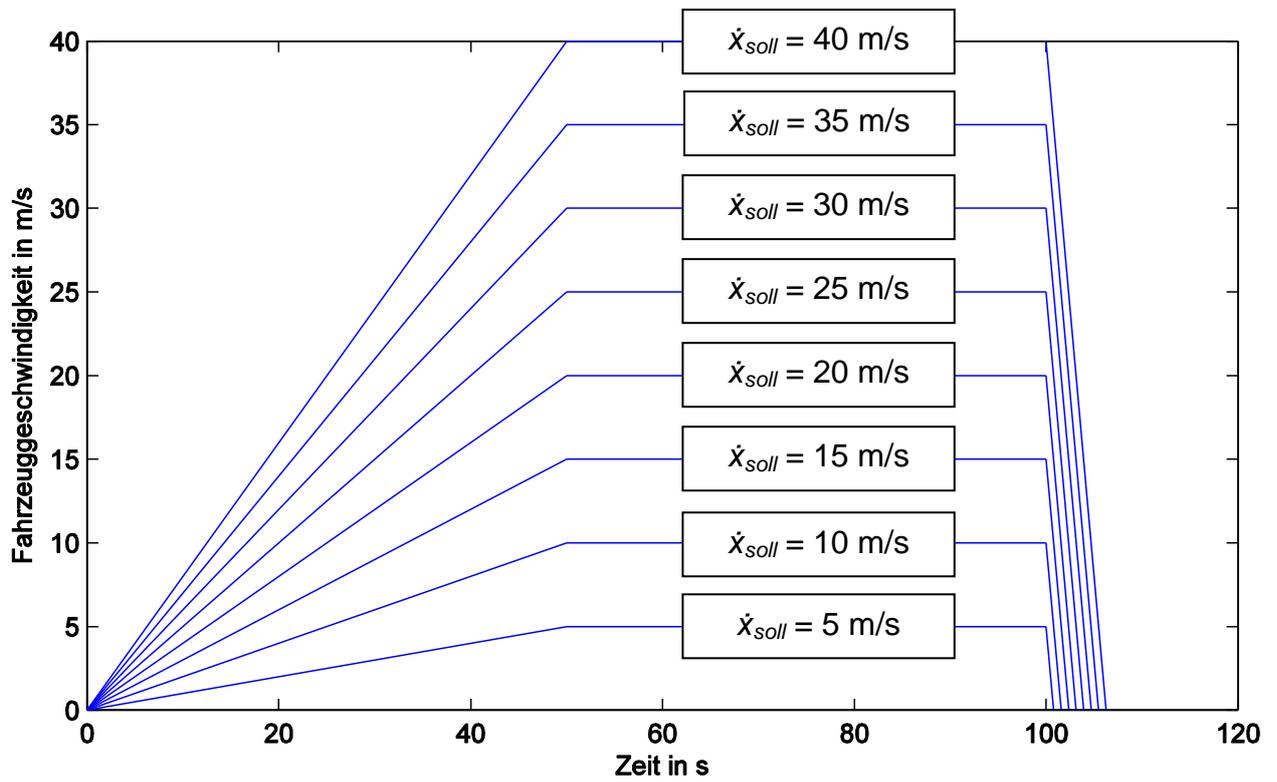


Abbildung 5.23: Fahrzyklen zur Sensitivitätsanalyse (I) – Variation der Ausgangsgeschwindigkeit von 5 bis 40 m/s, Verzögerung jeweils 6,4 m/s<sup>2</sup>

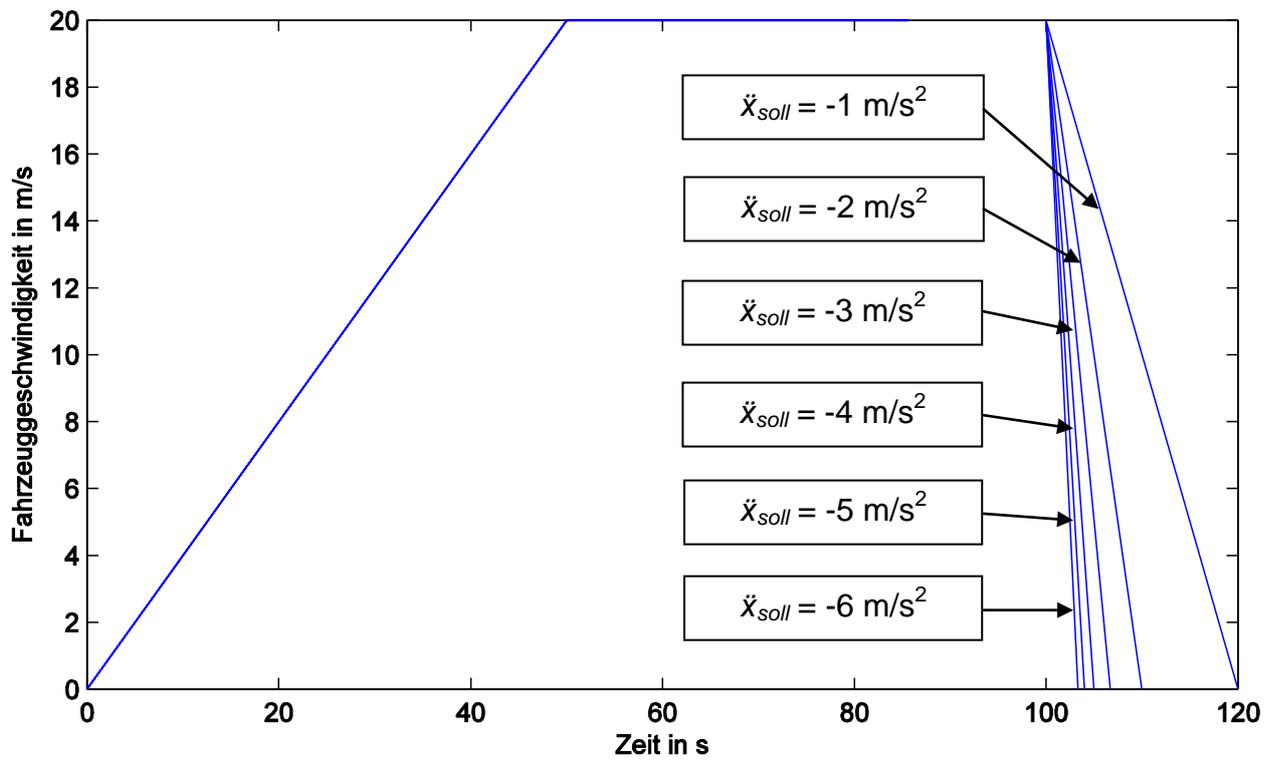
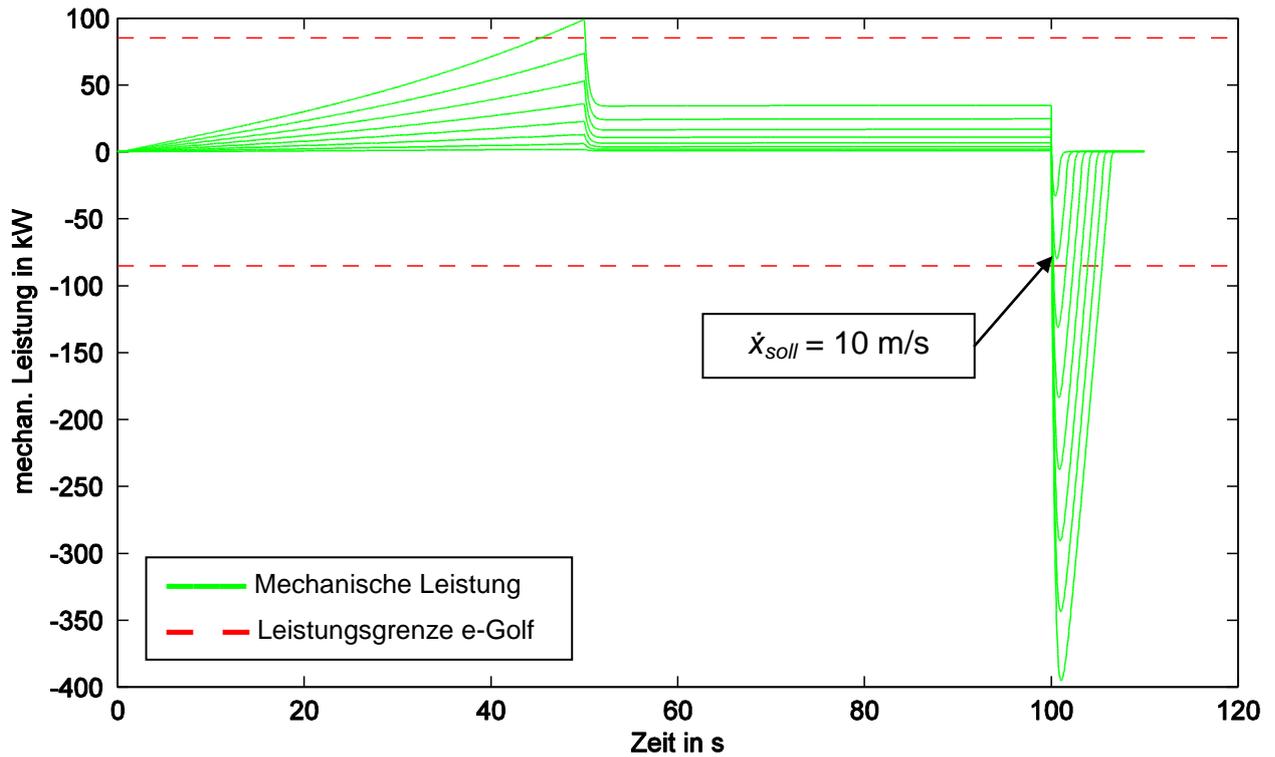
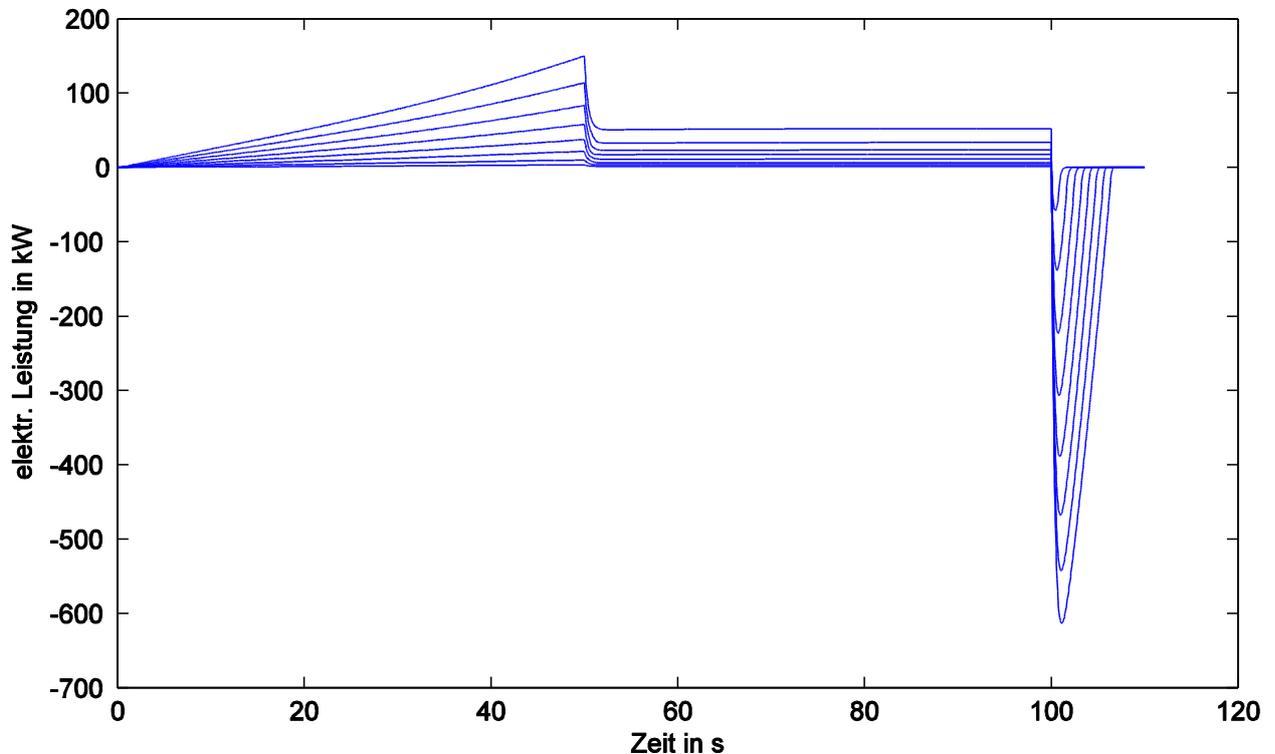


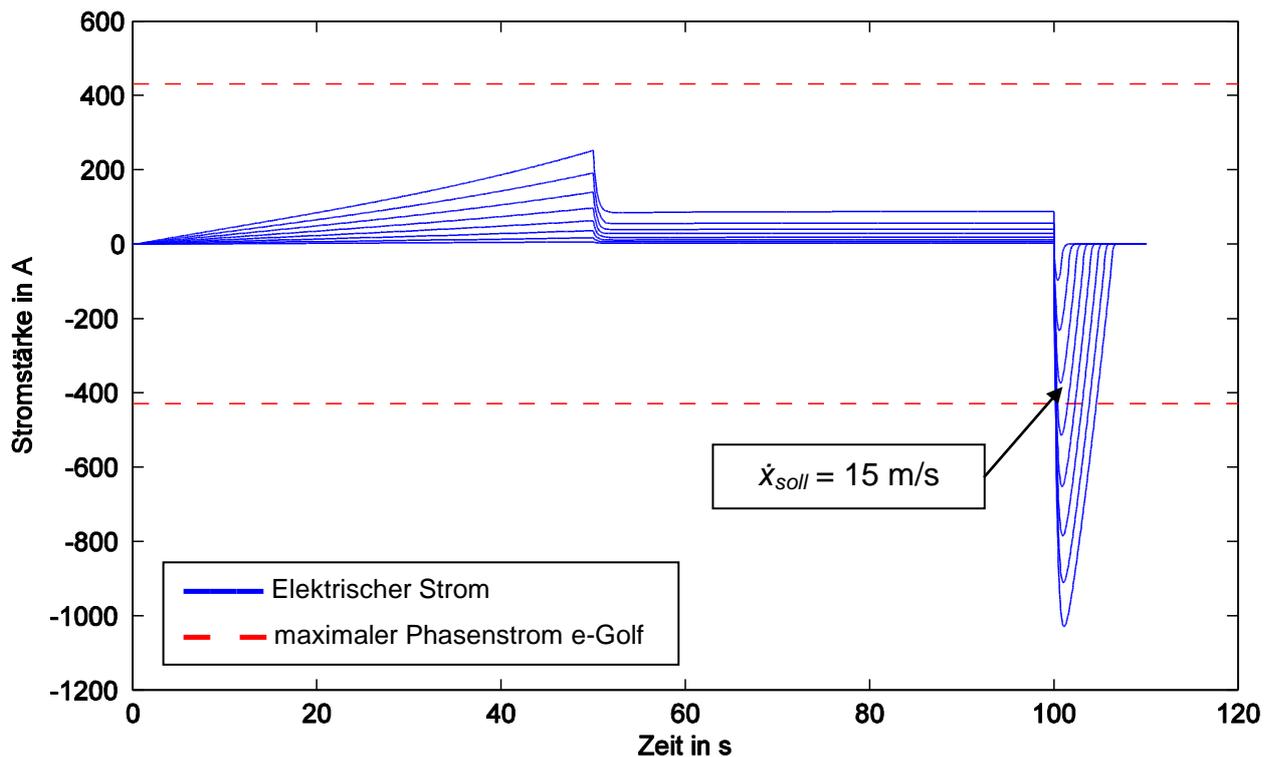
Abbildung 5.24: Fahrzyklen zur Sensitivitätsanalyse (II) – Variation der Verzögerung von 1 bis 6 m/s<sup>2</sup>, Ausgangsgeschwindigkeit jeweils 20 m/s



**Abbildung 5.25:** Simulationsergebnis zur Sensitivitätsanalyse „Variation der Ausgangsgeschwindigkeit von 5 bis 40 m/s, Verzögerung jeweils 6,4 m/s<sup>2</sup>“ – Jeweils erforderliche mechanische Leistung gesamt, im Vergleich dazu die Leistungsgrenze der EM des e-Golf

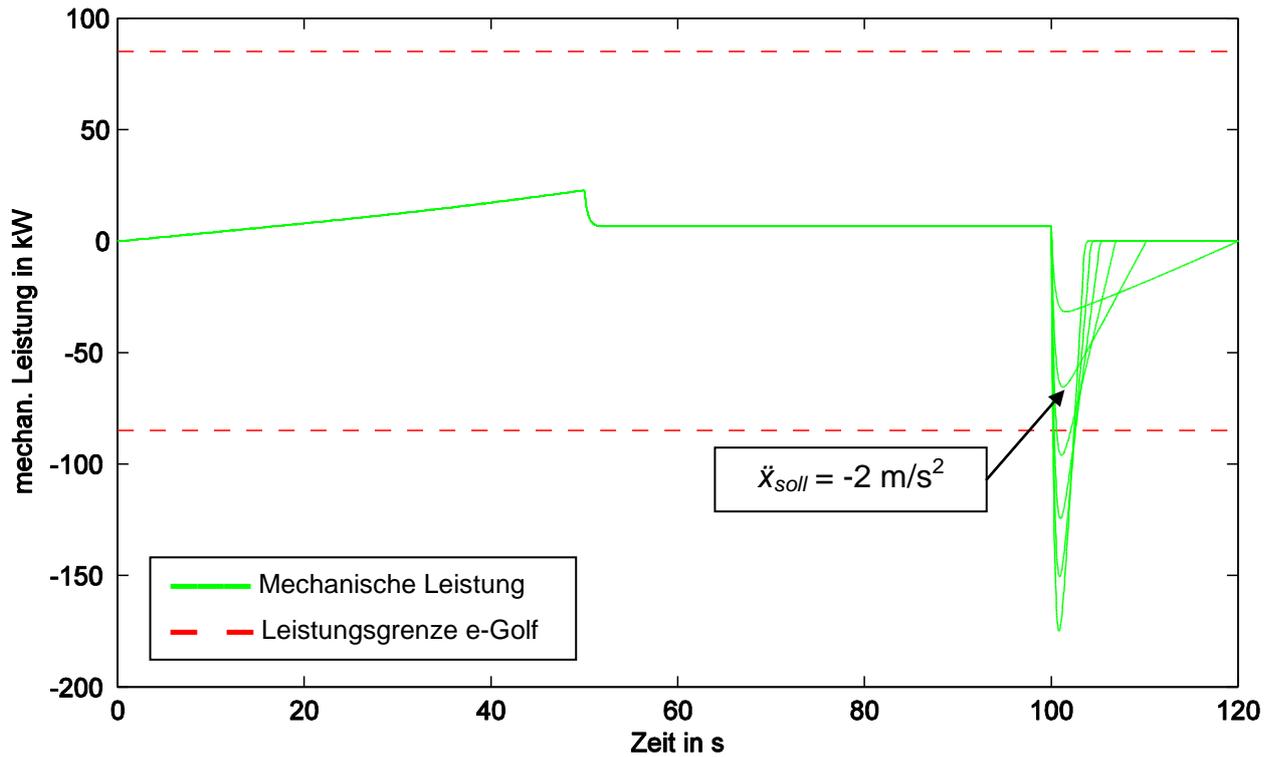


**Abbildung 5.26:** Simulationsergebnis zur Sensitivitätsanalyse „Variation der Ausgangsgeschwindigkeit von 5 bis 40 m/s, Verzögerung jeweils 6,4 m/s<sup>2</sup>“ – Jeweils vom Energiespeicher bereitzustellende bzw. aufzunehmende elektrische Leistung gesamt

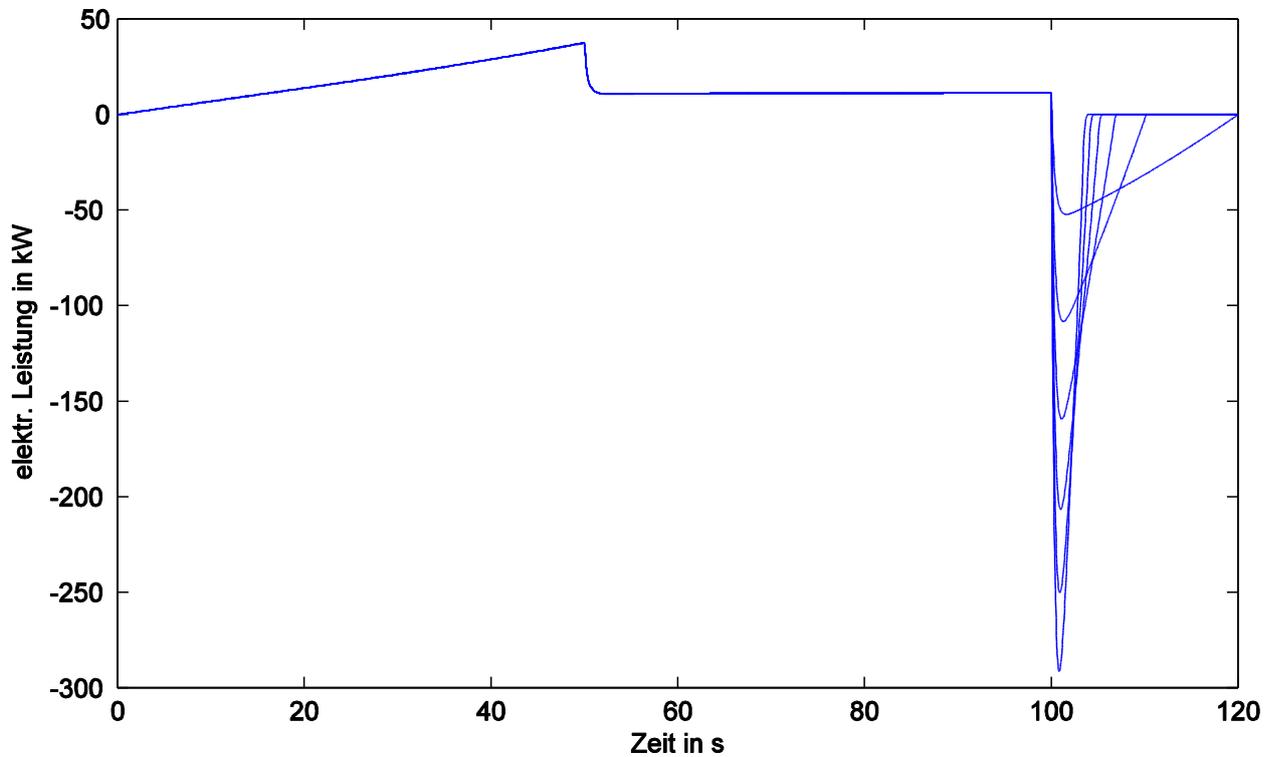


**Abbildung 5.27:** Simulationsergebnis zur Sensitivitätsanalyse „Variation der Ausgangsgeschwindigkeit von 5 bis 40 m/s, Verzögerung jeweils 6,4 m/s<sup>2</sup>“ – Jeweils vom Energiespeicher zu liefernder bzw. abzugebener Strom, im Vergleich dazu der maximale Phasenstrom im Antriebssystem des e-Golf

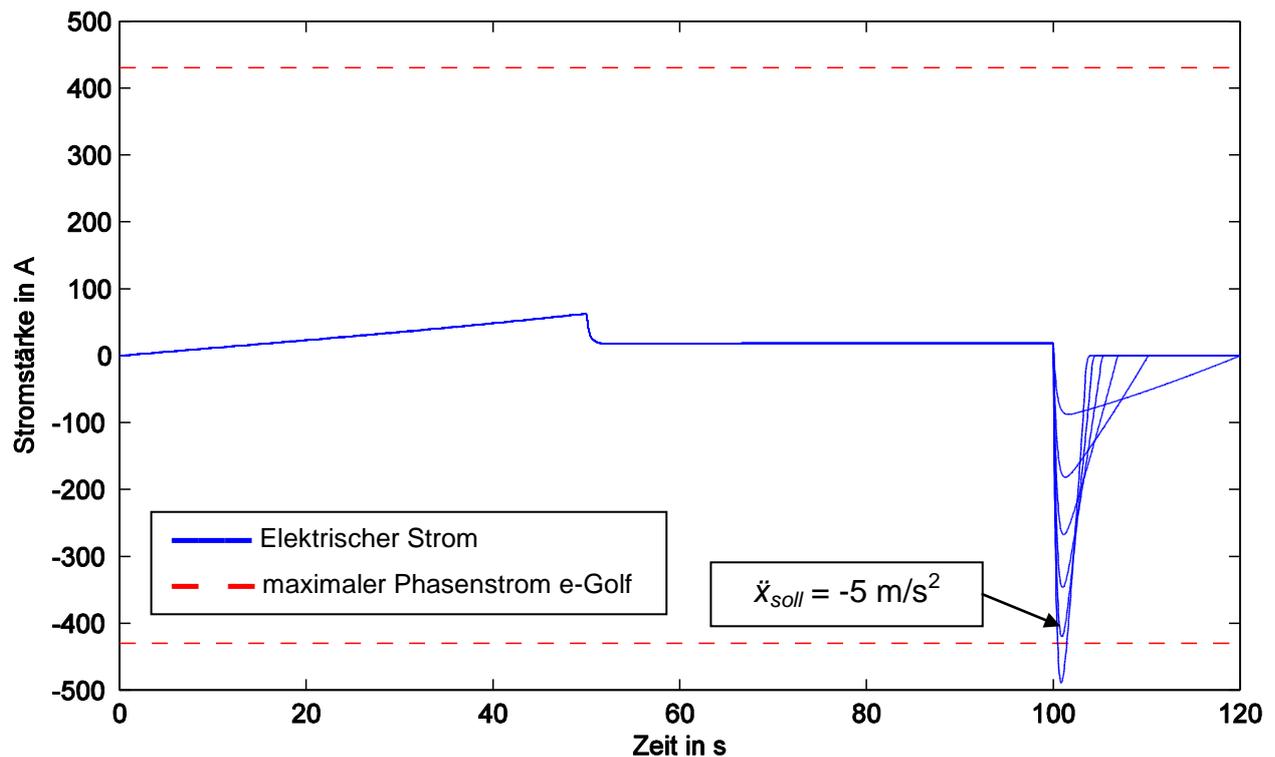
Gemäß Abbildung 5.28 sind ausgehend von einer Geschwindigkeit von 70 km/h Verzögerungen bis etwa 2,5 m/s<sup>2</sup> möglich. In Abbildung 5.30 zeigt sich, dass der maximale Phasenstrom nur bei einer gewählten Verzögerung von > 5 m/s<sup>2</sup> überschritten wird.



**Abbildung 5.28:** Simulationsergebnis zur Sensitivitätsanalyse „Variation der Verzögerung von 1 bis 6 m/s<sup>2</sup>, Ausgangsgeschwindigkeit jeweils 20 m/s“ – Jeweils erforderliche mechanische Leistung gesamt, im Vergleich dazu die Leistungsgrenze der EM des e-Golf

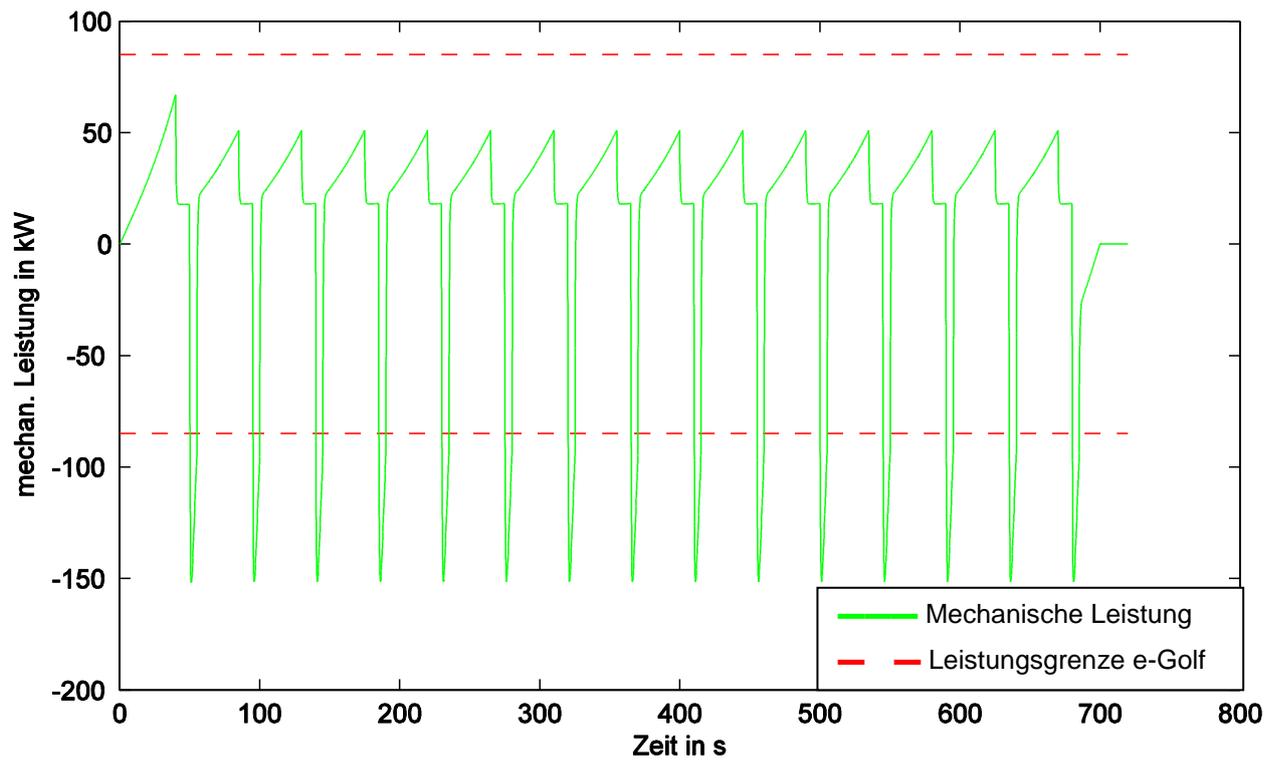


**Abbildung 5.29:** Simulationsergebnis zur Sensitivitätsanalyse „Variation der Verzögerung von 1 bis 6 m/s<sup>2</sup>, Ausgangsgeschwindigkeit jeweils 20 m/s“ – Jeweils vom Energiespeicher bereitzustellende bzw. aufzunehmende elektrische Leistung gesamt

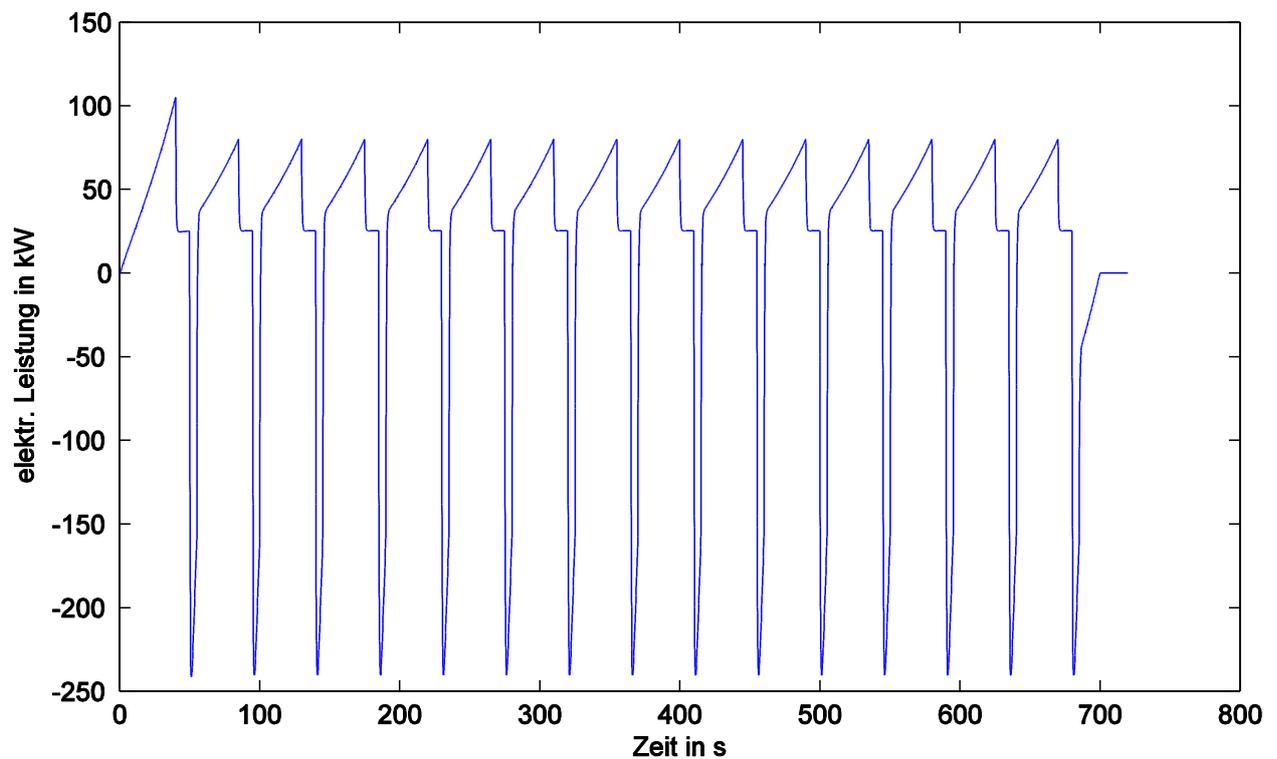


**Abbildung 5.30:** Simulationsergebnis zur Sensitivitätsanalyse „Variation der Verzögerung von 1 bis 6 m/s<sup>2</sup>, Ausgangsgeschwindigkeit jeweils 20 m/s“ – Jeweils vom Energiespeicher zu liefernder bzw. abzugebener Strom, im Vergleich dazu der maximale Phasenstrom im Antriebssystem des e-Golf

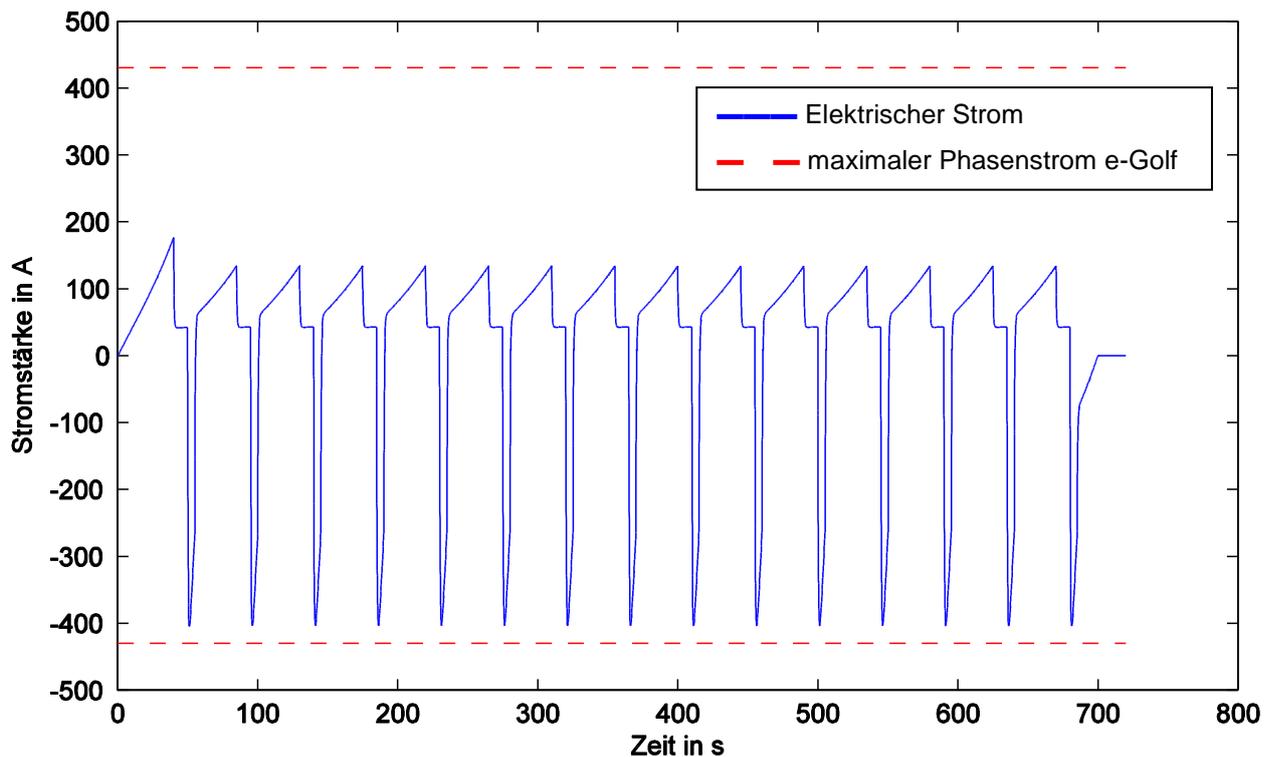
Abschließend werden die Fahrzyklen 2 bis 4 untersucht. Für den Fading-Test (Fahrzyklus 2) mit Verzögerungen von 3 m/s<sup>2</sup> ([Abbildungen 5.31](#), [5.32](#) und [5.33](#)) ergibt sich, dass die benötigte mechanische Leistung diejenige von der elektrischen Maschine des e-Golf bereitgestellte deutlich übersteigt. Die maximal benötigte mechanische Bremsleistung liegt hier bei etwa 150 kW, vom Energiespeicher müssten fast 250 kW an elektrischer Leistung bereitgestellt werden. Wenn man davon ausgeht, dass jeweils die maximal zulässige Spannung anliegt, so überfordern die benötigten Ströme das elektrische System dagegen laut Simulationsergebnis nicht.



**Abbildung 5.31:** Simulationsergebnis für Fahrzyklus 2 (Fading-Test) – Erforderliche mechanische Leistung gesamt, im Vergleich dazu die Leistungsgrenze der EM des e-Golf

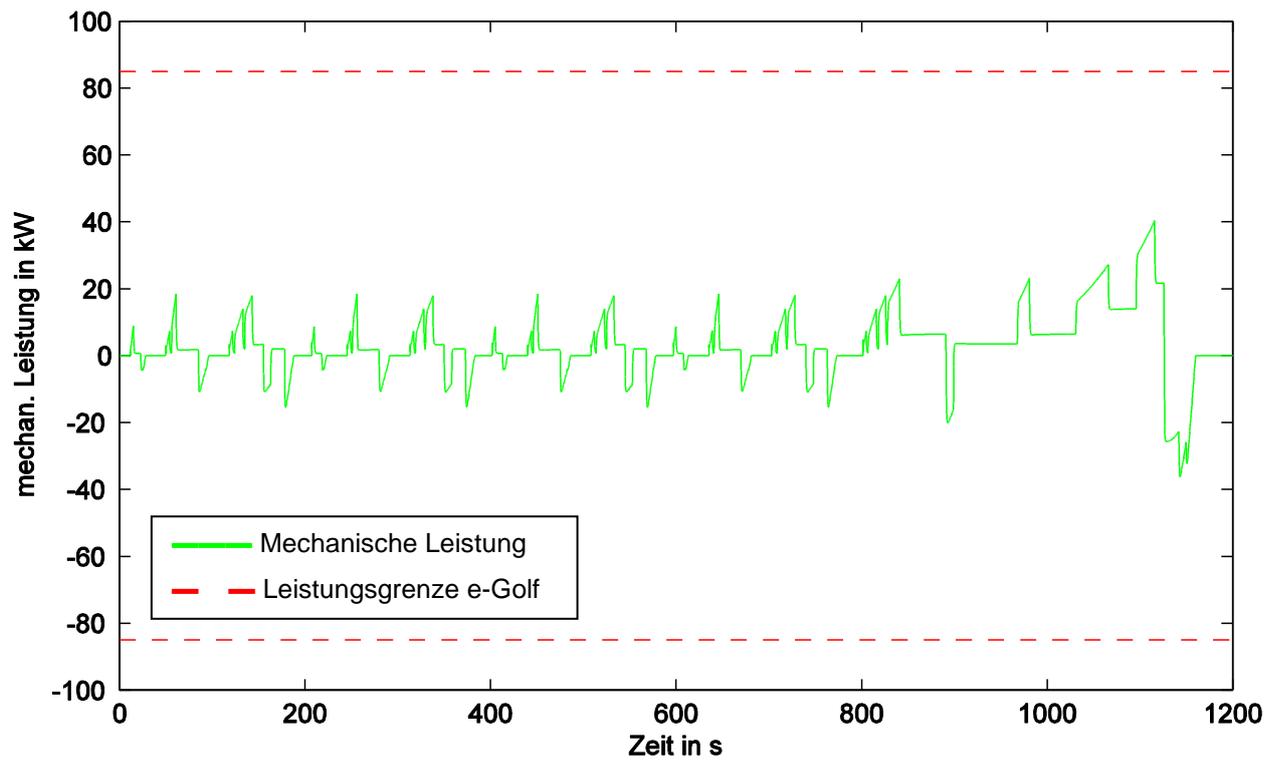


**Abbildung 5.32:** Simulationsergebnis für Fahrzyklus 2 (Fading-Test) – Vom Energiespeicher bereitzustellende bzw. aufzunehmende elektrische Leistung gesamt

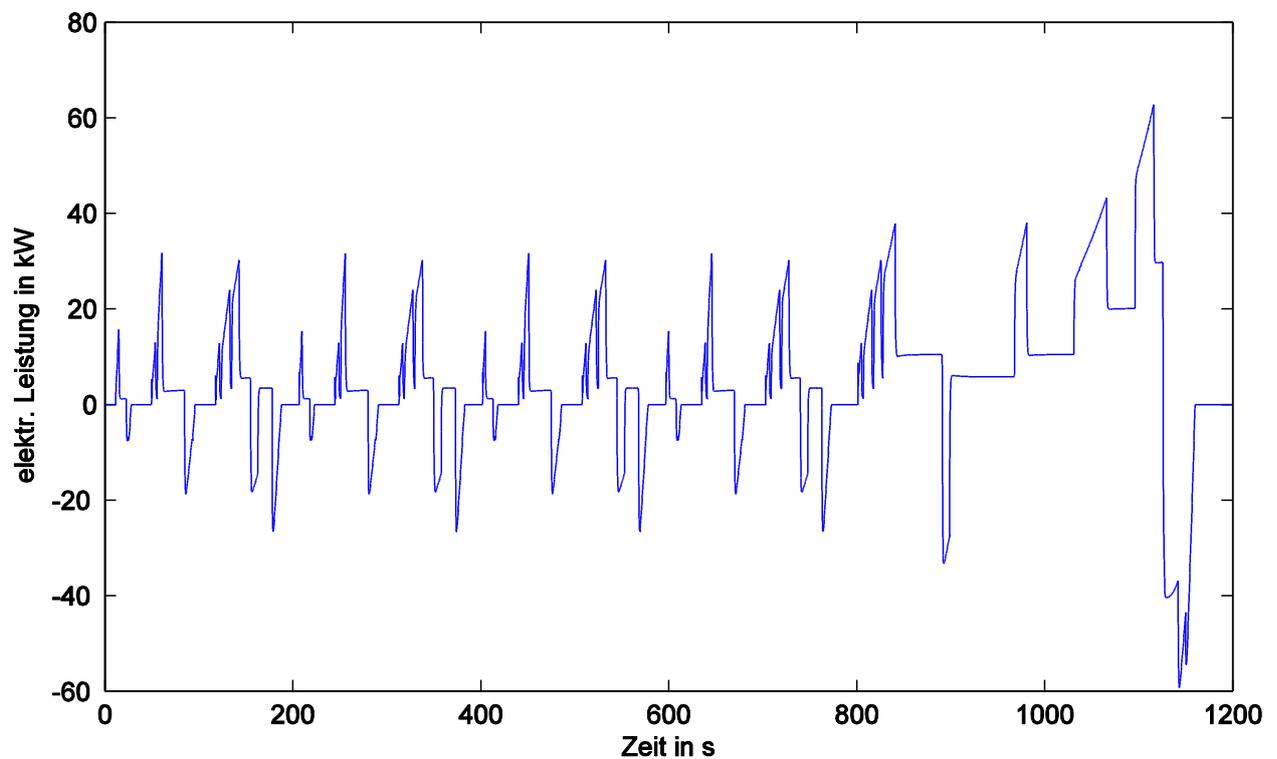


**Abbildung 5.33:** Simulationsergebnis für Fahrzyklus 2 (Fading-Test) – Vom Energiespeicher zu liefernder bzw. abzugebener Strom, im Vergleich dazu der maximale Phasenstrom im Antriebssystem des e-Golf

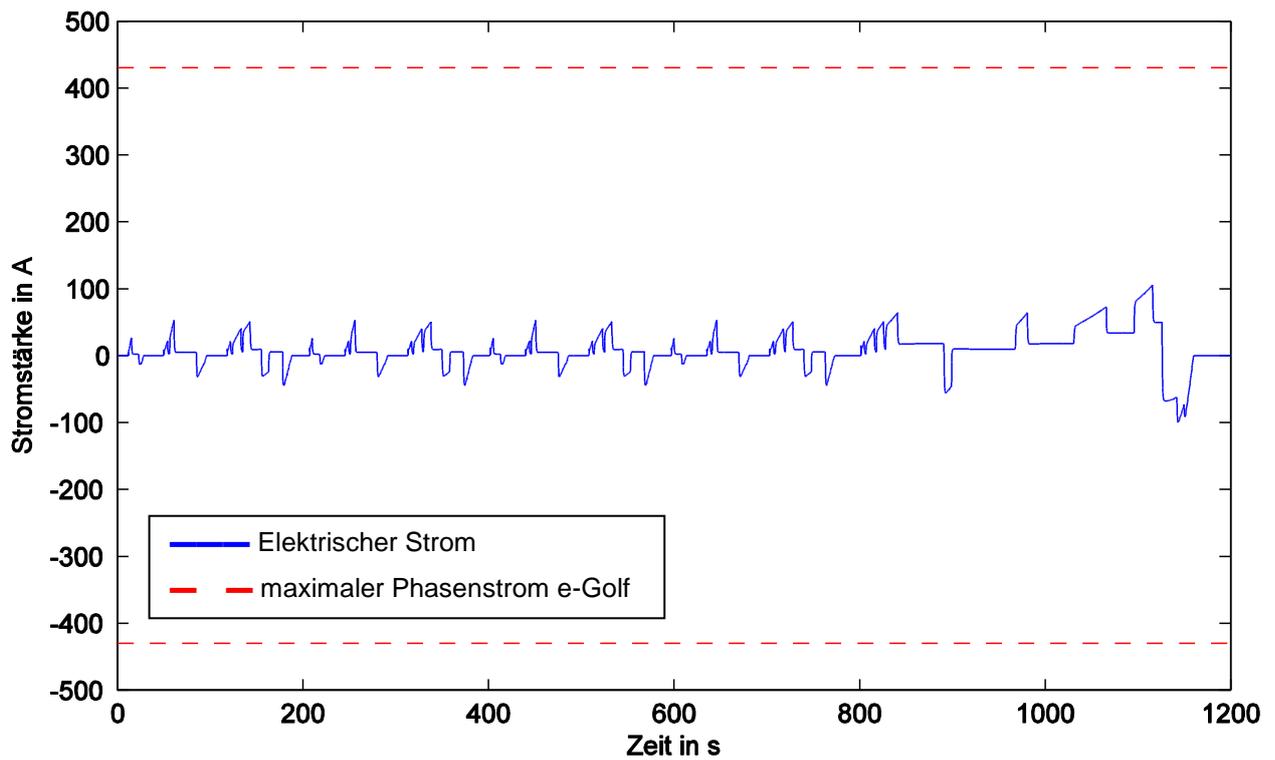
Die Bremsleistungen im NEDC ([Abbildungen 5.34](#), [5.35](#) und [5.36](#)) und im WLTC ([Abbildungen 5.37](#), [5.38](#) sowie [5.39](#)) bleiben sowohl innerorts als auch außerorts deutlich unter dem, was die elektrische Maschine des e-Golf bereitstellen kann. Die für das Abfahren des NEDC (Fahrzyklus 3) maximal benötigte mechanische Bremsleistung liegt bei etwa 40 kW, vom Energiespeicher müssen maximal etwa 60 kW Leistung bereitgestellt werden. Der dazu erforderliche Strom hat eine Stärke von maximal etwa 100 A.



**Abbildung 5.34:** Simulationsergebnis für Fahrzyklus 3 (NEDC) – Erforderliche mechanische Leistung gesamt, im Vergleich dazu die Leistungsgrenze der EM des e-Golf

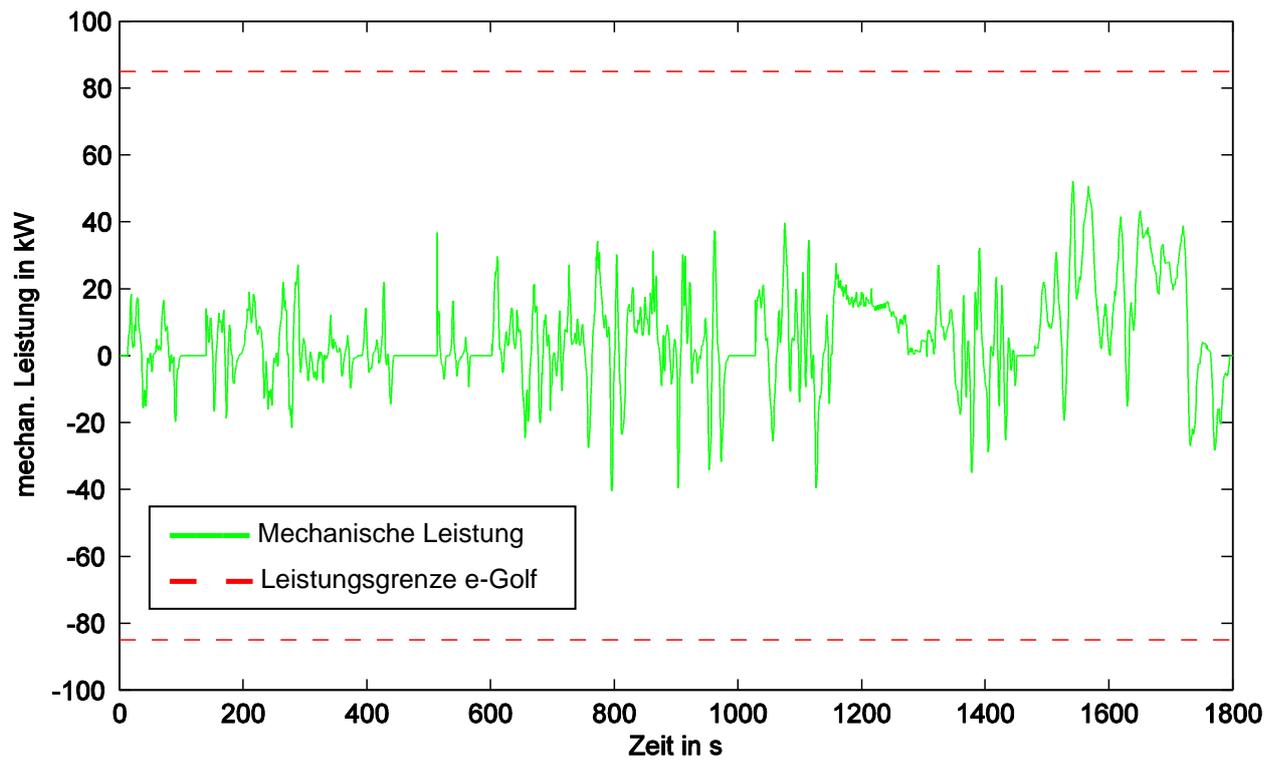


**Abbildung 5.35:** Simulationsergebnis für Fahrzyklus 3 (NEDC) – Vom Energiespeicher bereitzustellende bzw. aufzunehmende elektrische Leistung gesamt

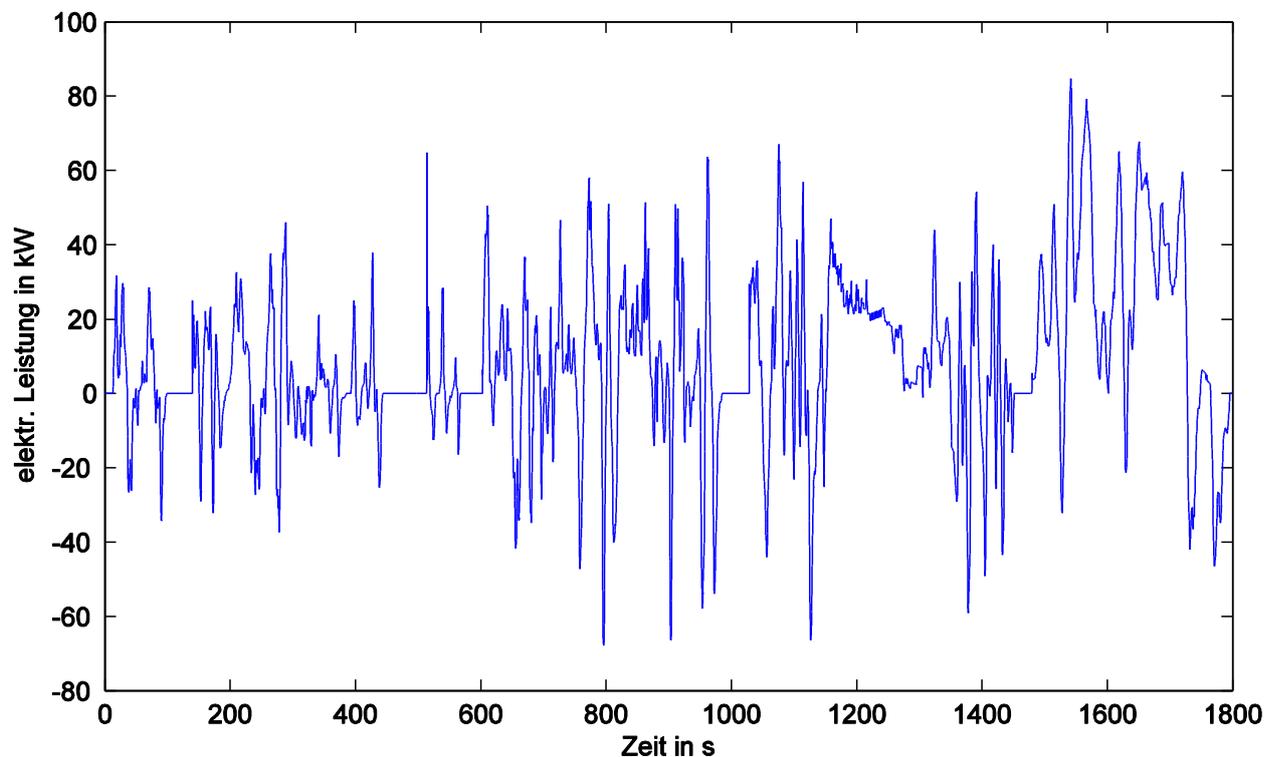


**Abbildung 5.36:** Simulationsergebnis für Fahrzyklus 3 (NEDC) – Vom Energiespeicher zu liefernder bzw. abzugebener Strom, im Vergleich dazu der maximale Phasenstrom im Antriebssystem des e-Golf

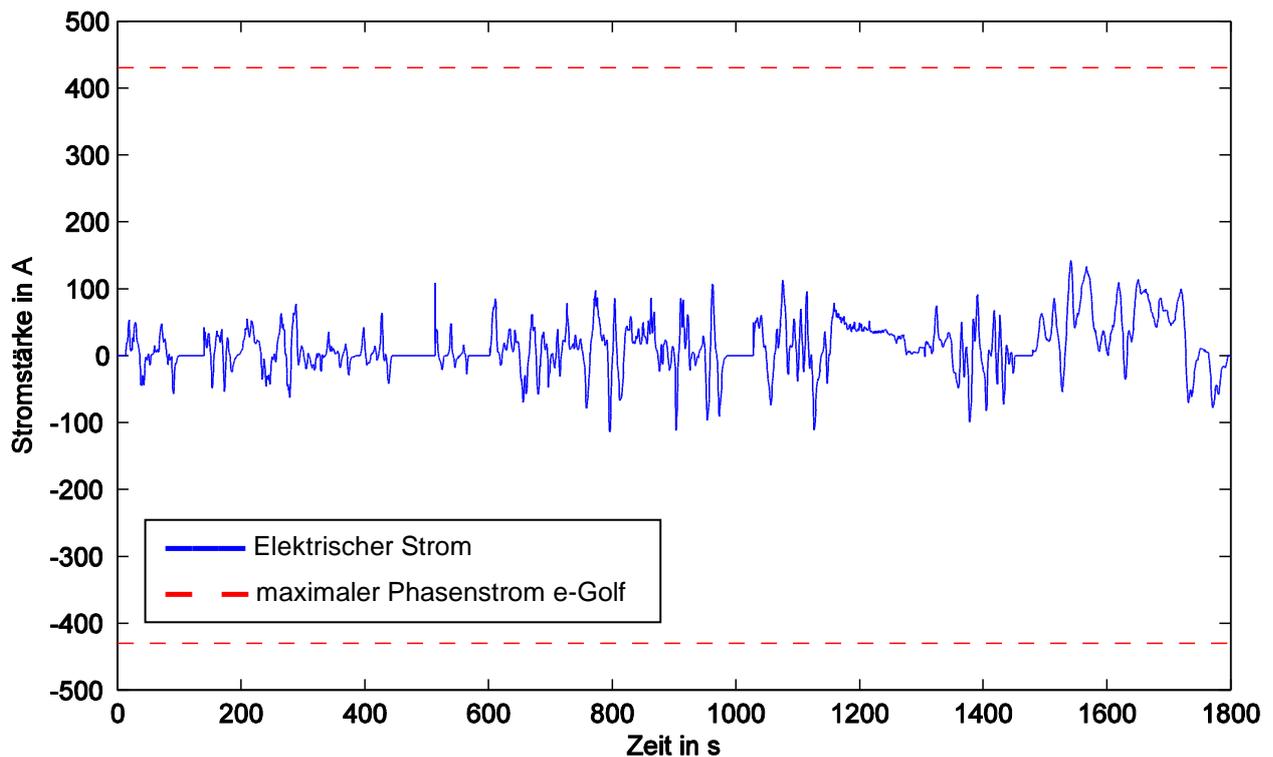
Im WLTC (Fahrzyklus 4) liegen die benötigten mechanischen und elektrischen Leistungen etwas höher als beim NEDC (Fahrzyklus 3), was den höheren Beschleunigungs- und Verzögerungswerten geschuldet ist. Die erforderlichen Stromstärken belaufen sich auf etwas über 100 A.



**Abbildung 5.37:** Simulationsergebnis für Fahrzyklus 4 (WLTC) – Erforderliche mechanische Leistung gesamt, im Vergleich dazu die Leistungsgrenze der EM des e-Golf



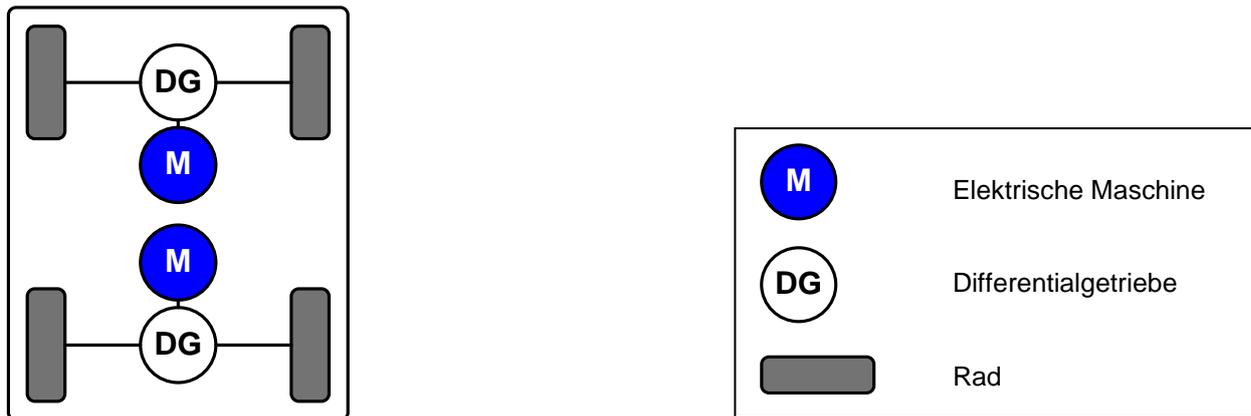
**Abbildung 5.38:** Simulationsergebnis für Fahrzyklus 4 (WLTC) – Vom Energiespeicher bereitzustellende bzw. aufzunehmende elektrische Leistung gesamt



**Abbildung 5.39:** Simulationsergebnis für Fahrzyklus 4 (WLTC) – Vom Energiespeicher zu liefernder bzw. abzugebener Strom, im Vergleich dazu der maximale Phasenstrom im Antriebssystem des e-Golf

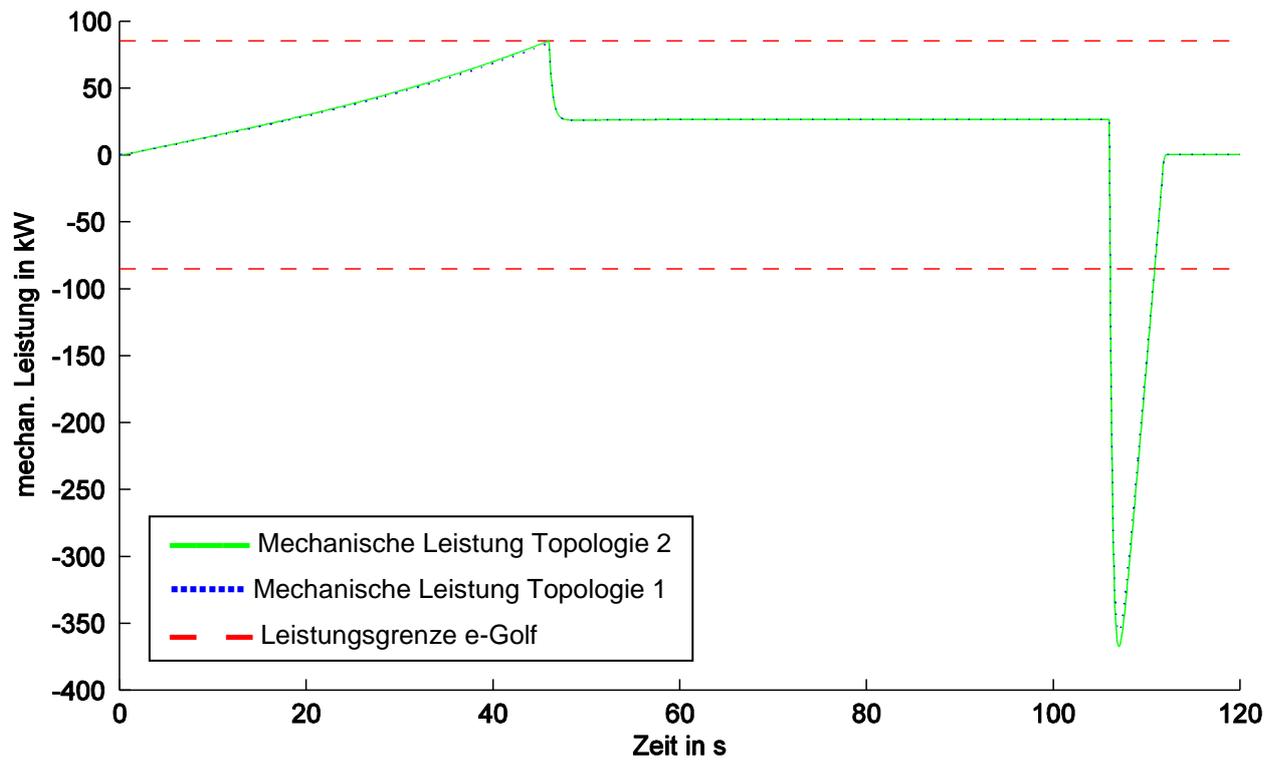
### 5.3 Betrachtung einer Topologie mit zwei Zentralmotoren

Um herauszufinden, in welchem Ausmaß die Struktur des Antriebssystems bestimmt, welche Bremsmomente benötigt werden, wird nun eine Topologie mit zwei Zentralmotoren untersucht. Die schematische Darstellung in [Abbildung 5.40](#) zeigt die wichtigsten Komponenten:

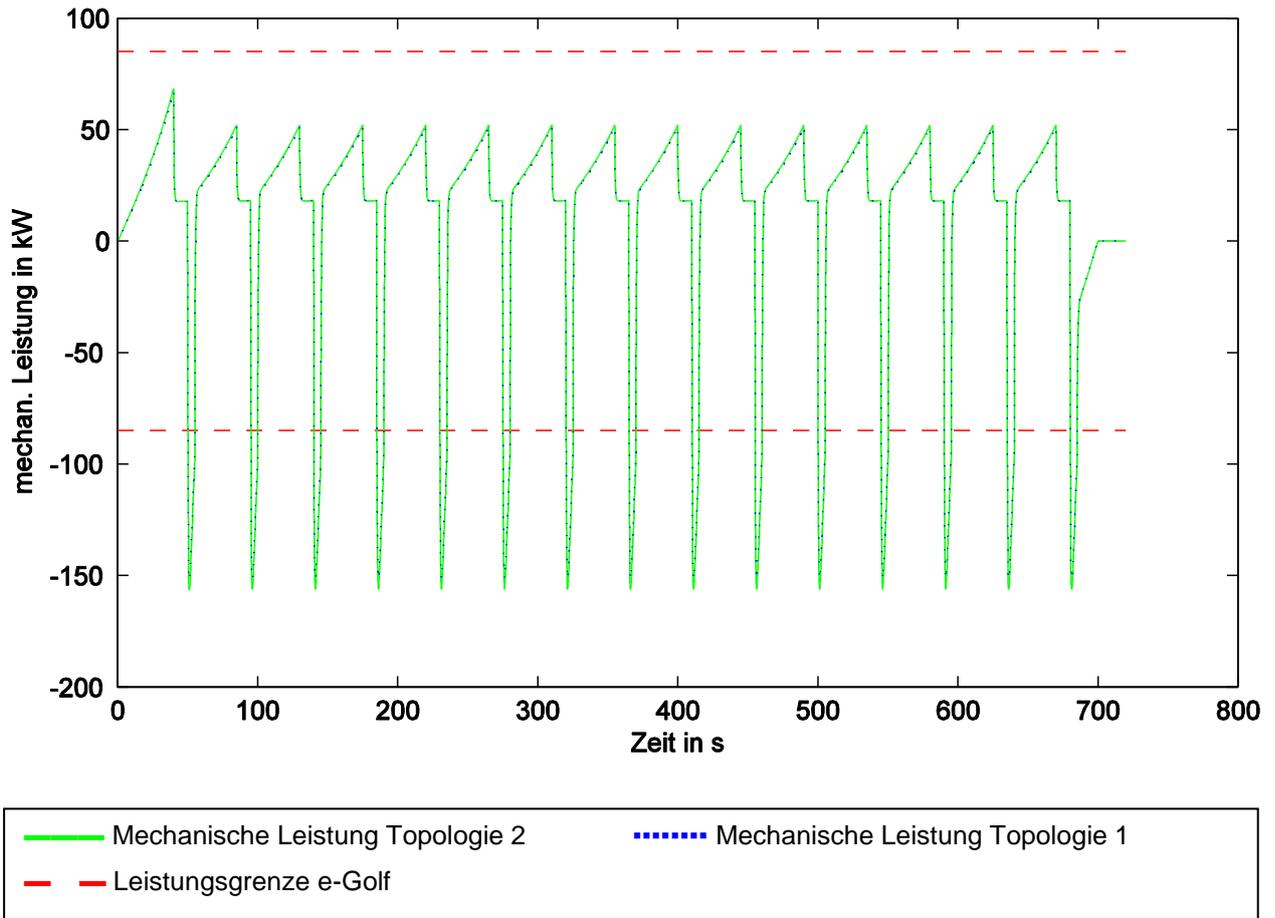


**Abbildung 5.40:** Topologie 2 mit zwei Zentralmotoren, die über je ein Differentialgetriebe mit den Antriebswellen kraftschlüssig verbunden sind

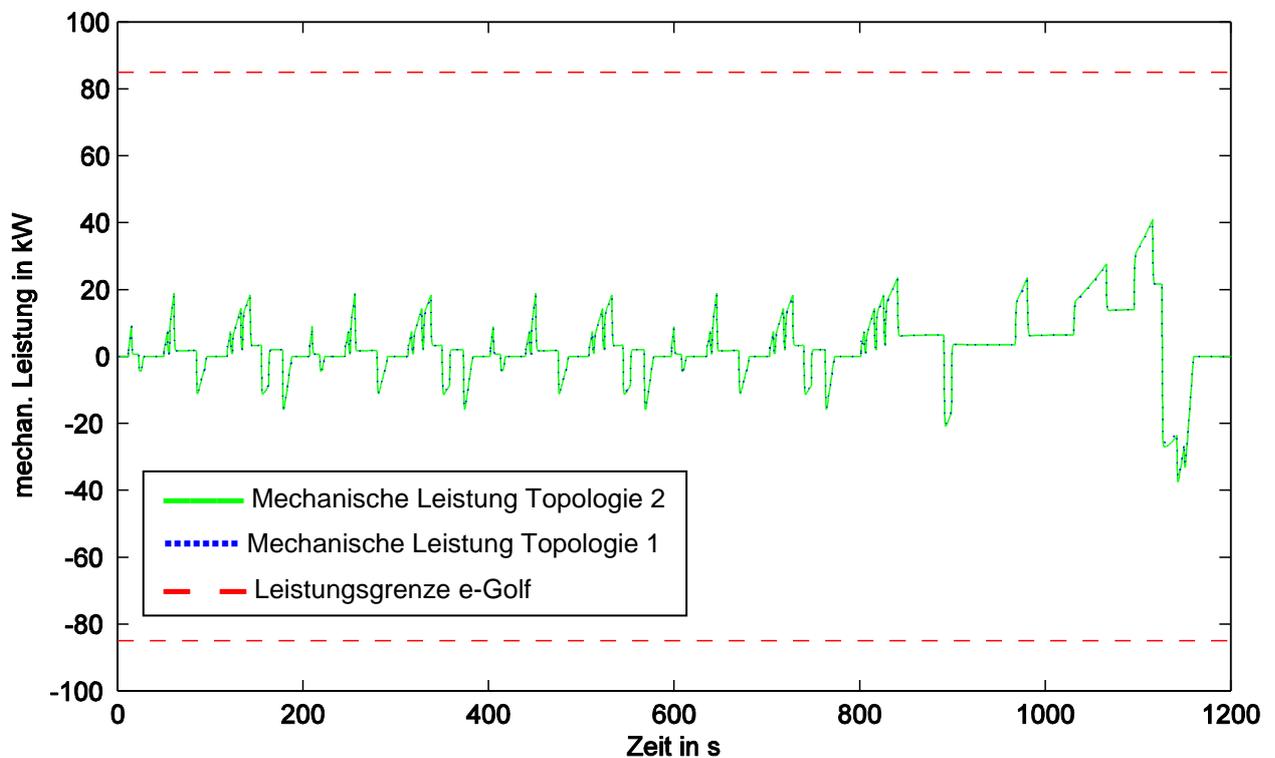
Zu Vergleichszwecken gilt hier die Festlegung, dass die maximale mechanische Leistung einer dieser Zentral-EM 50 % der im e-Golf verbauten elektrischen Maschine betragen soll. Das gesamte vordere bzw. hintere Massenträgheitsmoment beträgt jetzt jeweils  $6,6 \text{ kgm}^2$  (gemäß Formel 5.24). Es enthält die Massenträgheit der Räder, des Differentialgetriebes und der elektrischen Maschine. Die in Kapitel 5.2 aufgeführten Fahrzyklen 1 bis 4 werden für die Untersuchung der neuen Topologie wiederverwendet. Für Fahrzyklus 1 (Beschleunigen – Geschwindigkeit halten – Verzögern) ergibt sich gemäß der [Abbildung 5.41](#) wie erwartet eine Zunahme der benötigten mechanischen Leistung mit entsprechender Zunahme der benötigten elektrischen Leistungen und Ströme. Dies ist dem im Vergleich zur Topologie mit 4 Radnabenmotoren höheren Massenträgheitsmoment geschuldet. Dasselbe gilt für die Fahrzyklen 2 (Fading-Test, siehe [Abbildung 5.42](#)), 3 (NEDC, vgl. [Abbildung 5.43](#)) und 4 (WLTC, gemäß [Abbildung 5.44](#)). Es zeigt sich aber, dass die Differenz der Massenträgheitsmomente der Topologien 1 und 2 von über 150 % (bezgl. Topologie 1) nur sehr geringe Veränderungen im Ergebnis hervorruft. Verdeutlicht wird dies in den folgenden Abbildungen durch die Kurvenverläufe der Topologie 2 (grün durchgezogen) und Topologie 1 (blau punktiert), die fast aufeinander liegen. Vergleicht man also die beiden hier besprochenen Topologien, kann nur ein bedingter Einfluss der Massenträgheit des Antriebssystems auf die für die Verzögerung benötigte Leistung festgestellt werden.



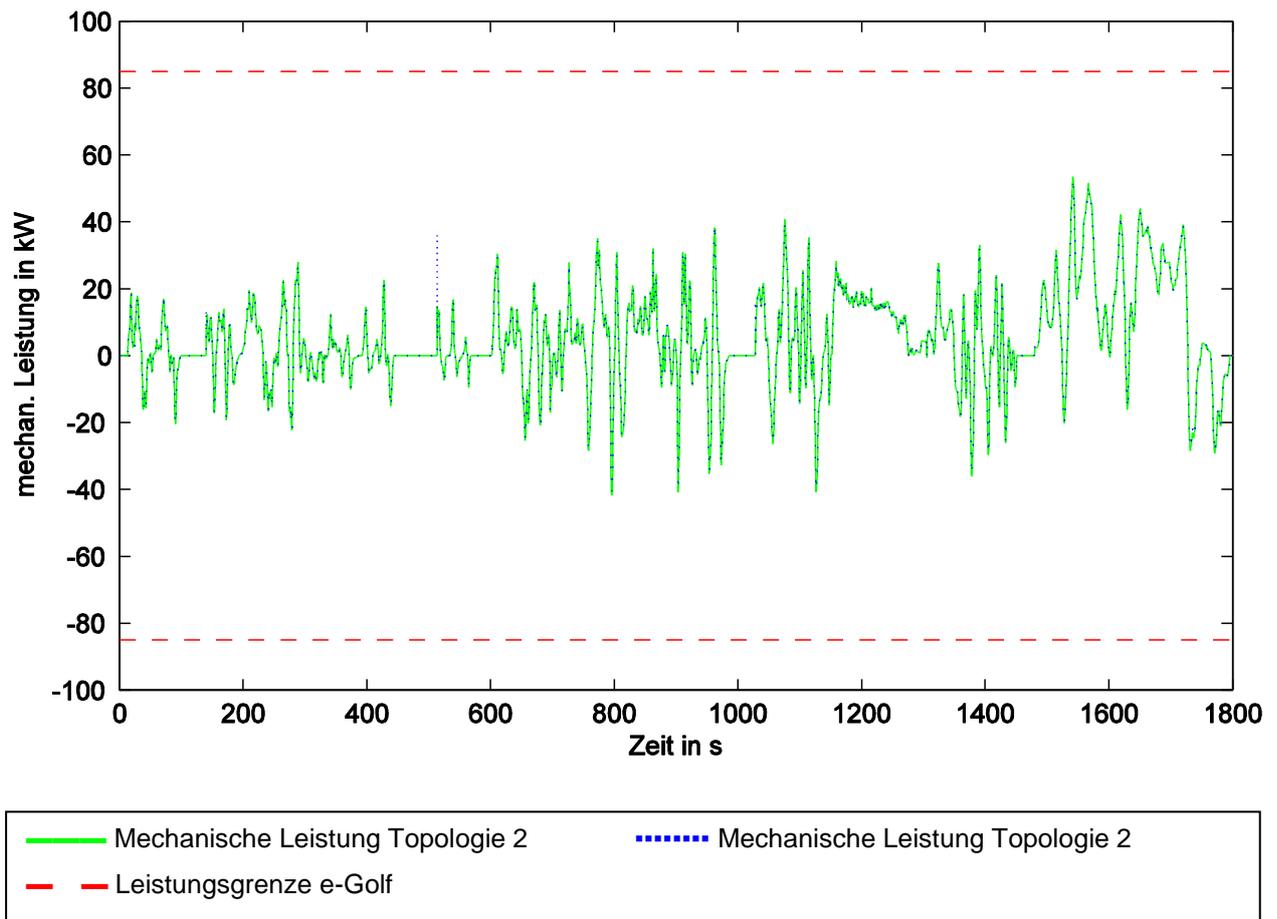
**Abbildung 5.41:** Simulationsergebnis für Fahrzyklus 1 (100 %) – Erforderliche mechanische Leistung gesamt in Abhängigkeit der Topologie, im Vergleich dazu die Leistungsgrenze der EM des e-Golf



**Abbildung 5.42:** Simulationsergebnis für Fahrzyklus 2 – Erforderliche mechanische Leistung gesamt in Abhängigkeit der Topologie, im Vergleich dazu die Leistungsgrenze der EM des e-Golf



**Abbildung 5.43:** Simulationsergebnis für Fahrzyklus 3 – Erforderliche mechanische Leistung gesamt in Abhängigkeit der Topologie, im Vergleich dazu die Leistungsgrenze der EM des e-Golf



**Abbildung 5.44:** Simulationsergebnis für Fahrzyklus 4 – Erforderliche mechanische Leistung gesamt in Abhängigkeit der Topologie, im Vergleich dazu die Leistungsgrenze der EM des e-Golf

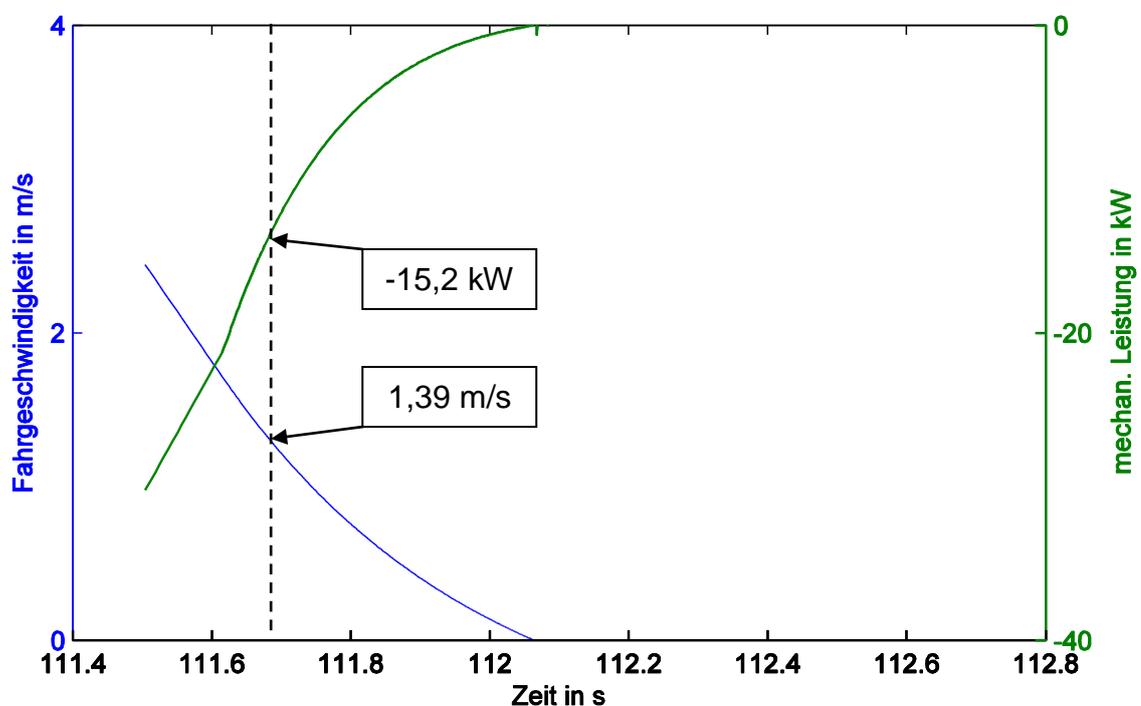
## 6. Zusammenfassung

Basierend auf den Ergebnissen der Kapitel 5.2 und 5.3 können nun Aussagen zum Erfüllungsgrad der in Kapitel 3 zusammengestellten Anforderungen erweitert bzw. ergänzt werden. In Kapitel 4.3 hat bereits eine vorläufige qualitative Bewertung stattgefunden, auf welche nun Bezug genommen wird. Die Simulation hat Analysen zu den Anforderungen *Bremsleistung* und *Energiebedarf und -rückgewinnung*, die den beiden Kriterien *Anhalteweg* und *Energieverbrauch* zugeordnet sind, ermöglicht. Für die Kriterien *Bremsstabilität* und *Ausfallsicherheit* können dagegen keine neuen Aussagen generiert werden.

In der Simulation hat sich gezeigt, dass die zu installierende *Bremsleistung* grundsätzlich sowohl entsprechend der zulässigen Maximalgeschwindigkeit des betreffenden Fahrzeugs als auch an der maximal gewünschten Verzögerung bemessen werden muss. Betrachtet man die Simulationsergebnisse in ihrer Gesamtheit, so lässt sich zunächst verallgemeinern, dass die Leistungsfähigkeit eines typischen elektrischen Antriebssystems – hier am Beispiel des e-Golf – rein elektrisches Bremsen im Zuge alltäglicher Fahraufgaben ermöglichen würde. Die Berechnung der Fahrzyklen 3 (NEDC) und 4 (WLTC) verdeutlichen dies. So kann ermittelt werden, dass rein elektrische Bremsvorgänge mit einer Verzögerung von  $3,0 \text{ m/s}^2$  ausgehend von einer Anfangsgeschwindigkeit von 60 km/h möglich sind.

Dahingegen zeigt sich am Beispiel des e-Golf auch, dass intensive Bremsmanöver wie Vollbremsungen aus Ausgangsgeschwindigkeiten von über 35 km/h, welche gelegentlich auch innerorts durchgeführt werden müssen, vom elektrischen Antrieb des e-Golf nicht darstellbar sind. Limitierend wirken hier nicht nur die Leistungsgrenzen von Energiespeicher und Leistungselektronik sondern gerade auch die Leistungsgrenzen der elektrischen Maschine. Letztere müssten, wenn beispielsweise der einfache Fahrzyklus 1 (Beschleunigen auf 100 % der Maximalgeschwindigkeit – Geschwindigkeit halten – Verzögern) wie im vorangegangenen Kapitel durchfahren werden soll, mindestens um das 3,2-fache angehoben werden. Dies entspräche bei einem sehr günstigen Leistungsgewicht von 2 kW/kg einer zusätzlichen Masse von etwa 130 kg.

Zur Verzögerung im unteren Geschwindigkeitsbereich ( $< 5 \text{ km/h}$ , also  $< 1,39 \text{ m/s}$ ), in welchem nicht mehr generatorisch gebremst werden kann, sondern im „Gegenstrom“-Modus gebremst werden muss, existiert bei einer Vollbremsung (Fahrzyklus 1 (Beschleunigen auf 100 % der Maximalgeschwindigkeit – Geschwindigkeit halten – Verzögern)) laut Berechnung für die Topologie 1 mit vier Radnabenmotoren eine Leistungsreserve von 82,1 % der gesamten mechanischen Leistung der elektrischen Maschine (siehe [Abbildung 6.1](#)). Für Topologie 2 mit zwei Zentralmotoren beträgt die Reserve 81,9 %. Diese ist bei einem angenommenen Wirkungsgrad der elektrischen Maschine im „Gegenstrom“-Modus von durchschnittlich 10 % nicht ausreichend, um das Fahrzeug zum Stillstand zu bringen.



**Abbildung 6.1:** Simulationsergebnis für Fahrzyklus 1 (100 %) mit Topologie 1 (Ausschnitt) – Mechanischer Leistungsbedarf zur Verzögerung bis zum Stillstand im unteren Geschwindigkeitsbereich ( $< 5 \text{ km/h} = 1,38 \text{ m/s}$ )

Das Berechnungsmodell betrachtet das elektrische Teilsystem als black box und elektrodynamische Vorgänge werden nicht simuliert. Bezüglich des *Energiebedarfs* und der *Energierückgewinnung* ist daher keine Aussage darüber möglich, ob die elektrische Maschine im „Gegenstrom“-Betrieb effizienter arbeitet als eine mechanische Reibbremse, d. h. wie viel Energie jeweils zur Reduktion einer bestimmten Menge an kinetischer Energie des Gesamtfahrzeugs aufgewendet werden muss.

Zu den im Simulationsmodell dieser Arbeit nicht enthaltenen Aspekten der elektromagnetischen und thermischen Verträglichkeit können somit auch keine zusätzlichen Aussagen getroffen werden. Insgesamt ist allerdings festzustellen, dass die Erkenntnisse aus der qualitativen Analyse bzgl. der Kriterien *Anhalteweg* und *Energieverbrauch* zur rein elektrischen Bremse durch die Simulationsergebnisse untermauert werden können.

## 7. Handlungsempfehlungen

Damit rein elektrisches Bremsen eines Tages im vollen Umfang Realität werden kann, sollten die folgenden Schritte gegangen werden:

Zunächst muss eine kontinuierliche Beobachtung der relevanten Forschungsbereiche sichergestellt sein, um z.B. große Entwicklungssprünge beim Leistungsgewicht sowie der Effizienz im Niedrigdrehzahlbereich der elektrischen Maschine sofort erfassen und in die eigene Forschung einfließen lassen zu können. Die Erfüllung dieser Aufgabe ist die Grundvoraussetzung für alle weiteren Tätigkeiten und sollte daher Priorität haben. Die bereits in Kapitel 2.2 dieser Arbeit zitierten Forschungsgruppen sollten demnach im Fokus bleiben. Genauso beobachtet werden sollten aber auch Arbeitsgruppen mit anderen vielversprechenden Forschungsansätzen wie z.B. diejenige um de Castro (siehe [52]), welche gezeigt hat, dass die Notbremseigenschaften von PKW mit Hilfe der als Antrieb eingesetzten Radnabenmotoren verbessert werden können. Die regelmäßige Recherche von neuen Patenten zu allen Aspekten des Themas Bremsens schafft Gelegenheiten, entsprechende Initiativen der Privatwirtschaft zu identifizieren. Entscheidend ist dabei, dass nicht nur die Innovationen, welche die Automobilindustrie hervorbringt, sondern auch diejenigen verwandter Industrien berücksichtigt werden.

Nicht weniger entscheidend ist die fortgesetzte, vertiefte Betrachtung des PKW-spezifischen elektrischen Antriebsstrangs und der Energiespeicher bei Bremsvorgängen mittels Simulationen, Prüfstandsuntersuchungen sowie Fahrversuchen. Sie ist unbedingt erforderlich, um nun auch genauere Informationen über die relevanten thermischen und elektrodynamischen Vorgänge zu erhalten. Das in Kapitel 5 vorgestellte Modell kann dazu erweitert werden. Dieser Arbeit liegt das Beispiel des e-Golf zu Grunde, welcher mit einer permanentmagneterregten Synchronmaschine motorisiert ist. Es ist aber zunächst noch zu ermitteln, welche Bauweise der elektrischen Maschine tatsächlich den besten Kompromiss zwischen den Anforderungen an einen Antrieb und an eine Bremse darstellt. Dabei sollten beispielsweise hybriderregte Synchronmaschinen in Betracht gezogen werden, da hier die Vorteile einer Erregung durch Permanentmagneten sowie einer Erregung mittels Erregerwicklung auf dem Rotor gleichsam ausgenutzt werden können [53]. Um den

stark variierenden Leistungsbedarf zu decken, sollten dann die maximal zulässige Dauer des Überlastbetriebs des ausgewählten Typs der elektrischen Maschine bestimmt und Kombinationen von mehreren elektrischen Maschinen unterschiedlichen Typs an einem Rad bzw. einer Welle untersucht werden. Auch die Möglichkeiten, die sich aus der Polumschaltung also z.B. aus dem Zuschalten von Polpaaren zur Erhöhung des Bremsdrehmoments (wie von Böhm [35] besprochen) ergeben, bedürfen einer genauen Analyse.

Neben der elektrischen Maschine muss die Leistungselektronik ihre Aufgabe bei allen Bremsvorgängen zuverlässig erfüllen können und dementsprechend ausgelegt werden. Daher ist die Entwicklung einer für rein elektrische Bremsvorgänge explizit geeigneten Schaltstrategie nach vorheriger Ermittlung von energetisch günstigen Schaltzeitpunkten der Elektronik notwendig. Hierbei ist auch zu untersuchen, welcher Bremsmodus (generatorisches oder „Gegenstrom“-Bremsen) sich für ein bestimmtes Rad bzw. eine bestimmte Welle in einer bestimmten Situation am besten eignet. Ein verbessertes Bremskonzept für sensorlose Synchronmaschinen hat z.B. Rieder (siehe [54]) vorgelegt, dieses stellt aber nur einen möglichen Ansatz dar. Da leistungselektronische Bauteile für jenseits der im PKW üblichen Leistungsbereiche bereits existieren und vielfach erprobt sind, ist dieser Aspekt aber von untergeordneter Bedeutung [41].

Der Ausgestaltung des/r Energiespeicher/s sollte dagegen erhöhte Aufmerksamkeit gewidmet werden. Auch hier gilt es, den/die für Beschleunigungs- und Bremsvorgänge am besten geeigneten Typ/en zu bestimmen. Die heutzutage üblicherweise in HEV und BEV verbauten elektrochemischen Speicher zeichnen sich durch eine relativ hohe Energiedichte aus, besitzen allerdings nur eine geringe Leistungsdichte, was insbesondere für die Unterstützung von Bremsvorgängen nachteilig ist. Bei Kondensatoren verhält es sich dagegen genau umgekehrt, ein noch näher zu untersuchender Vorschlag ist folglich die Kombination von beiden [55]. Die Erwartung, dass die Anwendung einer geeigneten Regelungstrategie für das Zusammenspiel von Batterie und Kondensator die Effizienz steigern würde [56], ist ebenfalls noch zu bestätigen. Auch der Einsatz eines Schwungrads o. ä. als Puffer kann diskutiert werden, wobei hier die Vor- und Nachteile von Energieformwandlungen zum Tragen kommen und dementsprechend bei Entscheidungen berücksichtigt werden müssen. Es sollten verschiedene geeignet erscheinende Speichersysteme identifiziert, gebaut, vermessen und miteinander verglichen werden. Dabei ist immer der SOC der einzelnen

Energiespeicher und der Gesamtanlage festzustellen und zu überprüfen, ob diese im Rahmen der zulässigen Betriebsgrenzen liegen. Allerdings müssen für rein elektrische Bremsvorgänge auch bis zu einem gewissen Grad SOC-unabhängige Ableitungsmöglichkeiten (z.B. entsprechend dimensionierte Bremswiderstände) gefunden werden. Eine interessante Fragestellung wäre in diesem Zusammenhang die Bestimmung des Anteils der durch das generatorische Bremsen rekuperierten Energie, welcher unter Zuhilfenahme eines geeigneten Zwischenspeichers noch im selben Bremsvorgang für die „Gegenstrom“-Bremsung bis zum Stillstand verwendet werden könnte.

## 8. Literaturverzeichnis

- [1] Schade, W.; Zanker, C.; Kühn, A.; Kinkel, S.; Jäger, A.; Hettesheimer, T.; Schmall, T.: Zukunft der Automobilindustrie. Hrsg. Büro für Technikfolgenabschätzung. Berlin 2012.
- [2] Wallentowitz, H.; Freialdenhoven, A.; Olschewski, I.: Strategien zur Elektrifizierung des Antriebstranges. Wiesbaden: Vieweg+Teubner-Verlag, ISBN: 978-3-8348-0847-9, 2010.
- [3] Statistik Austria (Hrsg.): Durchschnittliche CO<sub>2</sub>-Emissionen der neu zugelassenen PKW. Wien 2013.
- [4] Statistik Austria (Hrsg.): KFZ-Neuzulassungen 2012. Wien 2013.
- [5] BP (Hrsg.): BP Statistical Review of World Energy June 2013. London 2013.
- [6] Vitale, J.; Schiller, T.; Crunelle, G.; Martina, M.; Giffi, C.; Senturk, G.; Desomer, E.; Woodward, M.; Manuel, C.: 2014 Global Automotive Consumer Study 2014. Hrsg. Deloitte & Touche GmbH. München 2014.
- [7] Hofmann, P.: Hybridfahrzeuge. Wien: Springer-Verlag, ISBN: 978-3-211-89190-2, 2010.
- [8] Breuer, B.; Bill, K.: Bremsenhandbuch. 4., überarb. und erw. Aufl. Wiesbaden: Springer-Verlag, ISBN: 978-3-8348-1796-9, 2012.
- [9] Braess, H.; Seiffert, U. (Hrsg.): Vieweg Handbuch Kraftfahrzeugtechnik. 6., aktualisierte und erw. Aufl. Wiesbaden: Vieweg+Teubner-Verlag, ISBN: 978-3-8348-1011-3, 2011.
- [10] Song, J.: Performance evaluation of a hybrid electric brake system with a sliding mode controller. *Mechatronics* 15 (2005), Nr. 3, Seite 339-358.
- [11] Jonasson, M.; Andreasson, J.; Solyom, S.; Jacobson, B.; Trigell, A. S.: Utilization of Actuators to Improve Vehicle Stability at the Limit: From Hydraulic Brakes Toward Electric Propulsion. *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control* 133 (2011), Nr. 9, Seite 1-10.
- [12] Hori, Y.: Future Vehicle Driven by Electricity and Control - Research on Four-Wheel-Motored "UOT Electric March II". *IEEE Transactions On Industrial Electronics* 51 (2004), Nr. 5, Seite 954-962.
- [13] Yang, M.; Jhou, H.; Ma, B.; Shyu, K.: A Cost-Effective Method of Electric Brake With Energy Regeneration for Electric Vehicles. *IEEE Transactions On Industrial Electronics* 56 (2009), Nr. 6, Seite 2203–2212.

- [14] Ashiya, M.; Sone, S.; Sato, Y.; Kaga, A.: Application of pure electric braking system to electric railcars. 6th International Workshop on Advanced Motion Control - Proceedings (2000), Seite 163-168.
- [15] Kovudhikulrungsri, L.; Koseki, T.: Precise torque and speed control in pure electric braking operation of AC traction in low speed range. 7th International Workshop on Advanced Motion Control - Proceedings (2002), Seite 142-147.
- [16] Meili, Z.; Zhongping, Y.; Xiaojie, Y.: Pure electric brake of linear induction motor in the linear metro. 2011 International Conference on Electrical Machines and Systems (2011), Seite 1-6.
- [17] Statistik Austria (Hrsg.): KFZ-Bestand 2012. Wien 2013.
- [18] Kraftfahrtbundesamt (Hrsg.): Bestand - Bestandsbarometer am 1. Januar 2013. Flensburg 2013.
- [19] Kraftfahrtbundesamt (Hrsg.): Verzeichnis der Hersteller und Typen 2013. Flensburg 2013.
- [20] BMW (Hrsg.): BMW i3 – Antrieb, [Online]  
<http://www.bmw.de/de/neufahrzeuge/bmw-i/i3/2013/antrieb.html>, 2014. Zugriff am 27.01.2014.
- [21] Reif, K. (Hrsg.): Bremsen und Bremsregelsysteme. Wiesbaden: Vieweg+Teubner-Verlag, ISBN: 978-3-8348-1311-4, 2010.
- [22] Shanahan, D.: Human Tolerance and Crash Survivability. RTO HFM Lecture Series 113 (2004), Nr. 6, Seite 1-16.
- [23] Voshell, M.: High Acceleration and the Human Body. Hrsg. Ohio State University. Columbus 2004.
- [24] Dietsche, K.-H.; Klingebiel, M.: Kraftfahrtechnisches Taschenbuch. Wiesbaden: Vieweg-Verlag, ISBN: 978-3-8348-0138-8, 2007.
- [25] EU (Hrsg.): Richtlinie 2007/46/EG. Ausg. 2007.
- [26] EU (Hrsg.): Verordnung 661/2009/EG. Ausg. 2009.
- [27] UNECE (Hrsg.): Addendum 12-H: Regulation No. 13-H Revision 2. Ausg. 2011.
- [28] UNECE (Hrsg.): Addendum 89: Regulation No. 90 Revision 3. Ausg. 2012.
- [29] UNECE (Hrsg.): Addendum 9: Regulation No. 10 Revision 4. Ausg. 2012.
- [30] NHTSA (Hrsg.): FMVSS 135. Ausg. 2011.

- [31] UNECE (Hrsg.): Addendum 29: Regulation No. 30 Revision 3. Ausg. 2007.
- [32] Jelden, H.; Lück, P.; Kruse, G.; Touse, J.: Der elektrische Antriebsbaukasten von Volkswagen. MTZ Motorentechnische Zeitschrift 2/2014, Jahrgang 75, Seite 14-21.
- [33] Leidhold, R.: Elektrische Maschinen für Elektro- und Hybridfahrzeuge. MTZ Motorentechnische Zeitschrift 9/2012, Jahrgang 73, Seite 692-699.
- [34] Schröder, D.: Elektrische Antriebe - Grundlagen. 5., erw. Aufl. Berlin: Springer-Verlag, ISBN: 978-3-642-30470-5, 2013.
- [35] Böhm, W.: Elektrische Antriebe. 7. Aufl. Würzburg: Vogel-Verlag, ISBN: 978-3-8348-3145-8, 2009.
- [36] DIN EN 60034 Teil 1 (VDE 0530-1): Drehende elektrische Maschinen. Teil 1: Bemessung und Betriebsverhalten. Ausg. Februar 2011. Hrsg. DIN Deutsches Institut für Normung. Berlin: Beuth-Verlag 2011.
- [37] Duval-Destin, M.; Kropf, T.; Abadie, V.; Fausten, M.: Auswirkungen eines Elektroantriebs auf das Bremssystem. ATZ Automobiltechnische Zeitschrift 9/2011, Jahrgang 113, Seite 638-643.
- [38] Weidauer, J.: Elektrische Antriebstechnik. 3., überarb. Aufl. Erlangen: Publicis Publishing, ISBN: 978-89578-431-6, 2013.
- [39] Geringer, B.: Alternative Antriebe. Skriptum des IFA der TU Wien, 2012.
- [40] Kasper, R.; Schünemann, M.: Elektrische Fahrantriebe Topologien und Wirkungsgrad. MTZ Motorentechnische Zeitschrift 10/2012, Jahrgang 73, Seite 802-807.
- [41] Lindemann, A.: Leistungselektronik im elektrifizierten Antriebsstrang. MTZ Motorentechnische Zeitschrift 11/2012, Jahrgang 73, Seite 898-903.
- [42] Lindemann, A.: Elektrotechnische Grundlagen. MTZ Motorentechnische Zeitschrift 7-8/2012, Jahrgang 73, Seite 608-611.
- [43] Pietruszka, W. D.: MATLAB und Simulink in der Ingenieurpraxis. 2., überarb. und erg. Aufl. Wiesbaden: Teubner-Verlag, ISBN: 978-3-8351-0100-5, 2006.
- [44] Mansius, R.: Praxishandbuch Antriebsauslegung. Würzburg: Vogel-Verlag, ISBN: 978-3-8343-3247-9, 2012.
- [45] Isermann, R. (Hrsg.): Fahrdynamik-Regelung. Wiesbaden: Vieweg-Verlag, ISBN: 978-3-8348-0109-8 2006.

- [46] Mitschke, M.; Wallentowitz, H.: Dynamik der Kraftfahrzeuge. 4., neubearb. Aufl. Berlin: Springer-Verlag, ISBN: 978-3-540-42011-8, 2004.
- [47] Schramm, D.; Hiller, M.; Bardini, R.: Modellbildung und Simulation der Dynamik von Kraftfahrzeugen. Berlin: Springer-Verlag, ISBN: 978-3-540-89313-4, 2010.
- [48] Mathworks (Hrsg.): ODE45 Solver, [Online]  
<http://www.mathworks.de/de/help/matlab/ref/ode45.html>, 2014. Zugriff am 08.10.2014.
- [49] UNECE (Hrsg.): Addendum 100: Regulation No. 101 Revision 3. Ausg. 2013.
- [50] Oleksowicz, S.; Burnham, K.; Southgate, A.; McCoy, C.; Waite, G.; Hardwick, G.; Harrington, C.; McMurrin, R.: Regenerative braking strategies, vehicle safety and stability control systems: critical use-case proposals. Vehicle System Dynamics 51 (2013), Nr. 5, Seite 684-699.
- [51] Tutuianu, M.; Marotta, A.; Steven, H.; Ericsson, E.; Haniu, T.; Ichikawa, N.; Ishii, H.: Development of a World-wide Worldwide harmonized Light duty driving Test Cycle (WLTC) - Draft Technical Report. Hrsg. UNECE. Genf 2013.
- [52] De Castro, R.; Araújo, R.; Tanelli, M.; Savaresi, S.; Freitas, D.: Torque blending and wheel slip control in EVs with in-wheel motors. Vehicle System Dynamics 50 (2012), Supplement, Seite 71-94.
- [53] Amara, Y.; Vido, L.; Gabsi, M.; Hoang, E.; Ahmed, A. H. B.; Lécrivain, M.: Hybrid Excitation Synchronous Machines: Energy-Efficient Solution for Vehicles Propulsion. IEEE Transactions on Vehicular Technology 58 (2009), Nr. 5, Seite 2137-2149.
- [54] Rieder, U.-H.: Intelligentes Bremskonzept für sensorlos betriebene permanentmagneterregte Synchronmaschinen. Diplomarbeit am ESEA der TU Wien, 2001.
- [55] Ehsani, M.; Gao, Y.; Miller, J.: Hybrid Electric Vehicles: Architecture and Motor Drives. Proceedings of the IEEE 95 (2007), Nr. 4, Seite 719-728.
- [56] Pay, S.; Baghzouz, Y.: Effectiveness of Battery-Supercapacitor Combination in Electric Vehicles. IEEE PowerTech Conference (2003).
- [57] Mathworks (Hrsg.): Tire-Road Interaction (Magic Formula), [Online]  
<http://de.mathworks.com/help/physmod/sdl/ref/tireroadinteractionmagicformula.html>, 2014. Zugriff am 20.11.2014.
- [58] Volkswagen (Hrsg.): e-Golf Basiskonfiguration, [Online]  
[http://www.volkswagen.de/de/models/golf\\_7/konfigurator.html](http://www.volkswagen.de/de/models/golf_7/konfigurator.html), 2014. Zugriff am 24.03.2014.

# Anhang

## A.1 Relevante Patentklassen

**Tabelle A.1:** Relevante Patentklassen (in Fettdruck) und hierarchische Einordnung nach der Cooperative Patent Classification

Symbol	Klassifikation und Beschreibung
B	Performing Operations; Transporting
B60	Vehicles in general
B60L	Electric equipment or propulsion of electrically-propelled vehicles; Magnetic suspension or levitation for vehicles; Electrodynamic brake systems for vehicles, in general
<b>B60L 7/00</b>	<b>Electrodynamic brake systems for vehicles in general</b>
B60T	Vehicle brake control systems or parts thereof; Brake control systems or parts thereof, in general; Arrangement of braking elements on vehicles in general; Portable devices for preventing unwanted movement of vehicles; Vehicle modifications to facilitate cooling of brakes
B60T 13/00	Transmitting braking action from initiating means to ultimate brake actuator with power assistance or drive; Brake systems incorporating such transmitting means, e.g. air-pressure brake systems
<b>B60T 13/74</b>	<b>with electrical assistance or drive</b>
H	Electricity
H02	Generation; Conversion or distribution of electric power
H02K	Dynamo-electric machines
<b>H02K 49/00</b>	<b>Dynamo-electric clutches; Dynamo-electric brakes</b>
H02P	Control or regulation of electric motors, generators, or dynamo-electric converters; Controlling transformers, reactors or choke coils
<b>H02P 3/00</b>	<b>Arrangements for stopping or slowing electric motors, generators, or dynamo-electric converters</b>
<b>H02P 15/00</b>	<b>Arrangements for controlling dynamo-electric brakes or clutches</b>

**Tabelle A.1:** Relevante Patentklassen (in Fettdruck) und hierarchische Einordnung nach der Cooperative Patent Classification (Fortsetzung)

Symbol	Klassifikation und Beschreibung
Y	General tagging of new technological developments; General tagging of cross-sectional technologies spanning over several sections of the IPC; Technical subjects covered by former USPC cross-reference art collections [XRACs] and digests
Y02	Technologies or application for mitigation or adaption against climate change
Y02T	Climate change mitigation technologies related to transportation
Y02T 10/00	Road transport of goods or passengers
<b>Y02T 10/70</b>	<b>Energy storage for electromobility</b>

**Tabelle A.2:** Relevante Patentklassen (in Fettdruck) und hierarchische Einordnung nach der United States Patent Classification

Symbol	Klassifikation und Beschreibung
180	Motor vehicles
180/54.1	Power
<b>180/65.1</b>	<b>Electric</b>
188	Brakes
188/2R	Vehicle
188/17	Hub or disk
<b>188/18R</b>	<b>Motor vehicle</b>
310	Electrical generator or motor structure
310/10	Dynamoelectric
310/40R	Rotary
<b>310/92</b>	<b>Torque-transmitting clutches or brakes</b>
318	Electricity: Motive power systems
318/362	Braking
<b>318/375</b>	<b>Dynamic braking</b>

**Tabelle A.2:** Relevante Patentklassen (in Fettdruck) und hierarchische Einordnung nach der United States Patent Classification (Fortsetzung)

<b>Symbol</b>	<b>Klassifikation und Beschreibung</b>
318/34	Plural, diverse or diversely controlled electric motors
318/86	Braking
<b>318/87</b>	<b>Motor used as braking generator (dynamic braking)</b>
318/700	Synchronous motor systems
<b>318/703</b>	<b>Braking</b>
318/727	Induction motor systems
318/757	Braking
<b>318/759</b>	<b>Dynamic braking</b>

## A.2 Recherchierte Patente

**Tabelle A.3:** Recherchierte Patente, sortiert nach Anmeldejahr

<b>Patentnummer</b>	<b>Anmelder</b>	<b>Anmelde- jahr</b>	<b>Betrifft HEV</b>	<b>Betrifft BEV</b>	<b>Beschreibung</b>
US4423363	General Electric Co.	1981	x	x	Schaltung zur Verblendung von mechanischer und elektrischer Bremse
US4489256	Everest & Jennings, Inc.	1983		x	Schaltung einer rein elektrischen Bremse für elektrisch angetriebene Rollstühle
DE3447568	Patent- verwaltungs- gesellschaft	1984	x	x	Schaltung zur netzunabhängigen Widerstandsbremung von parallelgeschalteten elektrischen Maschinen

**Tabelle A.3:** Recherchierte Patente, sortiert nach Anmeldejahr (Fortsetzung)

Patentnummer	Anmelder	Anmelde- jahr	Betrifft HEV	Betrifft BEV	Beschreibung
US4634942	Mitsubishi K.K.	1985		x	System zur Verbesserung der Fahrstabilität von Elektroautos
US5148883	Aisin AW Co.	1990		x	Elektroauto mit 4 Radnabenmotoren und radlastbasierter Regelung der regenerativen Bremse
US5384522	Honda K.K.	1992	x	x	Kontrollsystem für regeneratives Bremsen
US5350985	Linde AG	1992		x	Rein elektrisches Bremsen bis zum Stillstand mit zwei parallel angeordneten EM
US5465806	Shikoku Sogo Kenkyusho K.K.	1993		x	Elektroauto mit Vierradlenkung, 4 Radnabenmotoren und regenerativer Bremse zusätzlich zur mechanischen Bremse
US5644202	Honda K.K.	1996		x	Kontrollsystem für die regenerative Bremse eines Elektrorollers
JPH1198608	Toyota Motor Corp.	1997	x	x	Elektromotor als Hilfsbremse im PKW
DE19913618	Nissan Motor Co., Ltd.	1999	x		Zentraler Elektromotor als Hilfsbremse im PKW
US6213571	Hitachi Ltd.	1999	x	x	Schaltung zur Verbesserung der Verblendung zwischen mechanischer und elektrischer Bremse
US6455968	Peugeot Citroën Automobiles SA	2000	x		Konstruktion zur Verbesserung der Positionierung einer EM in das Kupplungsgehäuse
US6741050	Hilti AG	2002	x	x	Schaltung zur Bremsung von EM, insbesondere von Reluktanzmotoren

**Tabelle A.3:** Recherchierte Patente, sortiert nach Anmeldejahr (Fortsetzung)

Patentnummer	Anmelder	Anmelde- jahr	Betrifft HEV	Betrifft BEV	Beschreibung
US20030030410	Textron Inc.	2002		x	System zum regenerativen Bremsen eines Golfkarts insbesondere bei niedriger Fahrgeschwindigkeit
US6888273	Eaton Corp.	2002	x		Integration von EM und Kupplung in einem Gehäuse
US6989644	Hyundai Motor Co.	2003	x	x	Betrieb der Klimaanlage mit dem Überschuss der beim Bremsen regenerierten Energie
US20040195911	Jungheinrich AG	2004		x	Generatorisches Bremsen des angetriebenen Rades in geeigneter Kombination mit elektrischen Bremsen an den anderen Rädern für leichte Nutzfahrzeuge
US7486036	Toyota K.K.	2006	x	x	System zur Dissipation von rekuperierter Energie bei vollem Energiespeicher
US7511438	Reliance, LLC	2006	x	x	System zur abwechselnden rein elektrischen Bremsung von mindestens zwei parallel geschalteten EM
JP2008154324	TCM Corp.	2006		x	Vollständiges Abbremsen mit Verblendung von mechanischer und elektrischer Bremse
US7466091	Deere & Co.	2007	x		System zur Koordination von mechanischer Bremse und elektrischer Antriebsmaschine
WO2007107576	Michelin S.A.	2007		x	Rein elektrisches Bremssystem für PKW mit radindividuellem Antrieb
WO2007136275	Private Anmeldung	2007		x	Traktionskontrolle mittels EM für leichte Fahrzeuge mit radindividuellem Antrieb

**Tabelle A.3:** Recherchierte Patente, sortiert nach Anmeldejahr (Fortsetzung)

Patentnummer	Anmelder	Anmelde- jahr	Betrifft HEV	Betrifft BEV	Beschreibung
US7615947	Panasonic Corp.	2007	x	x	Verkürzung der Bremsdauer durch geeignetes Umschalten zwischen den Bremsmodi der EM
WO2009002629	General Electric Co.	2008	x	x	Schaltkreistopologie für dissipatives elektrisches Bremsen
US8154228	Kollmorgen Corp.	2009	x	x	System zur Effizienzsteigerung der elektrischen Bremse
DE102010064252	Bosch GmbH	2010	x	x	Speisung der Gegenstrombremse durch eine zusätzliche an VKM angekoppelte EM
WO2012156251	Michelin S.A.	2012	x	x	Regler für elektrisches Bremsen im Zusammenspiel mit einer Batterie

## A.3 Simulink-Modell

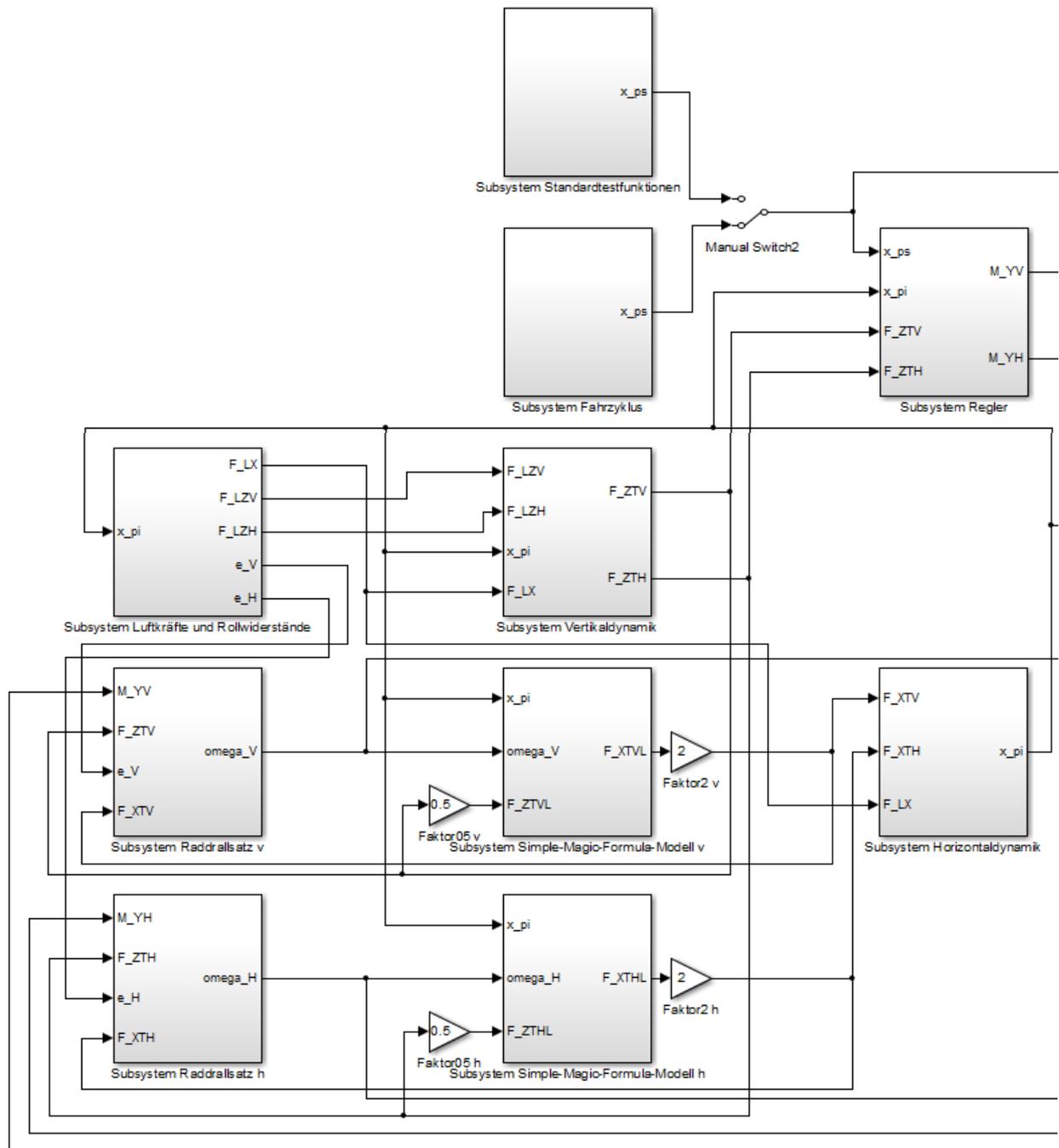


Abbildung A.1: Simulink-Modell (Teil 1)

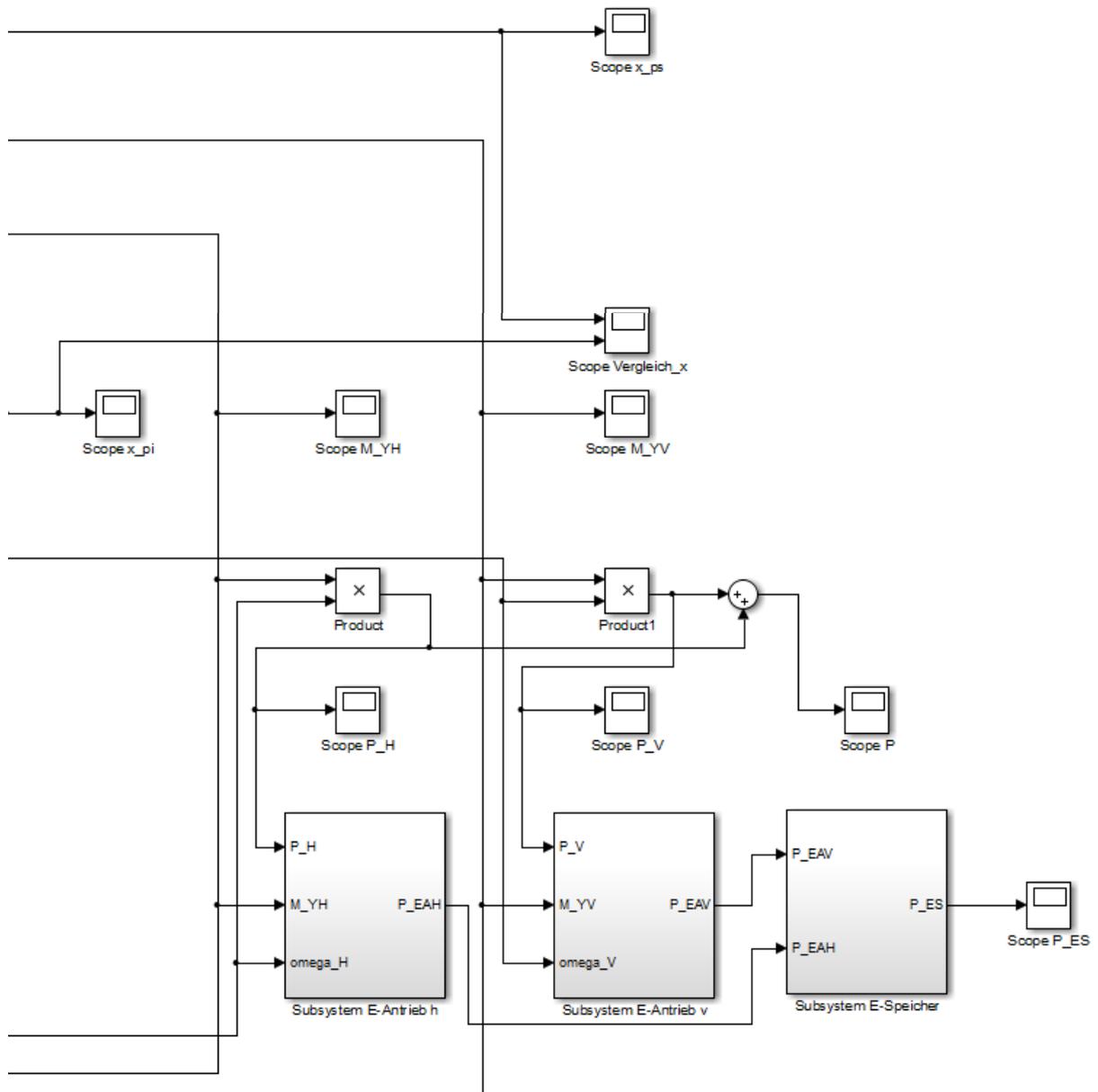


Abbildung A.2: Simulink-Modell (Teil 2)

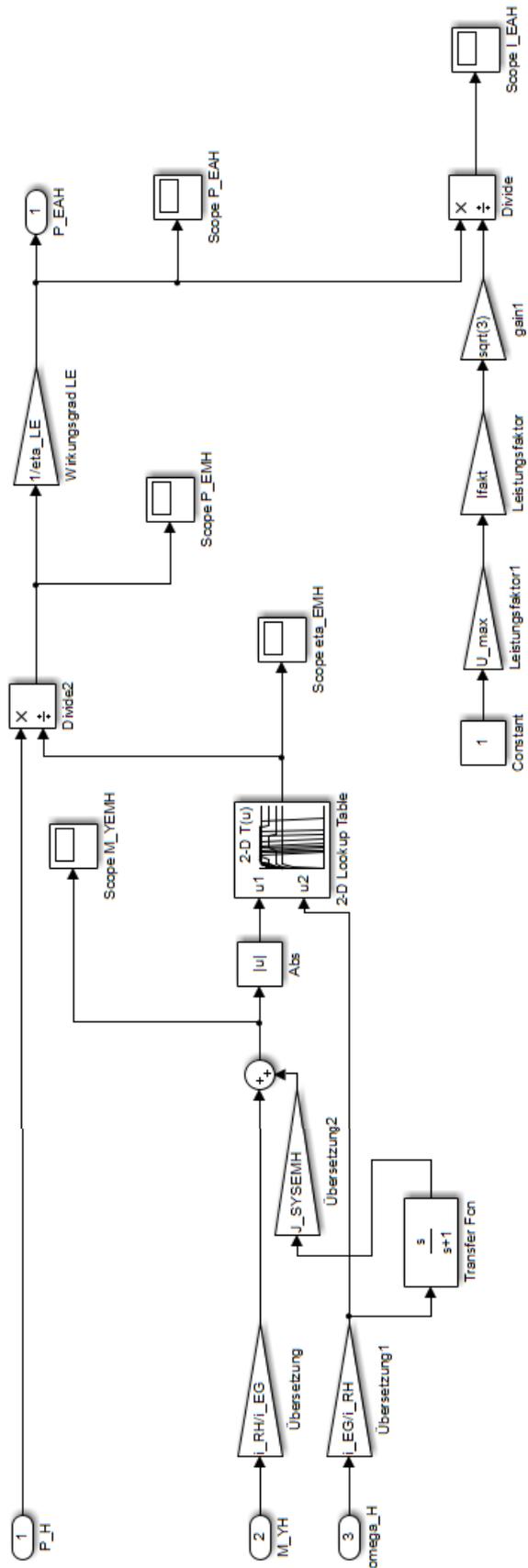


Abbildung A.3: Subsystem E-Antrieb h (Subsystem E-Antrieb v ist analog aufgebaut)

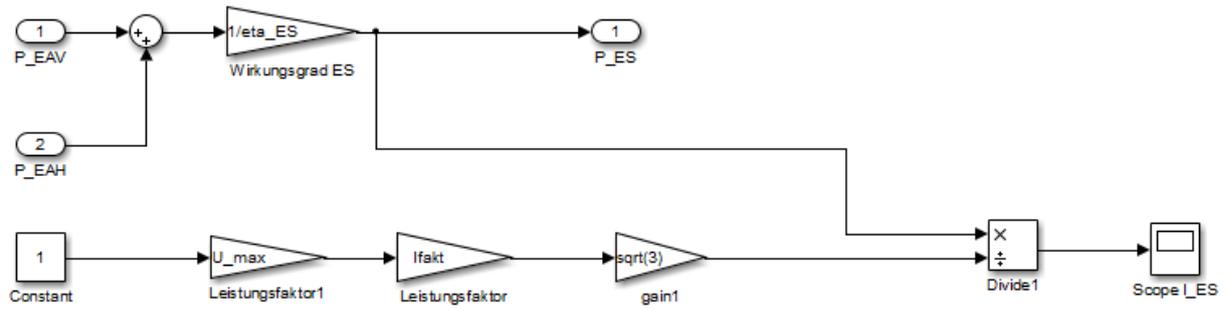


Abbildung A.4: Subsystem E-Speicher

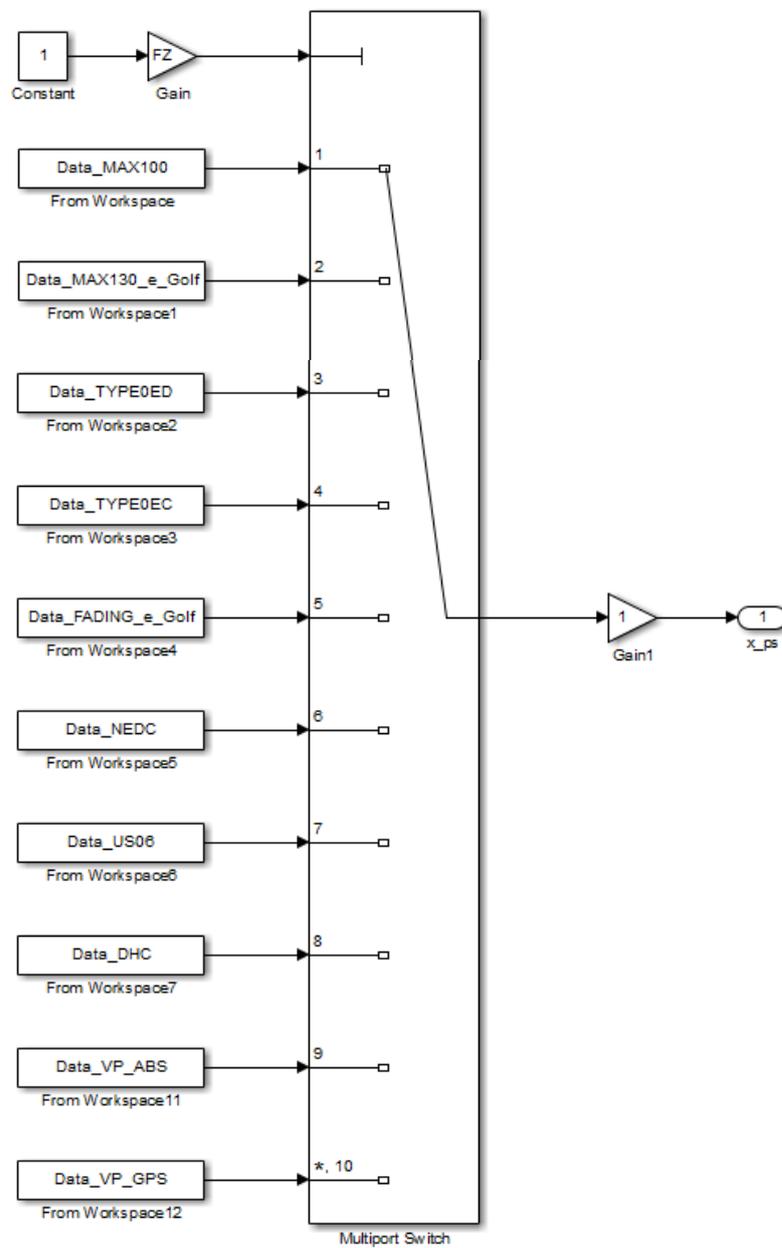


Abbildung A.5: Subsystem Fahrzyklus

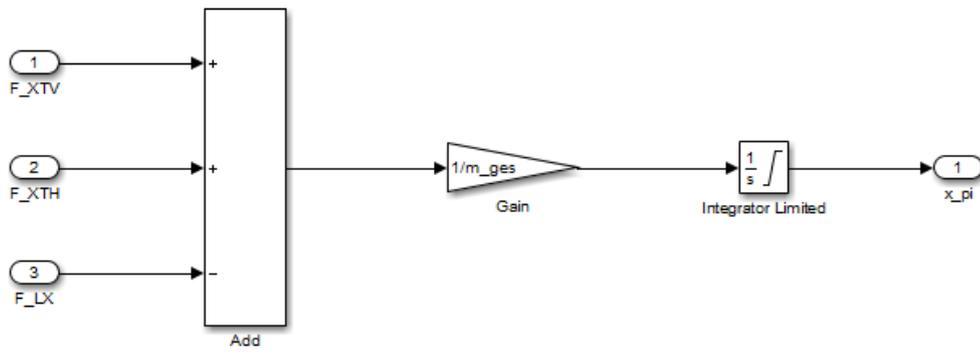


Abbildung A.6: Subsystem Horizontaldynamik

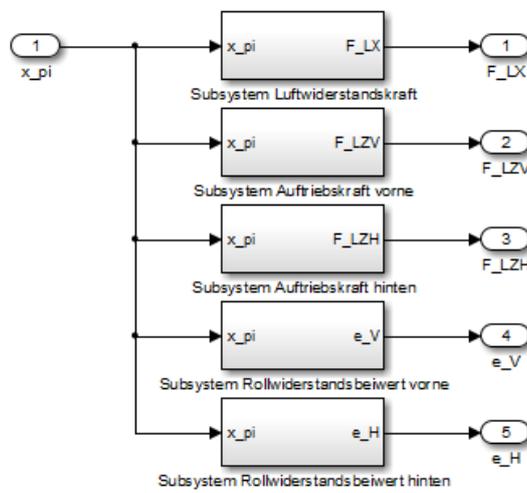


Abbildung A.7: Subsystem Luftkräfte und Rollwiderstände

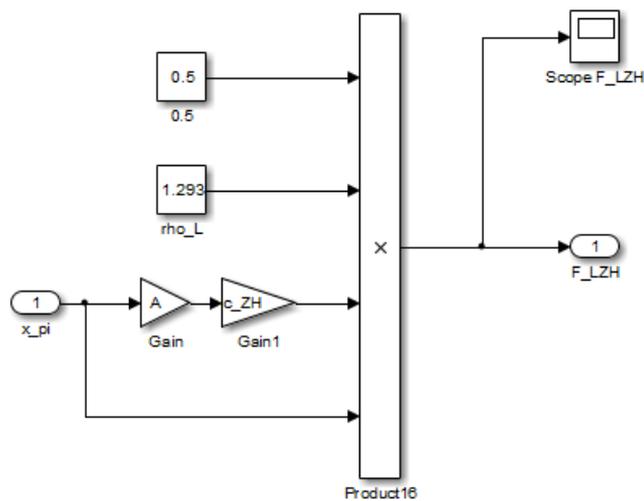
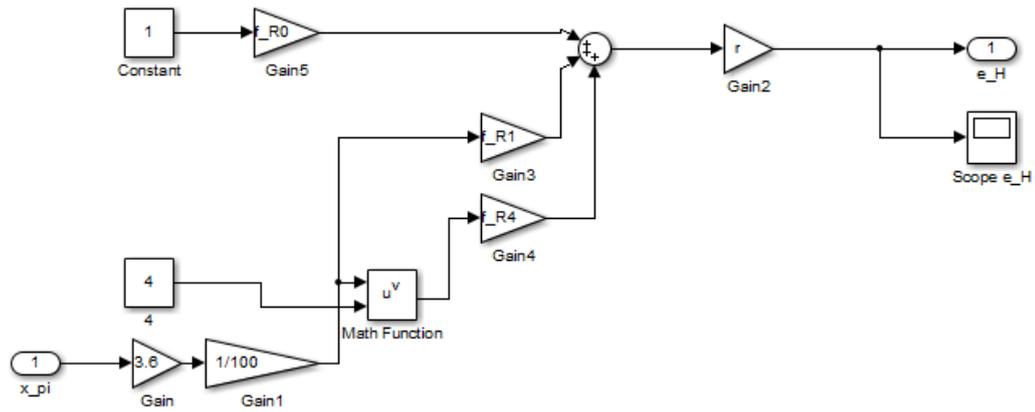
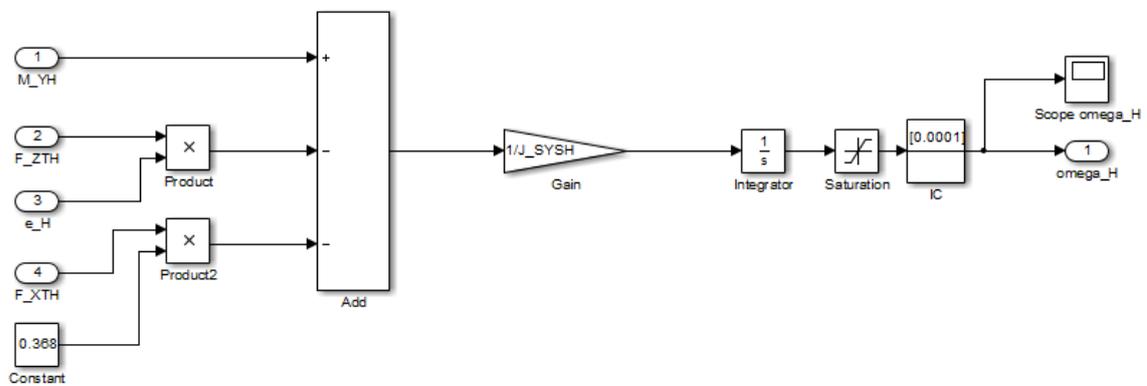


Abbildung A.8: Subsystem Auftriebskraft h (Subsysteme Auftriebskraft v und Luftwiderstandskraft sind analog aufgebaut)



**Abbildung A.9:** Subsystem Rollwiderstandsbeiwert h (Subsystem Rollwiderstandsbeiwert v ist analog aufgebaut)



**Abbildung A.10:** Subsystem Radrallsatz h (Subsystem Radrallsatz v ist analog aufgebaut)

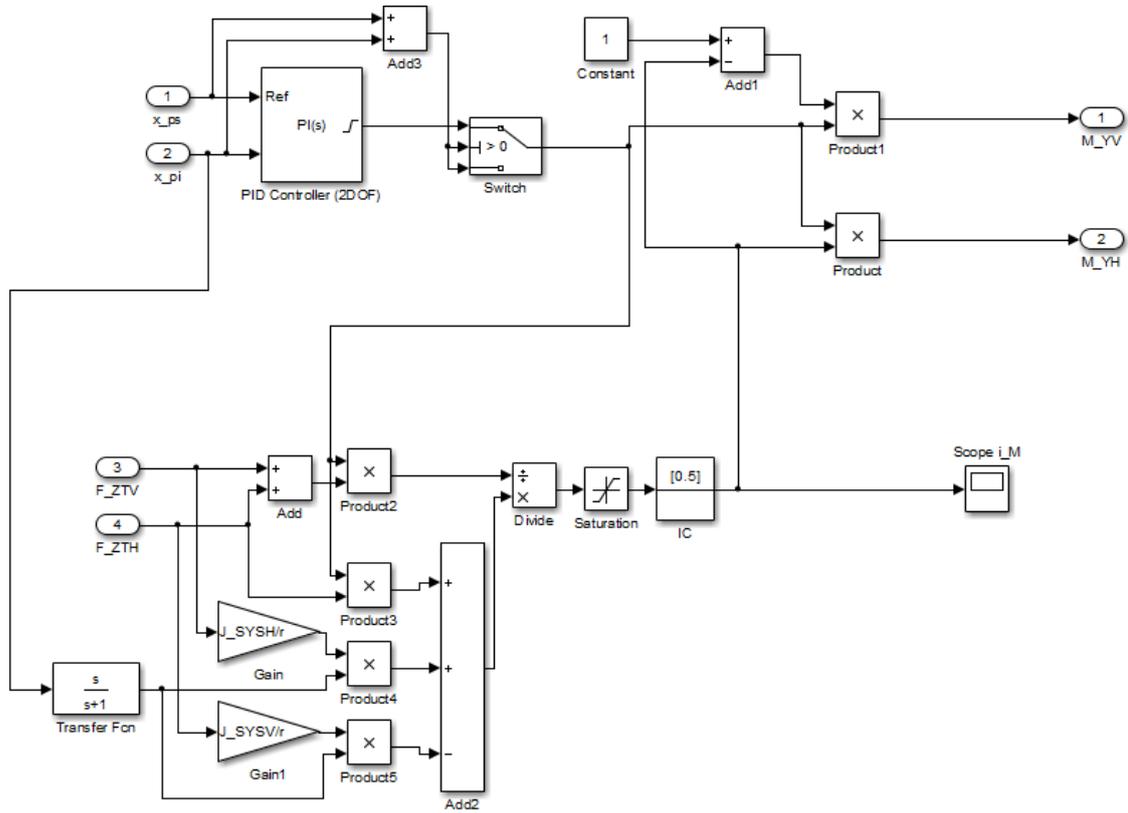
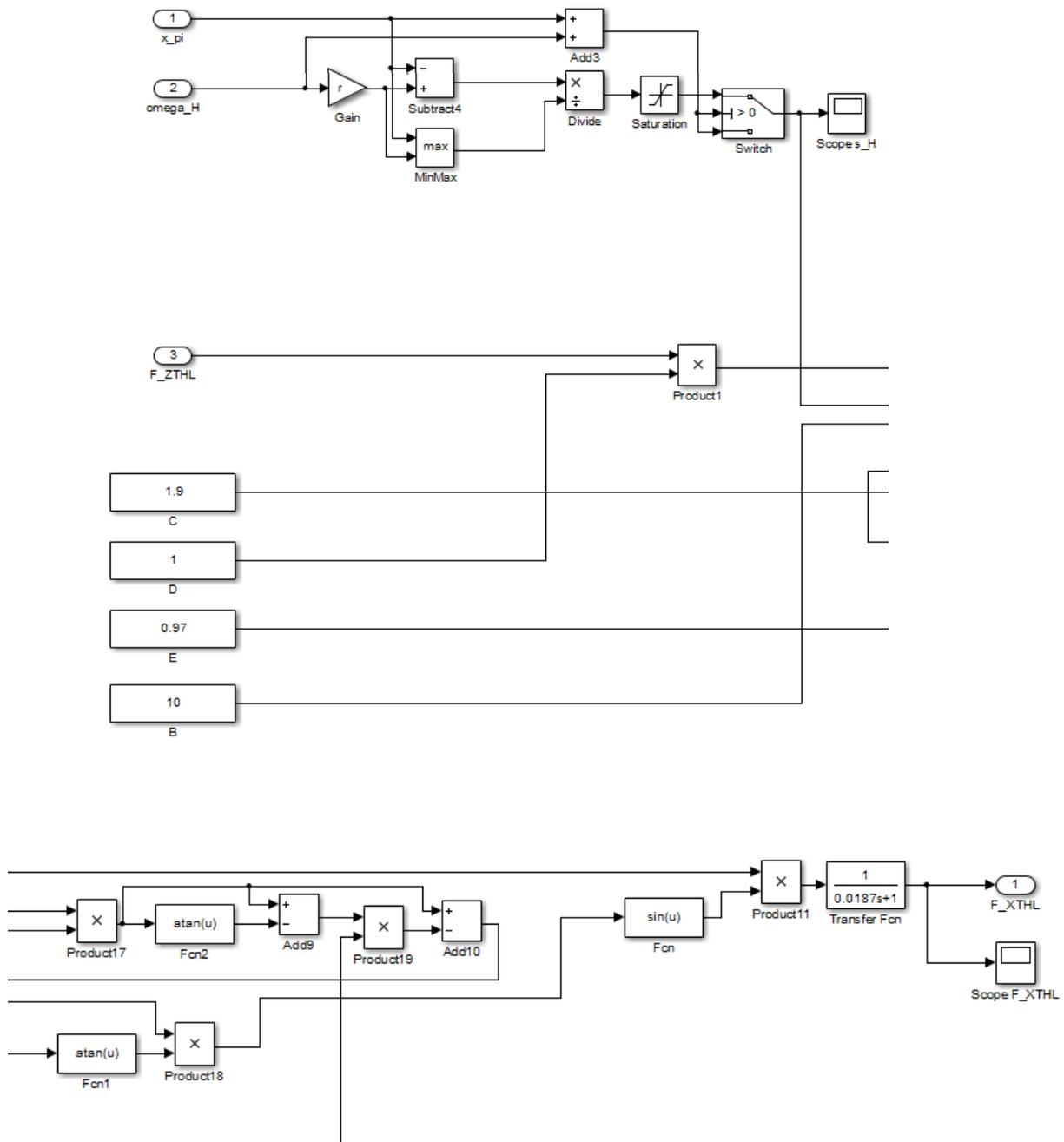


Abbildung A.11: Subsystem Regler



**Abbildung A.12:** Subsystem Simple-Magic-Formula-Modell h (Subsystem Simple-Magic-Formula-Modell v ist analog aufgebaut)

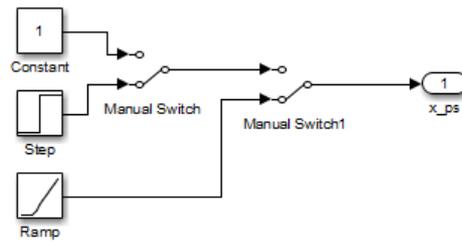


Abbildung A.13: Subsystem Standardtestfunktionen

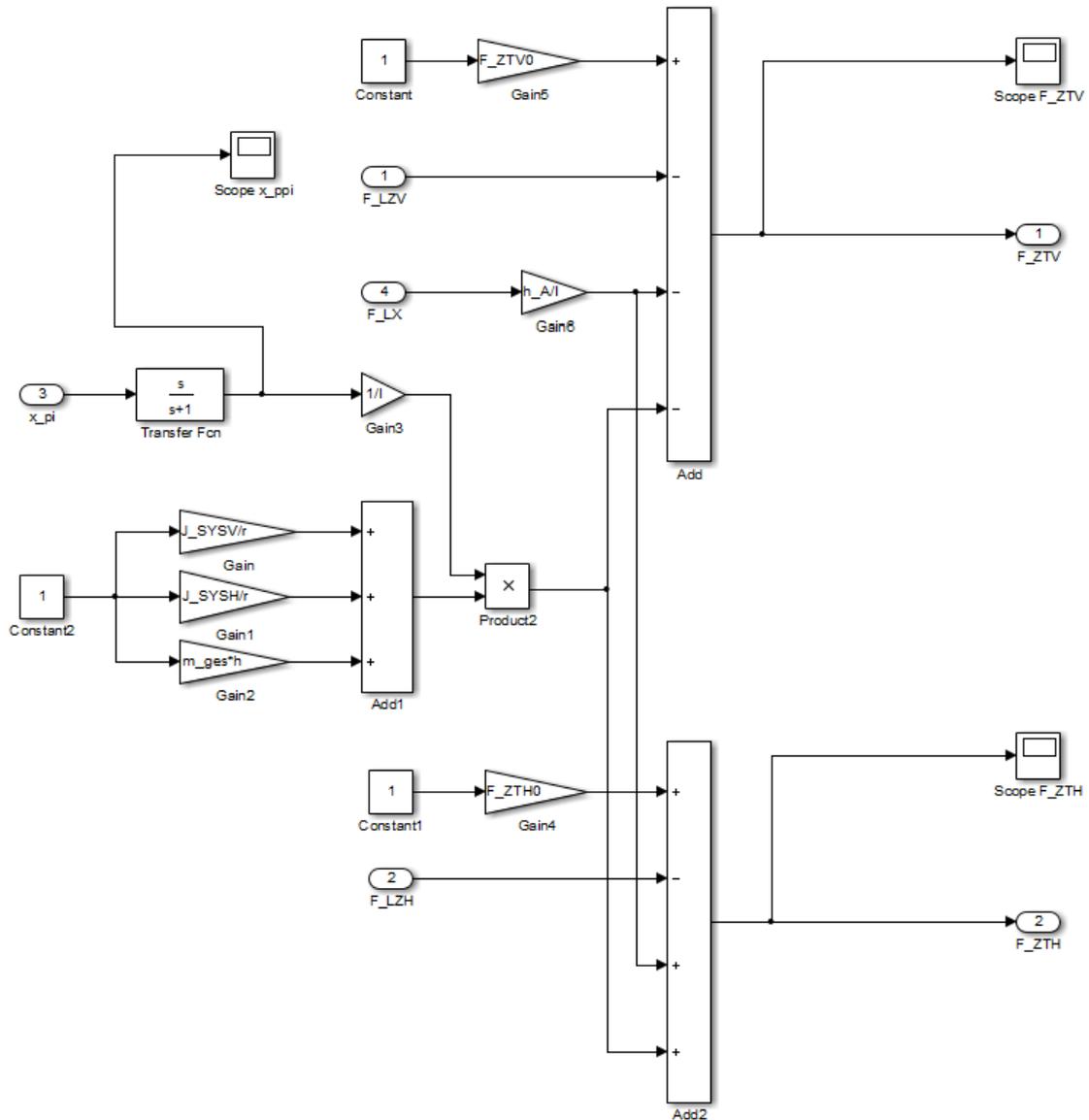


Abbildung A.14: Subsystem Vertikaldynamik

## A.4 Parameterwerte Versuchsfahrzeug (Plug-In HEV)

**Tabelle A.4:** Parameterwerte des Versuchsfahrzeugs (Plug-In HEV) (*kursiv*. geschätzt) [32], [35], [40], [46], [57]

Parameter	Wert
Radstand in m	2,700
<i>Abstand zwischen Hinterachse und Schwerpunkt des Aufbaus in m</i>	<i>1,321</i>
<i>Abstand zwischen Vorderachse und Schwerpunkt des Aufbaus in m</i>	<i>1,379</i>
<i>Höhe des Schwerpunkts über der Fahrbahnebene im Stillstand in m</i>	<i>0,497</i>
<i>Höhe des Schwerpunkts des Aufbaus über der Fahrbahnebene im Stillstand in m</i>	<i>0,506</i>
Querspanntfläche in m <sup>2</sup>	2,35575
Dynamischer Reifenradius in m	0,345
Masse des Aufbaus in kg	1587
<i>Masse der Hinterachse in kg</i>	<i>50</i>
<i>Masse der Vorderachse in kg</i>	<i>50</i>
<i>Massenträgheitsmoment der Vorderachse inkl. Antriebsstrang in kg*m<sup>2</sup></i>	<i>3,6</i>
<i>Massenträgheitsmoment der Hinterachse in kg*m<sup>2</sup></i>	<i>1,8</i>
Getriebeübersetzung ohne Einheit	9,76
Achs-/Zentraldifferentialübersetzung ohne Einheit	1,0
Luftwiderstandsbeiwert ohne Einheit	0,25
<i>Auftriebsbeiwert der Hinterachse ohne Einheit</i>	<i>0,02</i>
<i>Auftriebsbeiwert der Vorderachse ohne Einheit</i>	<i>0,019</i>
<i>Rollwiderstandsbeiwert 0 ohne Einheit</i>	<i>0,008</i>
<i>Rollwiderstandsbeiwert 1 ohne Einheit</i>	<i>0,00125</i>
<i>Rollwiderstandsbeiwert 4 ohne Einheit</i>	<i>0,0002</i>
Magic-Formula-Modell Parameter B ohne Einheit	10
Magic-Formula-Modell Parameter C ohne Einheit	1,9
Magic-Formula-Modell Parameter E ohne Einheit	0,97
P-Anteil der Verstärkung des Reglers ohne Einheit	2.000
I-Anteil der Verstärkung des Reglers (Inverse der Nachstellzeit) ohne Einheit	0,075
Maximal zulässige Spannung im Zwischenkreis in V	430
<i>Leistungsfaktor der elektrischen Maschine ohne Einheit</i>	<i>0,8</i>
<i>Maximaler Wirkungsgrad der Leistungselektronik ohne Einheit</i>	<i>0,97</i>
<i>Maximaler Wirkungsgrad des Energiespeichers ohne Einheit</i>	<i>0,96</i>

## A.5 Parameterwerte Volkswagen e-Golf

**Tabelle A.5:** Parameterwerte des Volkswagen e-Golf (*kursiv*: geschätzt) [32], [35], [40], [46], [57], [58]

Parameter	Wert
Radstand in m	2,637
<i>Abstand zwischen Hinterachse und Schwerpunkt des Aufbaus in m</i>	1,270
<i>Abstand zwischen Vorderachse und Schwerpunkt des Aufbaus in m</i>	1,367
<i>Höhe des Schwerpunkts über der Fahrbahnebene im Stillstand in m</i>	0,491
<i>Höhe des Schwerpunkts des Aufbaus über der Fahrbahnebene im Stillstand in m</i>	0,498
Querspanntfläche in m <sup>2</sup>	2,3807
Dynamischer Reifenradius in m	0,368
Masse des Aufbaus in kg	1860
<i>Masse der Hinterachse in kg</i>	50
<i>Masse der Vorderachse in kg</i>	50
<i>Massenträgheitsmoment des Rades in kg*m<sup>2</sup></i>	0,9
<i>Massenträgheitsmoment der elektrischen Maschine (100% Leistung) in kg*m<sup>2</sup></i>	0,07
<i>Massenträgheitsmoment der elektrischen Maschine (50% Leistung) in kg*m<sup>2</sup></i>	0,05
<i>Massenträgheitsmoment der elektrischen Maschine (25% Leistung) in kg*m<sup>2</sup></i>	0,02
<i>Massenträgheitsmoment des Radnabenmotors in kg*m<sup>2</sup></i>	0,4
<i>Massenträgheitsmoment des Übersetzungsgetriebes in kg*m<sup>2</sup></i>	0,0
<i>Massenträgheitsmoment des Achs-/Zentraldifferentials in kg*m<sup>2</sup></i>	0,0
Getriebe-/Differentialübersetzung ohne Einheit	9,76
Luftwiderstandsbeiwert ohne Einheit	0,27
<i>Auftriebsbeiwert der Hinterachse ohne Einheit</i>	0,02
<i>Auftriebsbeiwert der Vorderachse ohne Einheit</i>	0,019
<i>Rollwiderstandsbeiwert 0 ohne Einheit</i>	0,008
<i>Rollwiderstandsbeiwert 1 ohne Einheit</i>	0,00125
<i>Rollwiderstandsbeiwert 4 ohne Einheit</i>	0,0002
Magic-Formula-Modell Parameter B ohne Einheit	10
Magic-Formula-Modell Parameter C ohne Einheit	1,9
Magic-Formula-Modell Parameter E ohne Einheit	0,97
P-Anteil der Verstärkung des Reglers ohne Einheit	2.000
I-Anteil der Verstärkung des Reglers (Inverse der Nachstellzeit) ohne Einheit	0,075
Maximal zulässige Spannung im Zwischenkreis in V	430
<i>Leistungsfaktor der elektrischen Maschine ohne Einheit</i>	0,8

**Tabelle A.5:** Parameterwerte des Volkswagen e-Golf (*kursiv: geschätzt*) [32], [35], [40], [46], [57], [58] (Fortsetzung)

Parameter	Wert
<i>Maximaler Wirkungsgrad der Leistungselektronik ohne Einheit</i>	<i>0,97</i>
<i>Maximaler Wirkungsgrad des Energiespeichers ohne Einheit</i>	<i>0,96</i>

## A.6 Wirkungsgradkennfeld der elektrischen Maschine

**Tabelle A.6:** Angenommenes Wirkungsgradkennfeld der elektrischen Maschine in Anlehnung an [32]

		Drehwinkelgeschwindigkeit in rad/s													
		0	100	200	300	400	500	600	700	800	900	1000	1100	1200	1300
Drehmoment in Nm	0	0,01	0,45	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6
	10	0,45	0,6	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,7	0,7
	20	0,6	0,7	0,8	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9	0,8	0,8
	30	0,6	0,7	0,8	0,9	0,9	0,9	0,91	0,91	0,91	0,91	0,91	0,91	0,9	0,9
	40	0,6	0,7	0,8	0,9	0,9	0,91	0,92	0,92	0,92	0,92	0,92	0,92	0,91	0,91
	50	0,6	0,7	0,9	0,9	0,91	0,92	0,92	0,93	0,93	0,93	0,93	0,92	0,92	0,92
	60	0,6	0,7	0,9	0,9	0,91	0,92	0,93	0,94	0,94	0,93	0,93	0,92	0,92	0,92
	70	0,6	0,7	0,9	0,91	0,91	0,92	0,93	0,94	0,94	0,94	0,93	0,92	0,92	0,001
	80	0,6	0,7	0,9	0,91	0,92	0,93	0,94	0,94	0,94	0,94	0,93	0,001	0,001	0,001
	90	0,6	0,8	0,91	0,92	0,93	0,94	0,94	0,94	0,94	0,94	0,001	0,001	0,001	0,001
	100	0,6	0,8	0,91	0,92	0,93	0,94	0,94	0,94	0,94	0,001	0,001	0,001	0,001	0,001
	110	0,6	0,8	0,91	0,92	0,93	0,94	0,94	0,94	0,001	0,001	0,001	0,001	0,001	0,001
	120	0,6	0,8	0,91	0,92	0,93	0,94	0,94	0,94	0,001	0,001	0,001	0,001	0,001	0,001
	130	0,6	0,8	0,91	0,92	0,93	0,94	0,94	0,001	0,001	0,001	0,001	0,001	0,001	0,001
	140	0,6	0,8	0,9	0,92	0,93	0,94	0,94	0,001	0,001	0,001	0,001	0,001	0,001	0,001
	150	0,6	0,7	0,9	0,92	0,93	0,94	0,001	0,001	0,001	0,001	0,001	0,001	0,001	0,001
	160	0,6	0,7	0,9	0,91	0,92	0,93	0,001	0,001	0,001	0,001	0,001	0,001	0,001	0,001
	170	0,6	0,7	0,9	0,91	0,92	0,001	0,001	0,001	0,001	0,001	0,001	0,001	0,001	0,001
	180	0,6	0,7	0,9	0,91	0,92	0,001	0,001	0,001	0,001	0,001	0,001	0,001	0,001	0,001
	190	0,6	0,7	0,8	0,9	0,91	0,001	0,001	0,001	0,001	0,001	0,001	0,001	0,001	0,001
	200	0,6	0,7	0,8	0,9	0,91	0,001	0,001	0,001	0,001	0,001	0,001	0,001	0,001	0,001
	210	0,6	0,7	0,8	0,9	0,91	0,001	0,001	0,001	0,001	0,001	0,001	0,001	0,001	0,001
	220	0,6	0,7	0,8	0,9	0,001	0,001	0,001	0,001	0,001	0,001	0,001	0,001	0,001	0,001
	230	0,6	0,7	0,8	0,9	0,001	0,001	0,001	0,001	0,001	0,001	0,001	0,001	0,001	0,001
	240	0,6	0,7	0,8	0,9	0,001	0,001	0,001	0,001	0,001	0,001	0,001	0,001	0,001	0,001
	250	0,6	0,7	0,8	0,9	0,001	0,001	0,001	0,001	0,001	0,001	0,001	0,001	0,001	0,001
	260	0,6	0,7	0,8	0,9	0,001	0,001	0,001	0,001	0,001	0,001	0,001	0,001	0,001	0,001
270	0,6	0,7	0,8	0,9	0,001	0,001	0,001	0,001	0,001	0,001	0,001	0,001	0,001	0,001	