

# **Entwicklungsmethodik für Fahrwerke in Fahrzeugen mit Lenkkraftunterstützung durch radselektive Antriebe**

Zur Erlangung des akademischen Grades eines  
**Doktors der Ingenieurwissenschaften (Dr.-Ing.)**  
von der KIT-Fakultät für Maschinenbau des  
Karlsruher Instituts für Technologie (KIT)

angenommene

**Dissertation**

von

Philipp Kautzmann, M. Sc.

Tag der mündlichen Prüfung: 14. Juli 2023

Hauptreferent: Prof. Dr. rer. nat. Frank Gauterin

Korreferent: Univ.-Prof. Dr.-Ing. Tobias Düser



## Kurzfassung

Elektrofahrzeuge sind eine vielversprechende Alternative um lokale Emissionen zu reduzieren und die Effizienz unserer Mobilität zu steigern. Nach wie vor ist die Reichweite von Elektrofahrzeugen der größte Kostentreiber. Die Batterie muss dabei nicht nur den Antrieb, sondern auch alle Nebenverbraucher mit Energie versorgen, was die Reichweite zusätzlich reduziert.

Durch eine Lenkkraftunterstützung mittels radselektiven Antrieben kann mit der konventionellen Lenkkraftunterstützung ein Nebenverbraucher substituiert werden. Dieses Lenksystem bedarf einer Anpassung der Antriebsregelung sowie einer geeigneten Vorderradaufhängung.

Im Rahmen dieser Arbeit wurde eine Methodik hergeleitet, um geeignete Radaufhängungen zu entwickeln. Dabei konnten die Anforderungen an Fahrwerksysteme mathematisch zugänglich gemacht und in den konventionellen Fahrwerkentwicklungsprozess integriert werden. Zudem wurde die Machbarkeit des Lenksystems anhand eines Demonstratorfahrzeugs nachgewiesen.

Durch diese Arbeit ist es möglich, die spezielle Anpassung eines Fahrwerks für Lenkkraftunterstützungssysteme mittels radselektiven Antrieben bereits im frühen Entwicklungsstadium sicherzustellen.



# Abstract

## **Development method for suspension systems in vehicles with a steering system powered by wheel individual drives**

E-Mobility is a promising opportunity to reduce local emissions and lead to a more efficient mobility. Still the driving range has the highest impact on the price of electric vehicles. The battery not only provides propulsion but also provides energy to other systems, such as the electric power steering system, reducing the vehicles range. Using a power steering system powered by wheel individual drives, this issue might be solved. Therefore the suspension system and the drive control systems need to be redeveloped.

Within this thesis a method was developed to design suspension systems suitable for the novel steering system. The additional requirements were translated into mathematical functions and implemented into a state of the art chassis development process. A demonstrator vehicle was built to prove the concept.

With the results of this thesis it is possible to adapt a suspension system for the novel steering system early in the vehicles development process.



## Danksagung

Die vorliegende Arbeit entstand im Wesentlichen während meiner Tätigkeit als Doktorand am Institut für Fahrzeugsystemtechnik des KIT sowie dem e<sup>2</sup>-Lenk Kooperationsbüro am Schaeffler Hub for Advanced Research am Karlsruher Institut für Technologie (SHARE am KIT) in der Abteilung Automatisierte Mobilität. Nach Abschluss dieser Dissertation bedanke ich mich bei allen, die direkt oder indirekt zum Gelingen dieser Arbeit beigetragen haben.

Ein großer Dank gilt Herrn Prof. Dr. rer. nat. Frank Gauterin für die Betreuung dieser Arbeit. Sein stets in mich gesetztes Vertrauen und die mir gewährten Freiräume haben wesentlich zum Erfolg dieser Arbeit beigetragen. Zudem ermutigte er mich, meine Forschungsergebnisse in zahlreichen Veröffentlichungen und Tagungsbeiträgen zu präsentieren.

Mein besonderer Dank gilt Herrn Univ.-Prof. Dr.-Ing. Tobias Düser für die kurzfristige Übernahme des Korreferats, die unkomplizierte Zusammenarbeit und seine Flexibilität. Herzlichen Dank für die stets konstruktiven und zielführenden Anmerkungen und Anregungen.

Ein ganz besonderer Dank gilt Herrn Dr.-Ing. Michael Frey, stellvertretender Institutsleiter, sowie Leiter der Forschungsgruppe Fahrwerk und Antrieb des Instituts für Fahrzeugsystemtechnik am KIT, für seine außerordentliche Unterstützung und persönliche Förderung.

Des Weiteren bedanke ich mich bei meinem sehr geschätzten Kollegen Herrn Prof. Dr.-Ing. Jürgen Römer. Ohne ihn wäre diese Arbeit nicht möglich gewesen.

Danke auch an Herrn Dr.-Ing. Ralf Stopp, der mit dem SHARE am KIT einen inspirierenden und zukunftsweisenden Schaeffler Standort in Karlsruhe etabliert hat. Danke für die Möglichkeit, ein Teil dieser großartigen Gemeinschaft gewesen zu sein.

Ebenso danke ich allen Kolleginnen und Kollegen am KIT und bei Schaeffler für die angenehme und hilfreiche Zusammenarbeit sowie den zahlreichen Studierenden für die tatkräftige Unterstützung. Ohne sie wäre diese Arbeit nicht möglich gewesen.

Ganz herzlich danke ich meiner Familie für das Ermöglichen meines bisherigen Lebenswegs, die immerwährende Unterstützung und das nie endende Vertrauen. Ebenso danke ich allen Freunden, die mich auf diesem Weg begleitet haben.

Nicht zuletzt danke ich ganz besonders meiner Frau für das akribische Korrekturlesen, den andauernden Rückhalt, ihre Stütze und das Verständnis in den harten Zeiten der Erstellung dieser Arbeit.

Ich widme diese Arbeit meiner Großmutter Elfriede und meinem Onkel Dieter, welche den Abschluss der Arbeit leider nicht mehr miterleben konnten.

# Inhaltsverzeichnis

<b>1</b>	<b>Einleitung</b>	<b>1</b>
1.1	Ausgangssituation und Problemstellung	2
1.2	Zielsetzung	3
1.3	Methodik	4
<b>2</b>	<b>Grundlagen</b>	<b>7</b>
2.1	Der Entwicklungsprozess von PKW-Fahrwerken	7
2.2	Anforderungen an Fahrwerk- und Lenksystem	9
2.3	Technische Grundlagen	13
2.3.1	Fahrwerkparameter	13
2.3.2	Entstehung des Lenkradmoments	14
2.3.3	Virtuelle Lenkachse bei Mehrlenker-Fahrwerken	19
2.3.4	Einflüsse des Antriebskonzepts auf die Lenkung	20
2.3.5	Beeinflussung des Lenkmoments durch Aufbaue- der und -dämpfer	21
2.3.6	Konventionelle elektromechanische Lenkkraftun- terstützung	22
2.3.7	Lenkkraftunterstützung mittels radselektiver Antriebe	23
2.3.8	Bewertungsmethodik technischer Systeme	25
2.4	Stand der Forschung	26
2.4.1	Störende Lenkmomente aufgrund von radselektiven Antrieben	27

2.4.2	Skid-Steering und Torque Vectoring . . . . .	27
2.4.3	Lenkkraftunterstützung durch radselektives Bremsen	28
2.4.4	Lenkkraftunterstützung durch radselektives Antreiben der gelenkten Achse . . . . .	29
2.5	Zusammenfassung und Definition des Forschungsbedarfs . .	31
<b>3</b>	<b>Methodik zur Fahrwerkentwicklung . . . . .</b>	<b>33</b>
3.1	Randbedingungen der Fahrwerksentwicklung . . . . .	33
3.1.1	Anforderungen an PKW-Fahrwerke mit LMRA . . .	34
3.1.2	Betrachteter Designraum . . . . .	36
3.2	Bewertungsmethodik . . . . .	38
3.2.1	Objektivierung der Anforderungen . . . . .	42
3.2.2	Bewertungsmodell . . . . .	51
3.2.3	Plausibilisieren des Bewertungsprozesses . . . . .	54
3.3	Ergebnisse der Bewertungsmethodik . . . . .	61
3.3.1	Ergebnisse ohne Gewichtung der Bewertungskriterien	61
3.3.2	Ergebnisse mit Gewichtung der Bewertungskriterien	63
3.3.3	Erweiterungsmöglichkeiten der Methode . . . . .	65
<b>4</b>	<b>Anwendung der Methodik am Beispiel eines Demonstratorfahrzeugs . . . . .</b>	<b>67</b>
4.1	Das Demonstratorfahrzeug im Projekt e <sup>2</sup> -Lenk . . . . .	68
4.1.1	Anforderungen an das Demonstratorfahrzeug im Maßstab 1:1,5 . . . . .	68
4.1.2	Antriebssystem . . . . .	69
4.2	Fahrwerk- und Lenksystem . . . . .	71
4.2.1	Auswahl des Fahrwerkskonzepts . . . . .	71
4.2.2	Anwendung der Methodik . . . . .	73
4.2.3	Auslegung der Fahrwerkskinematik . . . . .	76
4.2.4	Konstruktion der Vorderradaufhängung . . . . .	79
4.2.5	Lenksystem . . . . .	84

4.2.6	Realisiertes Fahrwerksystem . . . . .	86
4.2.7	Diskussion des ausgewählten Fahrwerkskonzepts . .	87
4.2.8	Gesamtfahrzeug ELF++ . . . . .	88
4.3	Versuch und Validierung . . . . .	90
4.3.1	Quasi-stationäre Kreisfahrt . . . . .	91
4.3.2	Slalomfahrt . . . . .	92
4.3.3	Antreiben und Bremsen auf gerader Strecke . . . . .	93
4.4	Auswertung und Diskussion . . . . .	94
4.4.1	Quasi-stationäre Kreisfahrt . . . . .	95
4.4.2	Slalomfahrt . . . . .	97
4.4.3	Antreiben und Bremsen auf gerader Strecke . . . . .	97
<b>5</b>	<b>Zusammenfassung . . . . .</b>	<b>101</b>
<b>6</b>	<b>Ausblick . . . . .</b>	<b>103</b>



# 1 Einleitung

Elektrofahrzeuge sind eine vielversprechende Alternative um lokale Emissionen zu reduzieren und die Effizienz unserer Mobilität zu steigern. In Fahrzeugen stellt der Verbrennungsmotor nicht nur den Antrieb dar, sondern versorgt auch alle Nebenverbraucher mit Energie. Beispielsweise benötigt die Lenkkraftunterstützung hydraulische oder elektrische Energie um den Fahrer zu entlasten. Bei Elektrofahrzeugen wird diese Energie von der Batterie bereitgestellt, was zu einer Reduktion der Reichweite führt. Betrachtet man die neuen Eigenschaften, die der radselektive Antriebsstrang mit sich bringt, kann für die Lenkkraftunterstützung ein neuer Ansatz verfolgt werden. [40]

Je nach Fahrzeugarchitektur besitzen Elektrofahrzeuge radselektive Antriebe an der gelenkten Achse. Durch diese kann das Lenkmoment beeinflusst werden. Grund dafür sind Fahrwerkparameter, welche dazu führen, dass Lenkmomente aufgrund von Antriebskräften in das Lenksystem induziert werden. In der Literatur spricht man auch vom sogenannten "Torque-Steer"-Effekt. Bei Fahrzeugen mit Verbrennungsmotor wird dieser Effekt oft negativ bewertet, da Antriebskräfte nicht fein genug und vor allem nicht radselektiv geregelt werden können um diesen zu nutzen. [56]

Im Bereich der Lenkmomente durch radselektive Antriebe lässt sich eine interessante Entwicklung feststellen. Mit der Einführung von Verteilerdifferentialen (z. B. Torsen-Verteilerdifferential) tauchten störende Lenkmo-

mente auf. Also versuchte man den dafür verantwortlichen Hebelarm in Fahrwerken durch konstruktive Maßnahmen zu verkleinern. Dementsprechend wird der dafür relevante Fahrwerkparameter auch Störkrafthebelarm genannt. Somit konnten radselektive Antriebe besser genutzt werden um zum Beispiel das Gierverhalten von Fahrzeugen zu verbessern, ohne dabei ein Lenkmoment zu erzeugen. Im Zuge von Steer-by-wire Systemen wurde erstmals versucht den “Torque-Steer”-Effekt zu nutzen (siehe Kapitel 2.4). Zuerst versuchte man diesen Effekt durch radselektive Bremsengriffe und später auch durch radselektive Antriebe gezielt zu nutzen um ein redundantes Lenksystem zu schaffen.

Um von dieser Eigenschaft zu profitieren, benötigt das Fahrzeug einen elektrischen Antriebsstrang, der mit einer sehr hohen Genauigkeit und Geschwindigkeit die Antriebsmomente regeln kann. Moderne, elektrische Antriebsmaschinen erfüllen diese Anforderung. Außerdem wird eine intelligente, sichere Regelung und eine geeignete Fahrwerksgeometrie benötigt.

Somit müssen zwei Teilgebiete untersucht werden um eine Lenkkraftunterstützung mittels radselektiven Antrieben zu realisieren. Zum einen müssen die Antriebsmomente an der gelenkten Achse intelligent geregelt werden. Zum anderen muss das Fahrwerk ein geeignetes Unterstützungspotential besitzen, dabei aber auch die üblichen Anforderungen an Fahrwerksysteme erfüllen. Die Herleitung einer Entwicklungsmethodik für geeignete Radaufhängungen liegt im Fokus dieser Arbeit.

### **1.1 Ausgangssituation und Problemstellung**

Wie bereits beschrieben, bietet Elektrifizierung von Fahrzeugen neue, ungenutzte Möglichkeiten. So lassen sich durch Einzelradantriebe sehr einfach radselektive Antriebe realisieren. Radselektive Antriebe oder Verteiler-

Differentiale ermöglichen eine schnelle und präzise Regelung der Antriebsmaschinen. Diese Eigenschaft wird hauptsächlich zur Beeinflussung der Gierrate genutzt. Befinden sich die Antriebe an der gelenkten Achse, wird das Lenksystem gewollt oder ungewollt durch die Antriebe beeinflusst. Dass dieser Effekt genutzt werden kann, um gezielt das Lenkmoment zu beeinflussen, wurde in mehreren Forschungsarbeiten bereits gezeigt (siehe Kapitel 2.5). Die untersuchten Systeme weisen allerdings Einschränkungen in Bezug auf die Fahrdynamik und dem Verhalten bei Störeinflüssen auf, wie zum Beispiel beim Beschleunigen und Bremsen auf unterschiedlichen Reibbelägen auf der linken und rechten Fahrzeugseite. Die Ergebnisse aus vergangenen Arbeiten zeigen aber auch ein weiteres Potential des Systems (siehe Kapitel 2.4.4). Allerdings stieß man bei den Forschungsaktivitäten immer auf Limitierungen des Systems, welche möglicherweise auf eine fehlende Fahrwerkoptimierung, den Einsatz eines nicht optimierten Antriebsstrangs oder einer zu stark vereinfachten Regelung zurückzuführen sind [60].

## 1.2 Zielsetzung

Im Forschungsprojekt e<sup>2</sup>-Lenk [40] sollte die Frage beantwortet werden, ob durch eine geeignete Fahrwerksgeometrie und eine geeignete Ansteuerung der radselektiven Antriebe an der Vorderachse eine Lenkkraftunterstützung mittels radselektiver Antriebe in Kraftfahrzeugen umgesetzt werden kann [40]. Aus diesem Grund wurden zwei Promotions-Projekte in diesem Forschungsbereich durchgeführt. So wurde parallel und in direkter Abstimmung im Rahmen der Arbeit von Jürgen Römer die passende Antriebsregelung für das Lenksystem entwickelt. Ziel der vorliegenden Arbeit ist eine Entwicklungsmethodik für Fahrwerke, welche für eine Lenkkraftunterstützung mittels radselektiven Antrieben geeignet sind. Ein weiteres Ziel ist die Entwicklung eines geeigneten Fahrwerks für ein Demonstratorfahrzeug mit

einem solchen Lenksystem. Dafür müssen die Anforderungen an Fahrwerke für diesen Einsatz hergeleitet und mit den üblichen Anforderungen an Fahrwerksysteme in Einklang gebracht werden. Hier muss untersucht werden, ob es möglich ist, all diese Anforderungen in einem Fahrwerk zu vereinen. Um den Entwicklungsprozess nicht zu aufwändig zu gestalten, soll der etablierte Fahrwerkentwicklungsprozess so gering wie möglich verändert werden. Dazu muss definiert werden, wie und wann diese Anforderungen im Fahrwerkentwicklungsprozess eines Fahrzeugs einfließen können. Aus dieser Erkenntnis soll eine Methodik erarbeitet werden, die es ermöglicht, all diese Anforderungen in den gewöhnlichen Entwicklungsprozess einzugliedern, Fahrwerke bezüglich ihrer Eignung zu bewerten und die besten Fahrwerke zu identifizieren. Anschließend soll diese Methodik am Beispiel eines Demonstratorfahrzeugs angewendet und damit der Funktionsnachweis der Methodik und des neuartigen Lenksystems erbracht werden.

### 1.3 Methodik

Um die beschriebenen Ziele zu erreichen ist ein methodisches Vorgehen notwendig. Das methodische Vorgehen in dieser Arbeit wird in Abbildung 1.1 dargestellt. Ausgehend von einer Recherche zum Stand der Forschung im Bereich Torque-Steering oder Beeinflussung von Lenkmomenten aufgrund von Antriebsmomenten wird daraus der Forschungsbedarf im Bereich Fahrwerk definiert. Aus dem Forschungsbedarf und dem Stand der Technik werden die Anforderungen an Fahrwerke für Lenkkraftunterstützungssysteme mittels radselektiven Antrieben aufgezeigt und definiert. Diese Anforderungen werden anschließend objektiviert und damit mathematisch zugänglich gemacht, um sie in einem Bewertungsmodell automatisiert bewerten zu können. Danach wird erarbeitet, wie diese Anforderungen in einen Serien-Fahrwerk-Entwicklungsprozess eingegliedert werden können und eine Entwicklungsmethodik abgeleitet. Diese beinhaltet ein Bewertungsmodell.



Abbildung 1.1: Methodisches Vorgehen in der vorliegenden Arbeit

dell, welches in der Lage ist, eine große aber endliche Menge an Fahrwerken zu bewerten, die besten Fahrwerke zu finden und das Ergebnis in den Serienentwicklungsprozess einzugliedern. Dieses Vorgehen basiert auf der Methodik aus dem Buch "Bewertung technischer Systeme"[8]. Hieraus wird eine Entwicklungsmethodik für Fahrwerke definiert um Anforderungen an das Fahrwerk mathematisch zugänglich zu machen und gegeneinander gewichten zu können. Diese Methodik wird plausibilisiert bevor sie am Fahrwerk eines Demonstratorfahrzeugs angewendet wird.

Nach dem theoretischen Teil wird die Entwicklungsmethodik am Beispiel eines Demonstratorfahrzeugs angewandt. Die Realisierung dieses Fahrwerks wird beschrieben und das neuartige Lenksystem mit diesem validiert. Dies umfasst die Auslegung, Konstruktion und Realisierung der vorderen Radaufhängung für das Demonstratorfahrzeug. Anhand von Fahrversuchen

wird das generierte Fahrwerk bewertet. Die Arbeit schließt mit einer Diskussion der Ergebnisse und liefert einen Ausblick über die Zukunft von Lenkkraftunterstützungssystemen mittels radselektiven Antrieben.

## 2 Grundlagen

In diesem Kapitel werden alle wichtigen Grundlagen erläutert, die zum Verständnis der vorliegenden Arbeit benötigt werden. Aufbauend auf den Methoden zur Fahrwerksentwicklung werden die in dieser Arbeit relevanten Anforderungen an Fahrwerk- und Lenksysteme von Personenkraftwagen (PKW) zusammengefasst. Anschließend werden die technischen Grundlagen in den Bereichen Fahrwerkstechnik und Bewertungsmethodik hergeleitet. Es folgt der Stand der Forschung und die anschließende Definition des Forschungsbedarfs. Für weiterführende Informationen kann auf die zitierte Literatur zurückgegriffen werden. Die Eignung von Fahrwerken für LMRA<sup>1</sup> hängt vor allem von den radseitigen Fahrwerksparametern ab. Weitere Fahrwerkseigenschaften wie zum Beispiel die Federrate werden in diesem Werk vernachlässigt. Weiter wird die Entstehung des Lenkradmoments beschrieben und einige Einflussfaktoren ergänzt, die über den Stand der Technik hinausgehen.

### 2.1 Der Entwicklungsprozess von PKW-Fahrwerken

Durch die kürzer werdenden Entwicklungszyklen von Fahrzeugen steigen die Herausforderungen an die Fahrwerkentwicklung. Um das Risiko in der Serie gering zu halten, werden bei einem neuen Automodell viele Teilsysteme nicht komplett neu entwickelt. So werden auch bei der Fahrwerkent-

---

<sup>1</sup> Lenkkraftunterstützung mittels radselektiver Antriebe



Abbildung 2.1: Der Fahrwerkentwicklungsprozess von Serienfahrwerken nach Ersoy [18]

wicklung in der Regel viele Eigenschaften von Vorgängermodellen übernommen. Die Fahrwerkentwicklung kann in sechs Phasen unterteilt werden (siehe Abbildung 2.1) : Planungs- und Definitionsphase, Konzeptphase, virtuelle Simulation, Serienentwicklung und Absicherung, Hardware-in-the-Loop Simulationen und die serienbegleitende Entwicklung. [18]

In der Planungs- und Definitionsphase wird das vorläufige Fahrzeuglastenheft erstellt. Stehen die Anforderungen an das Gesamtfahrzeug fest, können daraus die Anforderungen auf Systemebene (z. B. Vorderachse oder Hinterachse) festgelegt werden. [18]

Weiter werden daraus Anforderungen an die Subsysteme (z. B. Lenkung, Bremsen und Radaufhängungen) und zuletzt Anforderungen auf Ebene der Komponenten abgeleitet. Man spricht dabei von einer Zielwertkaskadierung. In dieser Phase fließen die Ergebnisse der vorliegenden Arbeit in den

Fahrwerksentwicklungsprozess ein. Auf Subsystemebene werden die Anforderungen für die vordere Radaufhängung festgelegt. Zu den Anforderungen der vorderen Radaufhängung gehören unter anderem Fahrwerkparameter, die in Abschnitt 2.3.1 erläutert werden. Die in Kapitel 3 erarbeitete Methode ermöglicht es, diese Anforderungen mathematisch zugänglich zu machen und die Fahrwerkparameter anforderungsgerecht für den Einsatz einer Lenkkraftunterstützung mittels radselektiven Antrieben auszulegen und zu optimieren. [18]

An die Planungs- und Definitionsphase knüpft die Konzeptphase an. In dieser Phase wird das Fahrwerkkonzept durch ein oder mehrere Konzeptfahrzeuge abgesichert. Anschließend werden das Fahrwerk und Lenksystem in der virtuellen Simulation optimiert. In der vorliegenden Arbeit wurde hierfür IPG CarMaker und IPG Kinematics verwendet. Danach startet die Serienentwicklung, welche im Rahmen dieser Arbeit aber nur eine untergeordnete Rolle spielt. [18]

## **2.2 Anforderungen an Fahrwerk- und Lenksystem**

Nachfolgend werden die bedeutenden Anforderungen an ein Fahrzeug mit LMRA beschrieben. Dabei wird auf Anforderungen an die Auslegung des Fahrwerks, des Lenksystems, der Antriebsmomente und der Bremsen eingegangen. Darüber hinaus werden Crash- und Bauraumanforderungen erläutert. Laut [27] sollte das Fahrwerk die Stellung der Räder zum Aufbau und zur Straße in allen Fahrsituationen so halten, dass die Fahrzeugführung nicht gestört ist. Das Lenksystem muss ein leichtes und sicheres Lenken ermöglichen [10], [43]. Das Fahrzeug muss mit der bauartbedingten Höchstgeschwindigkeit geradeaus fahren können [19]. Die Lenkanlage darf den Fahrer bei Unfallstößen nicht gefährden [20]. Außerdem soll die Lenkanlage ein präzises Lenken ermöglichen [62]. Des Weiteren ist es von hoher

Bedeutung, unerwünschte Hub-, Wank- und Rollbewegungen zu minimieren. Weitere Details finden sich in der Studienarbeit von Felix Spannagel [65].

Das Fahrwerk sollte außerdem eine hohe Steifigkeit besitzen, um Kräfte direkt übertragen zu können. Eine weitere Anforderung ist das Verhindern der Weiterleitung von Schwingungen und Stößen, die vom Rad ausgehen. Anforderungen an moderne Fahrwerke bezüglich Fahrkomfort sowie elastokinematische Effekte werden im Rahmen dieser Arbeit allerdings nicht berücksichtigt [21]. Bezogen auf das Lenksystem muss das Fahrwerk für eine schnelle, gleichmäßige Lenkradrückstellung sorgen. Des Weiteren muss das Lenksystem ein untersteuerndes bis neutrales Eigenlenkverhalten aufweisen. Eine weitere wichtige Anforderung ist, dass dem Fahrer in allen Fahrsituationen ein direktes Gefühl zur Straße vermittelt wird.

Zudem sind die Gelenkpunkte so anzuordnen, dass die Ackermannbedingung erfüllt wird [27]. Es ist darauf zu achten, dass die Zahnstangenkraft im Bereich zwischen 6 kN bei Kleinstwagen und 15 kN bei Oberklassefahrzeugen liegt [61]. Im Crashfall darf die Energieaufnahme durch das Lenksystem nicht behindert werden. Des Weiteren sollen sich die Achsbau- teile bei Überlastung zwar verformen, dürfen aber keinesfalls brechen. Aufgrund des begrenzten Bauraums in Radnähe sollten die erforderlichen Rad- kastenräume nach [27] möglichst klein gehalten werden. Außerdem sollte die Radaufhängung so gestaltet werden, dass ausreichend Bauraum für den Antriebsstrang zur Verfügung steht. Bei der Nutzung von radselektiven An- triebsmomenten sind Störungen wie z. B. durch Drehmomentschwankungen von der Lenkung fernzuhalten.

Eine weitere Anforderung ist es sicherzustellen, dass das Lenkmoment durch links- und rechtsseitig ungleiche Reibwerte nicht gestört wird. Statt- dessen sollte der Fahrer beim Gegenlenken unterstützt werden. Zudem ist

bei der Fahrwerksauslegung darauf zu achten, dass Antriebsmomente die Lenkung nicht negativ beeinflussen. Eine wichtige Anforderung bei der Auslegung der Bremsanlage ist, dass Notfallbremsungen für den Fahrer beherrschbar bleiben [27]. Ein übergeordnetes Ziel bei der Fahrwerksauslegung ist es, die Fahrwerksparameter gezielt zu nutzen und auszulegen. Die Relevanz der Hebelarme im Zusammenhang mit radselektiven Antrieben wird im Kapitel 2.3.1 aufgezeigt.

Weiter gehen Anforderungen an das Fahrwerk- und Lenksystem aus Normen und gesetzlichen Randbedingungen hervor. Dabei werden die Themenbereiche Lenksystem, funktionale Sicherheit und Bremssystem betrachtet. Zunächst muss die ECE-Regel Nr. 79 [73] berücksichtigt werden, die sich auf Lenksysteme bezieht. Hierbei muss das Lenksystem eine selbstständige Rückstellung aufweisen. Im Falle einer Störung muss die Geradeausfahrt gewährleistet werden und das Lenken möglich sein. Dies bedeutet ebenfalls, dass keine ungewollte Änderung des Lenkwinkels auftritt. Die maximal zulässige Betätigungskraft bei einem Ausfall der Lenkkraftunterstützung liegt bei 300 N. Im Normalbetrieb darf die Betätigungskraft 150 N nicht überschreiten [73]. Die ECE-Regel Nr. 12 [74] bezieht sich auf die Lenkanlage bei Unfallstößen. Hierbei ist der Schutz des Fahrzeugführers bei einem Crash zu gewährleisten. Daher ist eine maximale Verschiebung der Lenksäule um 12,7 cm festgesetzt. Die durch die Lenkanlage induzierten Kräfte, die auf einen Dummy wirken, müssen limitiert sein. Außerdem darf das Lenkrad keine scharfen Kanten aufweisen. [74]

Außerdem fordert die ECE-Regel Nr. 79 [73] ein leichtes, sicheres Lenken und die Lenkbarkeit des Fahrzeugs bei Ausfall der Lenkhilfe. Des Weiteren ist die ISO Norm 26262 [28] zur funktionalen Sicherheit zu berücksichtigen. Laut der Norm muss sichergestellt werden, dass eine Software die funktionelle Sicherheit von sicherheitsrelevanten Punkten gewährleistet. Dabei wird in verschiedenen Sicherheitsstufen unterteilt. Die Erfüllung dieser ISO

Norm ist freiwillig, wird jedoch von den OEMs<sup>2</sup> gefordert. Die ECE-Regel Nr. 13 H [75] gibt Bedingungen zur Genehmigung von Fahrzeugen hinsichtlich der Bremse vor. Laut dieser ECE-Regelung muss das System in allen Betriebszuständen das Abbremsen des Fahrzeugs ermöglichen. Um dies zu gewährleisten, muss das Bremssystem sinnvoll auf alle Räder aufgeteilt werden.

Die ECE-Regel Nr. 13 H [75] schreibt außerdem vor, dass Kraftfahrzeuge zwei voneinander unabhängige Bremsanlagen besitzen müssen. Die mittlere Verzögerung sollte größer als  $5 \text{ m/s}^2$  sein. Bei E-Fahrzeugen darf eine der beiden Bremsanlagen eine elektrische Widerstands- oder Kurzschlussbremse sein. Aus dieser Analyse kann abgeleitet werden, dass die geometrischen Größen im Fahrwerk nicht frei wählbar sind, sondern normativen und gesetzlichen Randbedingungen unterliegen.

Im Hinblick auf die Konstruktionsrichtlinien sind ein Nachlauf und eine Vorspur für die Erfüllung der geforderten selbstständigen Rückstellung und des Geradeauslaufs zwingend erforderlich. Aufgrund der vorgegebenen maximalen Betätigungskraft im Störfall wird eine minimale Lenkübersetzung notwendig.

Aus den Brems- und Antriebsrichtlinien folgt die Notwendigkeit der Existenz zweier voneinander unabhängigen Bremsanlagen. Dabei muss außerdem die Bremsfunktionalität der Antriebe berücksichtigt werden. Zudem wirkt sich die Anforderung einer sicheren Gefahrenbremsung auf die Konstruktionsparameter des Fahrwerks aus, da hierbei ein kleiner Lenkrollradius erforderlich ist.

---

<sup>2</sup> Original Equipment Manufacturer. (dt.: Hersteller des Originalerzeugnisses)

## 2.3 Technische Grundlagen

Zu Beginn werden die wichtigsten Fahrwerksgrößen erläutert. Alle Größen wurden in Anlehnung an das Fahrwerkshandbuch von Heißing [27] benannt. Davon ausgehend wird die Entstehung des Lenkradmoments beschrieben. Weiter werden drei Sonderfälle beschrieben aufgrund derer das Lenkmoment zusätzlich beeinflusst wird.

### 2.3.1 Fahrwerksparameter

Im Folgenden werden die für eine LMRA wichtigen Fahrwerksparameter benannt. Für weitere Informationen kann das Werk von Heißing [27] herangezogen werden. Je nach Literatur können unterschiedliche Definitionen und Methoden zur Optimierung dieser Parameter vorkommen [15]. Daher werden die in diesem Werk verwendeten Bezeichnungen im Folgenden definiert.

Abbildung 2.2 zeigt die Fahrwerksparameter, welche die Eignung des Fahrwerks für eine LMRA beeinflussen. Die nicht dargestellte X-Achse des Koordinatensystems im linken Teil der Abbildung zeigt in Fahrtrichtung, die Y-Achse nach links und die Z-Achse nach oben. Die Gerade durch die Gelenkpunkte E und G bildet die Lenkachse. Der Lenkrollradius  $r_0$ , auch Lenkrollhalbmesser genannt, beschreibt den Abstand zwischen Reifenmittelebene und Durchstoßpunkt der Lenkachse mit dem Boden. Der horizontale Abstand der Lenkachse zur Radnabe wird Spreizungsversatz  $r_\sigma$  genannt. Der Abstand  $r_{AN}$  beschreibt der Störkrafthebelarm, welche im Laufe der Arbeit auch Antriebskrafthebelarm genannt wird. Beide Definitionen sind gültig und beschreiben den gleichen Hebelarm. Der Winkel zwischen Lenkachse und der Vertikalen ist der Spreizwinkel  $\sigma$ . Durch diesen kann der Durchstoßpunkt der Lenkachse (Punkt A) mit dem Boden z. B. weiter außen als

Tabelle 2.1: Fahrwerksparameter

Abkürzung	Größe	Anmerkung
$r_0$	Lenkrollradius	Lenkrollhalbmesser
$r_{BR}$	Bremskrafthebelarm	
$r_{AN}$	Störkrafthebelarm oder Antriebskrafthe- belarm	
$r_\sigma$	Spreizungsversatz	
$\sigma$	Spreizungswinkel	
$\gamma$	Sturzwinkel	
$n$	Nachlaufstrecke	Alte Bezeichnung: $r_k$
$l_{NLV}$	Nachlaufversatz	
$\tau$	Nachlaufwinkel	

die mechanischen Gelenkpunkte liegen. Der dargestellte Sturzwinkel  $\gamma$  stellt den Winkel zwischen der Reifenmittelebene und der Z-Achse dar. Von der Seite betrachtet lassen sich die Parameter erkennen, welche den Nachlauf einer Achse beeinflussen. Der Nachlaufversatz  $l_{nlv}$  und der Nachlaufwinkel  $\tau$  bilden die Nachlaufstrecke auf der Fahrbahnebene. [27]

### 2.3.2 Entstehung des Lenkadmoments

In den folgenden Abschnitten wird die Entstehung des Lenkmoments beschrieben. Alle Reifenkräfte im Reifenlatsch verursachen Lenkmomente, die der Fahrer als Lenkaufwand überwinden muss [55]. Das Lenkmoment bildet sich um die Lenkachse im Fahrwerk aus und wird über Spurhebel, Lenkstange und Lenkgetriebe an die Lenksäule weitergegeben. Im ersten Schritt wird das Lenkmoment um die Z-Achse berechnet. Durch Spreiz- und Nachlaufwinkel liegt die Lenkachse schräg im Raum. Eine Multiplika-

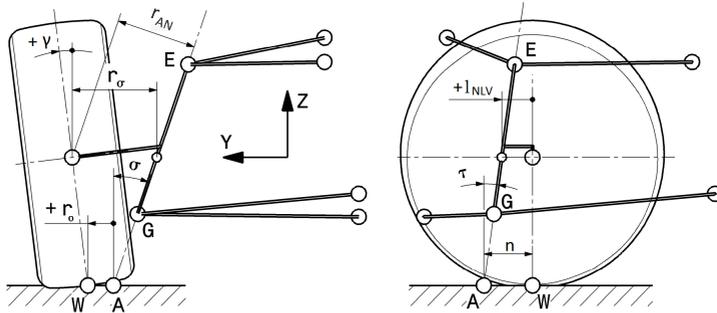


Abbildung 2.2: Die wichtigsten Fahrwerksparameter [49]

tion des Lenkmoments mit  $\cos(\sigma) \cdot \cos(\tau)$  projiziert das Lenkmoment auf diese Lenkachse [26].

Durch eine weitere Multiplikation mit  $\cos(\sigma) \cdot \cos(\tau)$  wird das Lenkmoment auf den wirksamen Anteil im Bezug auf die Zahnstange reduziert. Die vom Lenkwinkel abhängige Übersetzung zwischen Lenkachse und Zahnstange wird in dieser Arbeit zu einem konstanten Parameter  $i_R$  bzw.  $i_L$  vereinfacht. Die Übersetzung  $i_{LG}$  übersetzt die Zahnstangenkraft in das Lenkradmoment. Diese Übertragungsfunktionen befinden sich in allen folgenden Gleichungen.

### Lenkmoment aufgrund von Radlasten

Reifenkräfte in z-Richtung links  $F_{z,FL}$  und rechts  $F_{z,FR}$  werden über den Radlasthebelarm  $p$  auf das Lenksystem übertragen. Der Radlasthebelarm ist abhängig vom Radlenkwinkel und muss deshalb links  $p_L$  und rechts  $p_R$  separat betrachtet werden. Aus diesem Grund genügt es hier nicht, die vereinfachte Betrachtung von Mitschke [51] heranzuziehen. Daher wird diese Formel im folgenden Kapitel erweitert. Mit folgender Formel kann der Rad-

lasthebelarm nach Mitschke [51] vereinfacht in Konstruktionslage (wenn das Rad genau geradeaus steht) berechnet werden:

$$p = r_0 \cdot \tan(\tau) + n \cdot \tan(\sigma) [49] \quad (2.1)$$

Der Lenkrollradius  $r_0$  und der Nachlauf  $n$  sind abhängig vom Lenkwinkel  $\delta$ . Die Bachelorarbeit von Roman Jörger [37] zeigt jedoch, dass die Lenkwinkelabhängigkeit des Lenkrollradius nur einen geringen Einfluss auf das Handmoment hat. Die Lenkwinkelabhängigkeit des konstruktiven Nachlaufs kann wie folgt beschrieben werden:

$$n(\delta) = n_{k0} + r_{dyn} \cdot (\tan(\sigma) \cdot \sin(\delta) - (1 - \cos(\delta)) \tan(\tau)) [37] \quad (2.2)$$

Wobei  $n_{k0}$  den Nachlauf in Konstruktionslage,  $r_{dyn}$  den dynamischen Rollradius und  $\delta$  den Radlenkwinkel beschreibt. Setzt man diese Gleichung in 2.1 ein so ergibt sich folgende Gleichung des Radlasthebelarms links bzw. rechts  $p_{l,r}$ :

$$p_{l,r}(\delta) = r_0 \cdot \tan(\tau) + (n_{k0} + r_{dyn} \cdot (\tan(\sigma) \cdot \sin(\delta) - (1 - \cos(\delta)) \cdot \tan(\tau))) \cdot \tan(\sigma) \quad (2.3)$$

Das lenkwinkelabhängige Handmoment aufgrund der Radlast ergibt sich damit zu:

$$M_{H,Radlast} = (F_{z,FR} \cdot p_R(\delta) \cdot i_R - F_{z,FL} \cdot p_L(\delta) \cdot i_L) \cdot i_{LG} \cdot \cos^2(\sigma) \cdot \cos^2(\tau) \quad (2.4)$$

Somit liegt eine Gleichung vor, mit der das lenkwinkelabhängige Lenkmoment am Lenkrad bestimmt werden kann.

## Lenkmoment aufgrund von Seitenkräften

Das Lenkmoment aufgrund von Seitenkräften wird oft auch Rückstellmoment genannt. Es beschreibt das Moment, welches durch die Seitenkraft über den Nachlauf erzeugt wird. Nach [27] kann dieses vereinfacht ausgedrückt werden:

$$M_{z,\text{Rückstellmoment}} = F_y \cdot n \quad (2.5)$$

$M_{z,\text{Rückstellmoment}}$  beschreibt das Rückstellmoment am Rad. Um das Moment auf das Lenkrad zu beziehen teilt man die Anteile links und rechts auf und ergänzt die Übersetzung zwischen Radträger und Zahnstange sowie die Lenkgetriebeübersetzung. Damit ergibt sich folgende Gleichung [26]:

$$M_{H,\text{Seitenkraft}} = (F_{y,FR} \cdot n \cdot i_R - F_{y,FL} \cdot n \cdot i_L) \cdot i_{LG} \cdot \cos^2(\sigma) \cdot \cos^2(\tau) \quad (2.6)$$

Wobei  $i_L$  die Lenkübersetzung des Lenkgetriebes und  $i_{LG}$  die Übersetzung der Lenkgeometrie beschreibt. Die Lenkwinkelabhängigkeit wird im Rahmen dieser Arbeit nicht genauer betrachtet, da diese für das Auslegungsverfahren nicht benötigt wird.

## Lenkmoment aufgrund von Antriebskräften

Zur Berechnung des Lenkmoments aufgrund von Antriebskräften kann ebenfalls die vereinfachte Gleichung aus [27] erweitert werden:

$$M_{z,\text{Antriebskraft}} = F_x \cdot r_{AN} \quad (2.7)$$

Auch hier beschreibt  $M_{z,\text{Antriebskraft}}$  das Lenkmoment am Rad. Um das Moment ebenfalls auf das Lenkrad zu beziehen teilt man wiederum die Anteile links und rechts auf und ergänzt wie oben die Übersetzung zwischen

Radträger und Zahnstange sowie die Lenkgetriebeübersetzung. Damit ergibt sich folgende Gleichung:

$$M_{H,Antriebskraft} = (F_{x,FR} \cdot r_{AN} \cdot i_R - F_{x,FL} \cdot r_{AN} \cdot i_L) \cdot i_{LG} \cdot \cos^2(\sigma) \cdot \cos^2(\tau) \quad (2.8)$$

Auch hier wird die Lenkwinkelabhängigkeit vernachlässigt, da sie für die Bewertungsmethodik nicht benötigt wird.

### Lenkmoment aufgrund von Bremskräften

Zuletzt wird noch eine Gleichung für den Einfluss von Bremskräften auf das Handmoment beschrieben. Die Unterscheidung zwischen Antriebs- und Bremskräften in Bezug auf das Lenkmoment wird in Kapitel 2.3.4 genauer beschrieben. Vereinfacht lässt sich dieses Handmoment analog zum Lenkmoment aufgrund von Antriebskräften wie folgt beschreiben:

$$M_{z,Bremskraft} = F_x \cdot r_{BR} \quad (2.9)$$

Dabei ist zu berücksichtigen, dass es sich bei  $F_x$  nun um Bremskräfte handelt. Ergänzt man die Berücksichtigung der Anteile links und rechts, die Übersetzung zwischen Radträger und Zahnstange sowie die Lenkgetriebeübersetzung erhält man folgende Gleichung [63]:

$$M_{H,Bremskraft} = (F_{x,FR} \cdot r_{BR} \cdot i_R - F_{x,FL} \cdot r_{BR} \cdot i_L) \cdot i_{LG} \cdot \cos^2(\sigma) \cdot \cos^2(\tau) \quad (2.10)$$

Somit wurden für die relevanten Einflüsse auf das Lenkmoment Gleichungen definiert, welche die Wirkung der jeweiligen Radkraft auf das Handmoment projizieren. Dabei ist zu beachten, dass es sich noch immer um vereinfachte Gleichungen handelt, welche im Rahmen dieser Forschungsar-

beit ausreichend genau sind und die wichtigen Einflüsse abbilden. Für einen eventuellen Serienentwicklungsprozess müssen diese Gleichungen nochmals produktspezifisch hinterfragt werden.

### 2.3.3 Virtuelle Lenkachse bei Mehrlenker-Fahrwerken

Fahrwerke mit aufgelösten Querlenkern besitzen virtuelle Gelenkpunkte. Diese können vereinfacht durch den Schnittpunkt von jeweils zwei Lenkern gebildet werden. Diese virtuellen Gelenkpunkte spannen die virtuelle Lenkachse auf. Dieser Art der Radaufhängung bietet einen wichtigen Vorteil. Die Lenkachse wird nicht mehr durch mechanische Gelenke definiert,

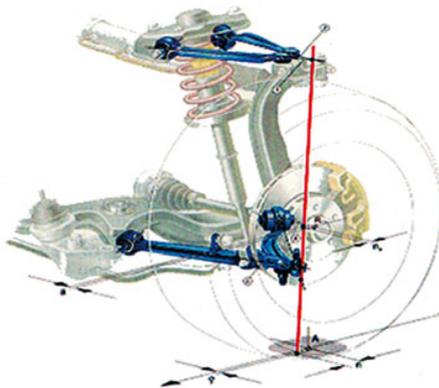


Abbildung 2.3: Virtuelle Lenkachse - Die virtuellen Gelenkpunkte liegen weiter außen als die mechanischen Gelenkpunkte und damit im Bauraum der Bremsscheibe [27]

welche Bauraum in der Konstruktion benötigen. So ist es möglich diese virtuellen Gelenkpunkte frei im Raum anzuordnen. Gerade bei schwierigen Bauraumsituationen ist das von Vorteil. Wie in Abbildung 2.3 dargestellt, geht die rote Lenkachse nicht durch die Endpunkte der blauen Querlenker. Der untere, virtuelle Gelenkpunkt liegt sogar in der Bremsscheibe.

Die virtuelle Lenkachse verschiebt sich beim Einlenken oder Einfedern der Radaufhängung, da sich die einzelnen Lenker relativ zueinander bewegen und die virtuellen Gelenkpunkte damit erheblich wandern können [27]. Diese Eigenschaft kann hinsichtlich einer LMRA in der Weise genutzt werden, dass Fahrwerke bei großen Lenkwinkeln ein höheres Unterstützungspotential bieten als in Konstruktionslage.

### 2.3.4 Einflüsse des Antriebskonzepts auf die Lenkung

Wie Reifenlängskräfte das Lenkmoment beeinflussen hängt auch von der Anordnung von Antriebsmaschinen und Friktionsbremsen ab. Das Antriebskonzept definiert die auf das Lenksystem wirkenden Hebelarme. Abbildung 2.4 zeigt die beiden wichtigen Antriebskonzepte. Der innen-liegende Antrieb (links) erzeugt Antriebsmomente, welche sich am Aufbau abstützen. Durch dieses Antriebsmoment wird die Kraft  $F_x$  virtuell in die Radnabe verschoben [27]. Reifenlängskräfte haben somit über den Störkrafthebelarm  $r_{AN}$  ein Lenkmoment zur Folge. Bei außenliegenden Antrieben (rechts) aber auch konventionell platzierten Bremsen ist dieser Effekt nicht zu beobachten. Reifenlängskräfte erzeugen über den Bremskrafthebelarm  $r_{BR}$  ein Lenkmoment. Der Begriff Bremskrafthebelarm wird in dieser Arbeit neu eingeführt, da in der Literatur bisher kein passender Begriff definiert wurde.

Konventionelle Fahrwerke besitzen in der Regel größere Störkraft- als Bremskrafthebelarme. Der innen-liegende Antrieb in Kombination mit konventionell platzierten Bremsen bietet somit die geeignete Grundlage für Fahrwerke für Lenkkraftunterstützungssysteme mittels radselektiven Antrieben. Durch die Entkopplung der Wirkung von Antriebs- und Bremskräften auf das Lenksystem kann so ein sicheres Fahrwerk mit ausreichendem Unterstützungspotential erreicht werden.

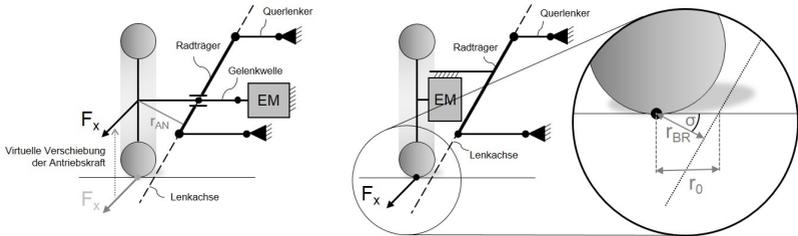


Abbildung 2.4: Antriebskonzepte - Radnaher Antrieb mit dem wirksamen Antriebskrafthebelarm  $r_{AN}$  (links); Radnabenantrieb oder Friktionsbremse mit dem wirksamen Bremskrafthebelarm  $r_{BR}$  (rechts) [40]

### 2.3.5 Beeinflussung des Lenkmoments durch Aufbaufeder und -dämpfer

Der Federbeinhebelarm wird in der Literatur nicht genauer definiert. In [68] wird der Effekt grob beschrieben. Ein am Radträger angebrachtes Federbein (oder Push-Rod) muss genau in der Lenkachse angebracht werden damit keine zusätzlichen Lenkmomente entstehen (siehe Abbildung 2.5).

Bei Fahrwerken mit einer virtuellen Lenkachse kann dies nur für einen bestimmten Lenkwinkel realisiert werden, da die Lenkachse wandert. Mehrlenker Radaufhängungen müssen daher mit einem zusätzlichen Lenkmoment zurechtkommen. Bei Serienfahrwerken wird deshalb ein sogenannter Traglenker verwendet, an welchem das Federbein angebracht wird. Dieser Effekt wird durch die Wahl eines geeigneten Fahrwerkskonzepts im weiteren Verlauf dieser Arbeit ausgeschlossen und nicht weiter berücksichtigt (siehe Kapitel 4.2.1).

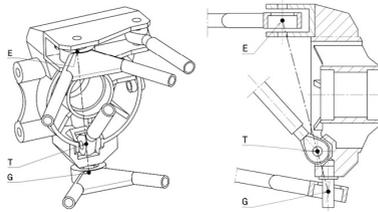


Abbildung 2.5: Beeinflussung des Lenkradmoments durch Einflüsse der Aufbaufeder - Die Anbindung der Aufbaufeder an den Radträger (T) befindet sich genau in der Lenkachse zwischen E und G [68]

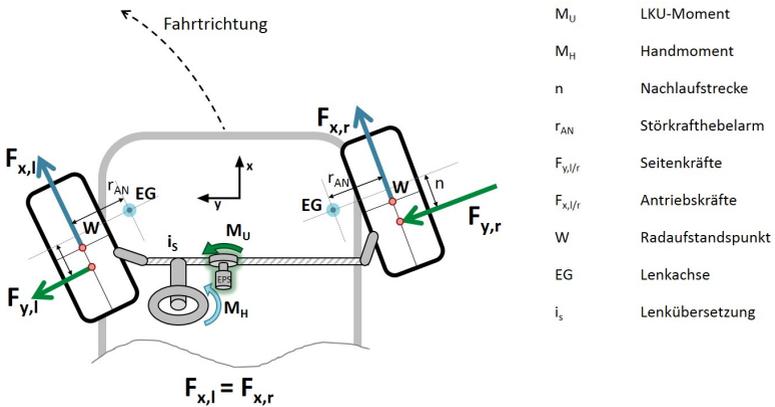


Abbildung 2.6: Funktionsprinzip einer konventionellen Lenkkraftunterstützung - Das durch Reifenkräfte induzierte Lenkmoment wird durch den Unterstützungsmotor (EPS) teilweise kompensiert [40]

### 2.3.6 Konventionelle elektromechanische Lenkkraftunterstützung

Abbildung 2.6 zeigt den vorderen Teil eines PKWs mit konventionellem Lenksystem. Beim Durchfahren einer Kurve wirken Kräfte im Reifen-Fahrbahn-

Kontakt. Wie zuvor beschrieben beeinflussen diese Kräfte das Lenkradmoment. So entstehen unter anderem durch Seitenkräfte  $F_{y,l,r}$  in Radaufstandspunkt  $W$  und der Nachlaufstrecke  $n$  Rückstellmomente welche vom Fahrer überwunden werden müssen. Werden die Kräfte und damit die Momente zu groß, muss der Fahrer unterstützt werden. In der Abbildung 2.6 geschieht das über die elektrische Hilfskraftlenkung (EPS) durch das Unterstützungsmoment  $M_U$ . EPS-Lenkungen sind bereits seit vielen Jahren etabliert [44], [9], [64], [59].

### 2.3.7 Lenkkraftunterstützung mittels radselektiver Antriebe

Im Folgenden wird das Funktionsprinzip hinter einer LMRA erläutert. Das Prinzip funktioniert auch als autonomes Lenksystem, im Rahmen dieser Arbeit wird allerdings nur der Fall einer Lenkkraftunterstützung betrachtet. Grundlage dafür ist eine mechanische Verbindung von den Rädern zum Lenkrad. Abbildung 2.7 zeigt den vorderen Teil eines PKW mit radselektivem Frontantrieb. Dieser Antrieb wird durch die grüne Umrandung der Räder in der Abbildung angedeutet. Die radselektiven Antriebe liefern gezielt

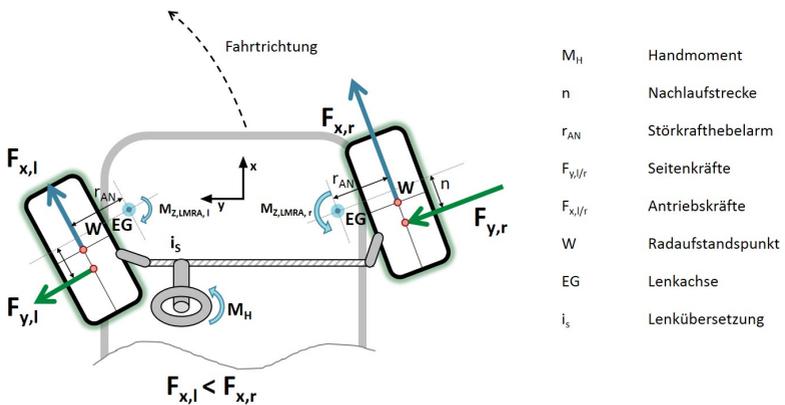


Abbildung 2.7: Funktionsprinzip [40]

unterschiedliche Antriebskräfte am linken und rechten Vorderrad. In Abbildung 2.7 wird der Fahrer beim Durchfahren einer Linkskurve unterstützt. Dazu muss vereinfacht gelten:

$$F_{x,l} < F_{x,r} \quad (2.11)$$

Durch den Störkrafthebelarm  $r_{AN}$  resultiert ein Lenkmoment  $M_{Z,LMRA}$  um die Lenkachse  $EG$ , welches auf der kurvenäußeren Seite entgegen das Rückstellmoment wirkt. Dabei beschreibt  $M_{Z,LMRA,l}$  das Lenkmoment um die linke Lenkachse  $EG,l$  und  $M_{Z,LMRA,r}$  das Lenkmoment um die rechte Lenkachse  $EG,r$ .

$$M_{z,LMRA,(l,r)} = F_x(l,r) \cdot r_{AN} \quad (2.12)$$

Sind die Antriebskräfte in der Reifenaufstandsfläche  $F_x(l,r)$  an den beiden Vorderrädern gleich groß, heben sich die induzierten Lenkmomente auf. Sind die beiden Antriebskräfte nicht gleich groß, wird ein resultierendes Lenkmoment in das Lenksystem induziert. Durch eine gezielte Nutzung dieses Sachverhalts kann eine Reduktion des notwendigen Handmoments  $M_H$  erreicht werden. [41]

### Regelung

Im Folgenden wird die dem Lenksystem zugrunde liegende Regelung vereinfacht beschrieben. Genauere Informationen können der Dissertation von Jürgen Römer [60] entnommen werden. Abbildung 2.8 zeigt die drei wichtigen Teilsysteme der Regelschleife. Das Regelsystem besteht aus dem Fahrer, Steuergerät und dem Fahrzeug. Für alle Systeme wurden separate Modelle eingeführt, welche im Rahmen dieser Arbeit allerdings nicht weiter beschrieben werden. Das Fahrermodell bekommt die Soll-Strecke als Eingangsgröße und kennt den Fahrzustand des Fahrzeugs. Wie im realen Fahrzeug steuert der Fahrer die Ausgangsgrößen des Fahr-

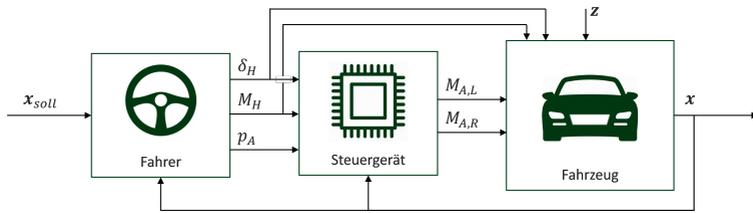


Abbildung 2.8: Regelung [60]

zeugmodells, also die Zustandsgrößen Lenkmoment  $\delta_H$ , Lenkradwinkel  $M_H$  und Fahrpedalposition  $p_A$ . Diese Informationen greift das Steuergerät auf und berechnet ebenfalls unter Berücksichtigung des Fahrzustands die Sollmomente  $M_{A,l,r}$  an den Antriebsmaschinen um die gewünschte Fahrzeugbewegung, aber auch das Lenkmoment im gewünschten Maße zu beeinflussen.

Das Fahrzeugmodell beschreibt ein Elektrofahrzeug mit radselektiven Antrieben an der gelenkten Vorderachse. Als Eingangsgrößen bekommt das Modell sowohl Informationen von Fahrermodell aufgrund der mechanischen Verbindung zwischen Lenkrad und Fahrwerk, als auch vom Fahrzeugsteuergerät. Zusätzlich wird das Fahrzeugmodell mit Störgrößen beaufschlagt um die Robustheit des Systems zu testen.

### 2.3.8 Bewertungsmethodik technischer Systeme

Die Anforderungen an ein Fahrwerk für Lenkkräftunterstützungssysteme mittels radselektiven Antrieben stehen im direkten Zielkonflikt zueinander. Um diesen Zielkonflikt aufzulösen ist eine Entwicklungsmethodik nötig, welche den Vergleich und die Bewertung verschiedener Fahrwerkvarianten ermöglicht. Hier bietet eine Bewertungsmethodik aus dem Buch „Bewerten technischer Systeme“ von Alois Breiing und Ryszard Knosala [8] eine gute

Basis: „Der grundsätzliche Bewertungsvorgang ist im Ansatz recht einfach und einleuchtend: Für eine endliche Menge von Lösungen beliebiger Art auf beliebigen Fachgebieten und in beliebigen Reifegraden, jedoch gleichen Informationsgehaltes, sind gemeinsame Bewertungskriterien aufzustellen, diese mit einheitlich erfassbaren und vergleichbaren Werten zu versehen (Wertungszahlen) und deren Summen (Wertigkeiten) als Wertvergleich gegenüber zu stellen, um so durch den höchsten Wert die beste und durch den niedrigsten Wert die schlechteste Lösung zu ermitteln.“[8]

Diese Methodik stellt die Basis für den weiteren Entwicklungsprozess dar und wird im Laufe dieser Arbeit erweitert, wie in Kapitel 3.2 beschrieben.

### **2.4 Stand der Forschung**

In diesem Kapitel wird der Stand der Forschung im Bereich der Lenkmoment-Beeinflussung durch radselektives Bremsen und Antreiben einer gelenkten Achse aufbereitet.

Publikationen in diesem Bereich können chronologisch in vier Phasen gegliedert werden. Bereits vor dem Jahr 2000 wurde das Giermoment durch radselektive Antriebe beeinflusst. Dabei wurde ein ungewollter Einfluss auf das Lenkmoment festgestellt. Folglich versuchte man den dafür verantwortlichen Hebelarm konstruktiv zu minimieren. Bei aktuellen Forschungs- und Entwicklungsarbeiten sollen radselektive Antriebe und Bremsen das Lenkmoment mit diesen Effekten gezielt positiv beeinflussen.

### **2.4.1 Störende Lenkmomente aufgrund von radselektiven Antrieben**

„Vorderachsangedriebene Fahrzeuge tendieren unter Längskraft zum eigenständigen Eindrehen“ und werden in einer Veröffentlichung von Leister [45] als sogenanntes Lenkungsreinfallen beschrieben. Mit der Verwendung von Sperrdifferentialen an der gelenkten Achse wurden störende Lenkmomente aufgrund von Antriebskräften festgestellt. In einer Veröffentlichung zum Thema Torque Vectoring an der Vorderachse tritt folgendes Problem auf: „Sobald ein Differenzmoment an der Vorderachse aufgebaut wird, können unerwünschte Störungen im Lenkverhalten, zum Beispiel Lenkungsziehen, auftreten. Hierbei fällt das Handmoment einseitig ab, die Lenkung kann im Extremfall sogar selbsttätig in eine Richtung drehen.“ [30]

Aus diesem Grund beschäftigten sich Arbeiten mit der Reduktion von Lenkmomenten. Konstruktive Hebelarme im Fahrwerk beeinflussen verursachte Lenkmomente. Im ersten Schritt der Entwicklung wurde versucht, die Rückwirkung auf die Lenkung zu minimieren. Beispielsweise versucht die Konstruktionsweise „RevoKnuckle“ die wirksamen Hebelarme bei McPherson Radaufhängungen zu minimieren. So reduziert sich das durch Antriebskräfte verursachte Lenkmoment. [22]

### **2.4.2 Skid-Steering und Torque Vectoring**

Fahrzeuge ohne lenkbare Achse zu manövrieren bzw. zu wenden ermöglicht die sogenannte Panzerlenkung. Im Zuge der Elektrifizierung von PKW wird auch diese Art der Lenkung erneut untersucht [25]. Mit modernen Regelverfahren ist es möglich, Fahrzeuge vollständig mit dieser Lenkungsart zu bewegen. Lediglich bei kleinen Geschwindigkeiten tritt ein sehr hoher Schlupf auf [46], [23], [3], [79].

Auch im Bereich Torque Vectoring sind Arbeiten zur Reduktion des Kurvenradius mit Hilfe von radselektiven Antrieben zu finden. Hier wird die Lenkunterstützung durch Reduktion des nötigen Lenkradwinkels erreicht [16], [17], [24]. Eine radselektive Ansteuerung der Hinterräder kann den Wendekreis von Nutzfahrzeugen reduzieren [66]. Awan [2] reduziert die benötigte Lenkleistung durch Torque Vectoring an der Vorderachse. Leistungsschwache Steer-by-Wire Aktuatoren können so entlastet werden. Zwei Auswirkungen auf die Gesamtfahrzeugdynamik müssen beachtet werden. Zum einen reduziert Torque Vectoring die Schräglaufwinkel an den Vorderrädern (bei gleichem Kurvenradius) zum anderen kann sich maximale Querbeschleunigung mit Torque Vectoring reduzieren [56].

Die bis hier beschriebenen Lenksysteme nutzen radselektive Antriebe um die Gesamtfahrzeugdynamik zu beeinflussen. Ziel der vorliegenden Arbeit ist die Lenkkrafterzeugung durch radselektives Antreiben der Vorderräder. In der Literatur finden sich Arbeiten, die dieses Konzept bereits beleuchtet haben. Diese werden in den folgenden Abschnitten genauer beschrieben.

### **2.4.3 Lenkkraftunterstützung durch radselektives Bremsen**

Ein in der Literatur vorgestelltes Bremssystem erzeugt ein Lenkmoment durch radindividuelles Ansteuern der Friktionsbremsen an der Vorderachse [5], [38], [58], aber auch an der Hinterachse [14]. Ziel ist hier eine Rückfallebene für Steer-by-Wire Systeme bereitzustellen. Die Lenkmomentenerzeugung durch radselektives Antreiben der Vorderräder wird ebenfalls erwähnt, aber nicht behandelt. In der Arbeit wird ein Fahrwerk mit einer Nachlaufstrecke von 25 mm untersucht. In der Simulation werden mehrere Variationen des Lenkrollradius ( $-20\text{ mm}$ ,  $-10\text{ mm}$ ,  $-5\text{ mm}$ ,  $-1\text{ mm}$ ) untersucht, mit dem zu erwartenden Ergebnis, dass große Lenkrollradien die benötigte Bremskraft zum Einlenken der Vorderachse verringern. [13]

#### **2.4.4 Lenkkraftunterstützung durch radselektives Antreiben der gelenkten Achse**

Ein Konzept mit Radnabenmotoren an der Vorderachse wird als driving force power steering (DFPS) System beschrieben. Sowohl bei geringer Geschwindigkeit als auch beim Lenken im Stand wird nachgewiesen, dass das Lenkradmoment reduziert werden kann. Fahrwerksdaten oder Hinweise auf eine Fahrwerksoptimierung wurden dabei nicht veröffentlicht. [36]

In einer Arbeit mit dem Titel „Independent wheel torque control of 4WD electric vehicle for differential drive assisted steering“ werden Elektrofahrzeuge mit Radnabenmotoren untersucht. Durch radselektives Antreiben wird eine Lenkkraftunterstützung realisiert. Bezeichnet wird das System mit der Abkürzung DDAS (differential drive assisted steering). Die Ergebnisse zeigen, dass eine Lenkkraftunterstützung durch radselektive Antriebe möglich ist. Untersucht wird ein Fahrwerk mit einem Lenkrollradius von 70 mm. Sowohl im Stand als auch bei dynamischen Manövern ist eine deutliche Reduktion des Lenkradmoments erkennbar [71], [70].

Auch gibt es Forschungen zu Fahrzeugen mit größeren Lenkrollradien. Die Arbeit mit dem Titel „Motor control and torque coordination of an electric vehicle actuated by two in-wheel motors“ beschreibt den Aufbau eines Demonstratorfahrzeugs mit radselektivem Frontantrieb durch Radnabenmotoren. Dabei wird die konventionelle Verbindung zwischen Lenkrad und Vorderrädern erwähnt. Die Fahrwerksgeometrie weist einen Lenkrollradius von 240 mm auf. Ein Drehmomentsensor an der Lenksäule erfasst das Lenkradmoment welches durch das Fahrzeugsteuergerät und die Antriebsmaschinen auf null geregelt wird. Auf diese Weise können Antrieb und Lenkkraftunterstützung realisiert werden. Da es aufgrund des großen Lenkrollradius zu großen Lenkmomenten auf losen Untergründen kommt, wird eine Trak-

tionskontrolle vorgeschlagen. Die unterschiedliche Winkelbeschleunigung der beiden Räder wird als vernachlässigbar beschrieben. [76]

Die Arbeit mit dem Namen „Torque vectoring as redundant steering for automated driving or steer-by-wire“ weist die prinzipielle Machbarkeit mit Hilfe eines Simulationsmodells und eines realen Formula Student Fahrzeugs nach. Diskutiert wird der Unterschied zwischen Lenkrollradius und Störkrafthebelarm sowie die Bedeutung des Nachlaufs und der Seitenkraft auf das Lenkmoment. Das in der Veröffentlichung beschriebene Modell besitzt acht Freiheitsgrade ohne Nicken und Wanken. Der Antrieb wird durch einen radselektiven Frontantrieb mit Radnabenmotoren realisiert. Allerdings ist das Lenkradmoment keine Zielgröße, sodass es sich nicht um eine Lenkkräftunterstützung sondern um eine Lenkkräfterzeugung handelt. In der Arbeit wird eine Sensitivitätsanalyse durchgeführt, bei der Lenkrollradius und Nachlaufstrecke variiert werden. Während der Untersuchung bewegt sich das Modell mit konstanter Geschwindigkeit und der Lenkwinkel wird so lange erhöht bis die Seitenkraft ihr Maximum erreicht hat. Untersucht werden Lenkrollradien zwischen  $45\text{ mm}$  und  $70\text{ mm}$  und Nachlaufstrecken von  $8\text{ mm}$  bis  $30\text{ mm}$ . [56]

Alle durchgeführten Versuche mit aufgebrachtem Differenzmoment zeigen eine reduzierte maximale Querbeschleunigung. Die Simulation zeigt, dass ein großer Störkrafthebelarm und eine kleine Nachlaufstrecke das benötigte Differenzmoment bei Kurvenfahrten reduzieren und damit die Querbeschleunigung weniger stark verringert wird. Die Verwendbarkeit des Systems als Lenkkräftunterstützung wird demnach als nur bedingt möglich beschrieben, da die maximale Querbeschleunigung abnimmt. [56] [48]

## 2.5 Zusammenfassung und Definition des Forschungsbedarfs

Die Beeinflussung der Querdynamik durch längsdynamische Größen wurde bereits zu großen Teilen untersucht. Es besteht die Möglichkeit Lenkkraft durch radselektives Bremsen zu erzeugen. Das System stößt jedoch schnell an seine Grenzen, da der verfügbare Hebelarm in den bisher untersuchten Fahrzeugen sehr klein war [13]. Auch bei Fahrzeugen mit Radnabenantrieb (wie z. B. in [31] beschrieben) kann das Lenkradmoment beeinflusst werden [71], [70]. Die Funktion konnte auch im Stand nachgewiesen werden. Dazu wurde ein Demonstratorfahrzeug mit Radnabenmotoren aufgebaut [76]. Auch die Eignung eines solchen Systems für ein redundantes Lenksystem mittels radselektiven Antrieben wurde untersucht [56].

Durch die Auslegung des Fahrwerks mit hinreichend großen Hebelarmen kann eine Lenkkrafterzeugung durch radselektive Radnabenantriebe funktionieren [56]. Der Einfluss der Fahrwerksgeometrie wurde ebenfalls untersucht. Eine Sensitivitätsanalyse im Bereich Fahrwerk vergleicht Fahrwerke mit unterschiedlichem Lenkrollradius und Nachlauf. Das Ergebnis spricht Fahrwerken mit großen Hebelarmen ein größeres Lenkkrafterzeugungspotential zu. [56], [29]

Damit konnte die Umsetzbarkeit einer Lenkkraftunterstützung mittels radselektiven Antrieben an der gelenkten Achse bereits nachgewiesen werden. Allerdings haben alle Konzepte negative Auswirkungen auf die Fahrodynamik oder das Fahrzeugverhalten bei Störungen von außen. So ergeben sich einige Ansätze, die noch nicht behandelt wurden, welche im Nachfolgenden beschrieben werden. Bisher wurden keine Konzepte mit radnahen Antrieben untersucht. Dieser Ansatz sollte genauer betrachtet werden, da durch unterschiedlich wirksame Hebelarme Einflüsse von Brems- und Antriebssystem auf das Lenksystem entkoppelt werden könnten. Die Betrachtung

von Fahrzeugen mit dem neuartigen Lenksystem hinsichtlich des Energiebedarfs könnte neue Ansätze für effizientere Fahrzeuge hervorbringen [72]. Auch wurde die Beeinflussung des fahrdynamischen Grenzbereichs nicht ausreichend untersucht. Gerade für diese Untersuchung muss eine genaue Betrachtung des Reifenrückstellmoments im Grenzbereich herangezogen werden.

Im Rahmen dieser Arbeit soll das Fahrwerk genauer betrachtet werden. Dabei soll untersucht werden, welches Fahrwerkskonzept am geeignetsten für das Lenksystem ist. Außerdem soll eine Methodik erarbeitet werden welche zur Optimierung der Fahrwerksparameter genutzt werden kann. Mit dem Aufbau eines Demonstratorfahrzeugs mit radselektiven, innenliegenden Antrieben soll der Vorteil radnaher Antriebe gezeigt werden.

Somit ergibt sich folgende forschungsleitende Hypothese: "Durch eine geeignete konstruktive Auslegung der Lenkungs- und Fahrwerksgeometrie, ein geeignetes Antriebssystem und einer entsprechenden Regelung können die Komponenten einer konventionelle Lenkkraftunterstützung gänzlich substituiert werden."

## **3 Methodik zur Fahrwerkentwicklung**

Das wichtigste mechanische System für eine LMRA ist das Fahrwerk der Vorderachse. Allerdings beeinflussen nur einige Fahrwerkparameter das Unterstützungspotential eines Fahrwerks. Wie in 2.3.4 beschrieben, sind vor allem der Antriebs- und Bremskraftthebelarm zu betrachten. In diesem Kapitel wird eine Entwicklungsmethodik hergeleitet, mit deren Hilfe die Zielgrößen für die radnahen Fahrwerkparameter erarbeitet werden können. Dieser Entwicklungsprozess wird für Fahrzeuge der unteren Mittelklasse beschrieben.

### **3.1 Randbedingungen der Fahrwerksentwicklung**

In der vorliegenden Arbeit wird die Eignung konventioneller Fahrwerkskonzepte für den Einsatz mit einer Lenkkraftunterstützung mittels radselektiven Antrieben untersucht. Da es sich um ein neuartiges Fahrwerk- und Lenksystem handelt, sollen allerdings auch Fahrwerkparameter außerhalb des üblichen Designraums untersucht werden. In diesem Kapitel werden zuerst die zusätzlichen Anforderungen erläutert, welche an des Fahrwerkssystem gestellt werden. Auf diesen Anforderungen aufbauend wird anschließend der betrachtete Designraum beschrieben und die Auswahl begründet. Dieser Designraum stellt die Randbedingungen für die in Kapitel 3.2 beschriebene Methodik dar.

### 3.1.1 Anforderungen an PKW-Fahrwerke mit LMRA

In diesem Kapitel werden die Anforderungen an Fahrwerksysteme für Lenkkraftunterstützung mittels radselektiven Antrieben beschrieben. Diese sind sehr allgemein gehalten. Konkrete Anforderungen werden im Kapitel 4.1.1 am Beispiel des Demonstratorfahrzeugs aufgezeigt.

Neben den üblichen Anforderungen an Fahrwerksysteme müssen folgende Anforderungen zusätzlich erfüllt werden. Zum einen muss das Fahrwerksystem ein hinreichend großes Unterstützungspotential bieten, damit die Lenkkraftunterstützung mittels radselektiver Antriebe überhaupt funktionieren kann. Die relevante Größe ist hier der Störkrafthebelarm, welcher hinreichend groß ausgelegt werden muss. Zusätzlich muss darauf geachtet werden, dass möglichst wenig negative Störeinflüsse auf das Lenksystem wirken. Dabei sollen der Seitenkraft- und Bremskraftstoß sowie ungewollte Lenkkradmomente beim Bremsen berücksichtigt werden. Die relevanten Größen sind hier der Nachlauf, der Radlasthebelarm und der Bremskrafthebelarm. Um die Richtlinie ECE R79 einzuhalten muss das Fahrwerksystem außerdem ein konventionelles Rückstellmoment sicherstellen. Dafür muss gewährleistet werden, dass der Nachlauf hinreichend groß ist. Weitere Anforderungen werden im Rahmen dieser Arbeit nicht berücksichtigt, können aber in einem möglichen Vorentwicklungsprojekt ergänzt werden und in die Entwicklungsmethodik integriert werden. In der Methodik werden allerdings lediglich Anforderungen berücksichtigt, welche in direktem Zusammenhang mit den Fahrwerksparametern stehen.

Da die Lenkkraftunterstützung immer einen hinreichend leistungsstarken Antriebsstrang benötigt, beeinflusst der Antriebsstrang in diesem Fall die Fahrwerkauslegung sehr stark. In der vorliegenden Arbeit wird das aller-

### 3.1 Randbedingungen der Fahrwerksentwicklung

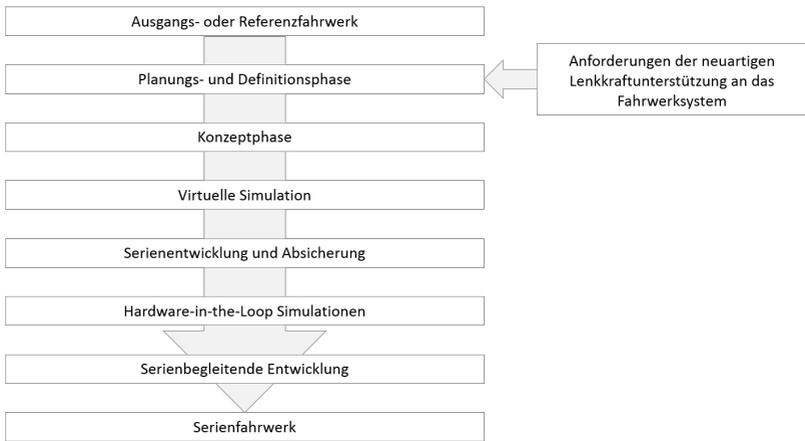


Abbildung 3.1: Beeinflussung des Fahrwerkentwicklungsprozesses von Serienfahrwerken durch das neuartige Lenksystem auf Grundlage von Heißing [27]

dings nur am Rande betrachtet, da im Falle des Demonstratorfahrzeugs ausreichend starke Antriebsmotoren verwendet werden.

Diese Anforderungen sollen mit möglichst geringem Mehraufwand in den üblichen Fahrwerkentwicklungsprozess eingegliedert werden können. Der Serienentwicklungsprozess von Fahrwerken wird in 2.1 beschrieben. Die zusätzlichen Anforderungen beziehen sich lediglich auf die Fahrwerkparameter (siehe Kapitel 2.3.1). Diese werden im Serienentwicklungsprozess in der Planungs- und Definitionsphase festgelegt. Wie in Abbildung 3.1 dargestellt, gelingt hier die Integration der zusätzlichen Anforderungen am einfachsten.

Die weiteren Entwicklungsschritte werden dadurch zwar beeinflusst, können aber mit den etablierten Methoden und Tools durchgeführt werden. Auch das Achskonzept ist unabhängig von den hier genannten Anforder-

rungen und muss im Rahmen des üblichen Fahrwerkentwicklungsprozess ausgewählt werden.

#### **3.1.2 Betrachteter Designraum**

In den folgenden Untersuchungen werden die sechs Fahrwerksparameter Störkrafthebelarm, Bremskrafthebelarm, Spreizungswinkel, Nachlaufstrecke, Nachlaufwinkel und Nachlaufversatz variiert. Abbildung 3.2 zeigt an drei Beispielen wie Spreizungswinkel, Störkraft- und Bremskrafthebelarm variiert werden können. Es handelt sich hierbei um eine schematische Darstellung. In allen drei Varianten soll der Störkrafthebelarm gleich groß sein. Alle Varianten hätten also ein ähnlich großes Unterstützungspotential beim Einsatz mit einer LMRA. Variante A beschreibt ein Fahrwerk mit einem Spreizungswinkel von  $0^\circ$  und gleich großem Antriebs- und Störkrafthebelarm. Ein Vorteil dieser Auslegung ist der kleine Spreizungswinkel, welcher sich beim Lenken nicht negativ auf das Sturzverhalten auswirken kann. Negativ zu bewerten ist der große Einfluss von Bremskräften auf das Lenkradmoment.

Das rechte Fahrwerk (Variante C) besitzt hingegen keinen Bremskrafthebelarm und realisiert den Störkrafthebelarm über einen sehr großen Spreizungswinkel. Die Einflüsse von Bremskräften können so vollständig vom Lenkradmoment entkoppelt werden, der große Spreizungswinkel wirkt sich jedoch beim Lenken negativ auf das Sturzverhalten und damit die Fahrdynamik aus. Das mittlere Fahrwerk (Variante B) beschreibt den Kompromiss aus den beiden zuvor genannten Fahrwerken. Mit einem mittleren Bremskrafthebelarm bei mittlerem Spreizungswinkel werden die Einflüsse von Bremskräften auf die Lenkung reduziert, das Sturzverhalten beim Lenken aber nicht so stark beeinflusst wie bei Variante C.

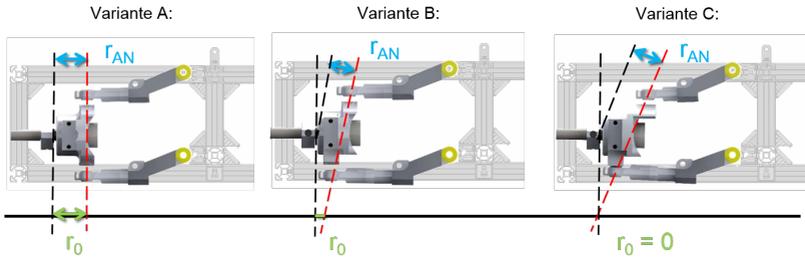


Abbildung 3.2: Variation der Fahrwerksparameter [40]

Im Rahmen der Untersuchungen sollen die üblichen Wertebereiche aller Fahrwerkparameter, aber auch Parameter außerhalb des konventionellen Designraums betrachtet werden. Der Nachlaufwinkel liegt üblicherweise zwischen  $1^\circ$  und  $10^\circ$ . Da mit großen Spreizungswinkeln gerechnet wird und der Nachlaufwinkel größer sein sollte, wird dieser Bereich auf  $15^\circ$  ausgedehnt. Die Nachlaufstrecke beträgt zwischen 10 mm und 40 mm. In dieser Arbeit werden Werte bis 50 mm betrachtet. Der Nachlaufversatz ergibt sich aus diesen Werten. Die beiden wichtigsten Größen für eine LMRA sind der Bremskrafthebelarm und der Antriebskrafthebelarm. Diese korrelieren wie in Kapitel 2.3.4 beschrieben direkt mit den üblicherweise verwendeten Parametern Lenkrollradius und Störkrafthebelarm. Die Länge des Lenkrollradius liegt gewöhnlich zwischen -20 mm und 70 mm, die Länge des Störkrafthebelarms zwischen 10 mm und 80 mm [27], [11], [4], [53], [54], [7], [49], [57], [6], [47]. Im Rahmen dieser Arbeit sollen jedoch auch größere Werte zwischen -50 mm und 200 mm für den Lenkrollradius und Werte zwischen 0 mm und 300 mm für den Störkrafthebelarm betrachtet werden, da ein Optimum auch außerhalb des üblichen Wertebereichs liegen könnte.

Der Spreizungswinkel ergibt sich in guter Näherung aus Lenkrollradius und Störkrafthebelarm und liegt üblicherweise im Bereich zwischen  $8^\circ$  und  $16^\circ$ .

Da ein großer Spreizungswinkel die Differenz zwischen Brems- und Antriebskraftthebelarm verbessert, sollen auch Werte bis  $20^\circ$  untersucht werden. Damit auch Fahrwerkparameter außerhalb dieses Bereichs betrachtet werden, wurden die Intervalle entsprechend der folgenden Tabelle erweitert.

Tabelle 3.1: Designraum

Größe	Wert min	Wert max
Nachlaufwinkel in $^\circ$	1	15
Nachlaufstrecke in mm	10	50
Lenkrollradius in mm	-50	200
Störkraftthebelarm in mm	0	300

Abbildung 3.3 zeigt den Designraum, der sich unter diesen Randbedingungen ergibt. Auch die Bereiche 1, 2 und 3 sind zu erkennen, welche im Vorfeld ausgeschlossen werden. Bereich 1 beschreibt den gesamten Bereich mit einem negativen Störkraftthebelarm. Dieser wird aus zwei Gründen ausgeschlossen. Zum einen würde ein Giermoment erzeugt werden, welches das Fahrzeug aus der Kurve zwingt. Zum anderen wird der Betrag der Längskraft am kurveninneren Rad größer als außen. Da das innere Rad das geringere Längskraftpotential besitzt, sollte dieser Fall ausgeschlossen werden.

## 3.2 Bewertungsmethodik

Die Bewertungsmethodik hat das Ziel anhand von Bewertungskriterien geeignete Fahrwerkparameter für ein Fahrwerk zu finden, welches für den Einsatz einer Lenkkraftunterstützung mittels radselektiven Antrieben geeignet ausgewählt ist. Diese Methodik wurde gemeinsam mit Johannes Schantz im Rahmen seiner Bachelorarbeit [63] erarbeitet.

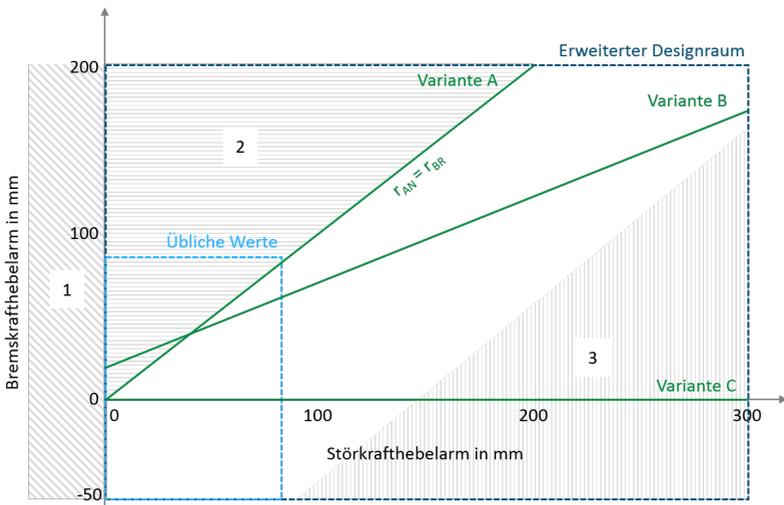


Abbildung 3.3: Designraum für Bremskraft- und Störkraftbelastung

Zu Beginn wurden die Anforderungen an die Methodik spezifiziert. Sie soll die Zielkonflikt der Anforderungen minimieren. Dabei müssen Fest- und Wunschforderungen berücksichtigt werden. Festforderungen müssen dabei immer eingehalten werden, was bedeutet, dass Fahrwerke, die eine Festforderung nicht erfüllen, nicht weiter berücksichtigt werden. Wunschforderungen sollen objektiv gegeneinander aufgewogen werden. Dies geschieht durch eine Objektivierung der Anforderungen und Überführen der Anforderungen in Bewertungskriterien. Diese Bewertungskriterien müssen dabei miteinander vergleichbar sein. Außerdem soll eine Gewichtung von Bewertungskriterien zueinander möglich sein.

Die Bewertungsmethodik aus dem Buch "Bewerten technischer Systeme" stellt dabei die Basis dar, welche in Kapitel 2.3.8 bereits beschrieben wurde. Diese Methode eignet sich sehr gut als Basis, da sie bereits viele Anforderungen erfüllt. So beschreibt die Methode, wie Anforderungen in Bewer-

tungskriterien überführt werden. Verschiedene Bewertungskriterien können miteinander verglichen und mittels Gewichtungsfaktor zueinander gewichtet werden. Auch wird beschrieben, dass diese Gewichtungsfaktoren beispielsweise durch einen paarweisen Vergleich bestimmt werden können.

Für den oben beschriebenen Einsatz muss diese Methodik jedoch erweitert werden, da nicht alle Anforderungen erfüllt werden. So ist es mit der Methodik nicht möglich, Festforderungen zu berücksichtigen, welche zum Ausschluss von Varianten führen. Weiterhin fehlt eine geeignete Objektivierung bzw. mathematische Zugänglichkeit der Anforderungen und daraus resultierende, dimensionslose Maßzahl für die Bewertung. Außerdem beschreibt die Methodik lediglich die Bewertung einer Lösung und liefert keine Automatisierung um eine große Anzahl an Bewertungskriterien und Lösungsvariationen bewältigen zu können.

Durch einige Erweiterungen der Methodik können alle Anforderungen an die Bewertungsmethodik erfüllt werden. Zuerst müssen Anforderungen in Wunsch- und Festforderungen unterteilt werden. Zum Einhalten der Festforderungen muss die Methode um einen Filter für Fahrwerke erweitert werden, welche die Festforderungen nicht erfüllen. Dann werden lediglich die Fahrwerke bewertet, welche alle Festforderungen erfüllen. Wunschanforderungen müssen mathematisch zugänglich gemacht werden. Eine objektive Bewertung kann durch Objektivierung der Anforderungen und Überführen der Anforderung in eine Wertefunktion erreicht werden. Diese Wertefunktion muss normierte, dimensionslose Maßzahlen ableiten, um Bewertungskriterien dimensionslos miteinander vergleichen zu können. Zusätzlich muss dieser Ablauf mit Hilfe von Matlab automatisiert werden, um eine Bewertung für eine große, endliche Anzahl von Fahrwerken durchführen zu können.

In den folgenden Kapiteln wird beschrieben, wie diese Erweiterungen in die Basis-Methodik integriert werden.

### 3.2.1 Objektivierung der Anforderungen

In diesem Kapitel wird beschrieben, wie Anforderungen an die Fahrwerke mathematisch zugänglich gemacht werden können. Gemeint wird damit die Übertragung der Anforderungen in Übertragungsfunktionen und Wertefunktionen, welche den Grad der Erfüllung der jeweiligen Anforderung in eine dimensionslose Maßzahl zwischen 0 und 1 übersetzen. Die Übertragungsfunktionen beschreiben die Auswirkungen einer bestimmten, auf das System einwirkenden Größe. Dabei werden die Übertragungsfunktionen durch die Systemparameter beschrieben. Die Übertragungsfunktionen hängen nicht vom Wert der Eingangsgröße ab. Die Maßzahlen der Wertefunktion geben das jeweilige Maß der Anforderungserfüllung an. Dabei geht es nicht um die zuvor beschriebenen Festforderungen sondern um die sogenannten Wunschforderungen. Diese können in zwei Gruppen unterteilt werden. Dabei wird unterschieden, ob diese Wunschforderungen einen direkten Bezug zum Handmoment besitzen oder nicht. Die meisten Anforderungen besitzen in diesem Fall einen direkten Bezug auf das Handmoment oder lassen sich mit einer Übertragungsfunktion auf das Handmoment beziehen. Dazu gehören das Unterstützungspotential des jeweiligen Fahrwerks und die Störeinflüsse, welche sich auf das Lenkradmoment auswirken.

Um die Anforderungen zu quantifizieren und in Wertefunktionen zu überführen eignet sich folgendes Vorgehen, welches Abbildung 3.4 anschaulich darstellt. Für jede Anforderung wird ein Bewertungskriterium festgelegt. Für jedes Bewertungskriterium wird mindestens ein relevanter Betriebszustand definiert, in welchem das Kriterium bewertet werden kann. Auch ist es möglich, mehrere Fahrzustände oder ganze Fahrmanöver für die Bewertung heranzuziehen, was in der vorliegenden Arbeit aufgrund der Komplexität nicht gemacht wird. Bei dem Fahrzustand kann es sich um einen Fahrzu-

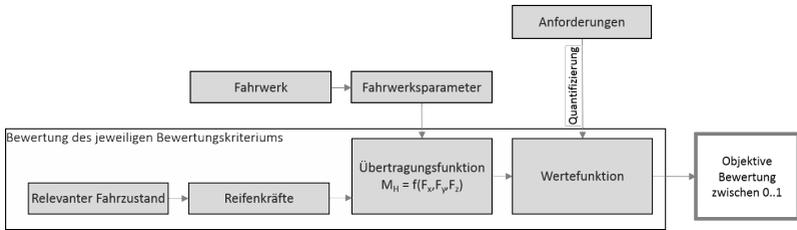


Abbildung 3.4: Quantitative Bewertung anhand von Bewertungskriterien mit direktem Bezug auf das Handmoment

stand zu einem bestimmten Zeitpunkt in einem Fahrmanöver oder einem Zustand im Stand handeln.

Für diesen Zustand werden die relevanten Reifenkräfte  $F_x, F_y, F_z$  ermittelt, welche die Ausgangswerte der Übertragungsfunktion beeinflussen. Liegen noch kein konkretes Fahrzeug oder einsatzbereite Gesamtfahrzeug-Simulationsumgebung vor, genügt eine einfache mathematische Abschätzung. Im nächsten Schritt müssen die Reifenkräfte auf einen gemeinsamen Bezug projiziert werden. Mit den im Grundlagenkapitel hergeleiteten Übertragungsfunktionen können alle Reifenkräfte auf das Lenkradmoment projiziert werden. Dabei werden X-, Y-, und Z-Kräfte isoliert voneinander betrachtet. Im letzten Schritt wird dieses Handmoment mit sogenannten Wertefunktionen in eine dimensionslose Maßzahl überführt. Diese Wertefunktionen werden mit Werten aus der Literatur hergeleitet und überführen alle auftretenden Lenkradmomente in Maßzahlen zwischen 0 und 1. Auch negative Maßzahlen sind möglich. Allerdings führen negative Maßzahlen immer zu einem Ausschluss des jeweiligen Fahrwerks, da hier ungewollte Effekte auftreten.

Zusätzlich werden Anforderungen ohne Bezug auf das Handmoment an die Fahrwerke gestellt. In diesem Fall muss zum Beispiel der Einfluss der

Fahrwerksparameter auf die Fahrdynamik des Fahrzeugs beschrieben werden. Das Vorgehen unterscheidet sich dabei aber nur geringfügig. Die Fahrwerksparameter wirken sich vor allem auf das Sturzverhalten der Räder beim Lenken aus. Die Übertragungsfunktion ergibt aber kein Handmoment unter dem Einfluss von Reifenkräften, sondern zum Beispiel einen Sturzwinkel aufgrund der Fahrwerksparameter und dem Lenkwinkel. Die Wertefunktion wird ebenfalls auf Basis von Literatur oder internen Berechnungsmodellen, welche bei einem möglichen Vorentwicklungsprojekt vorliegen, hergeleitet und überführt den erreichten Sturzwinkel in eine Maßzahl zwischen 0 und 1. Weitere Einflüsse der Fahrwerksparameter auf die Fahrdynamik werden in dieser Arbeit vernachlässigt.

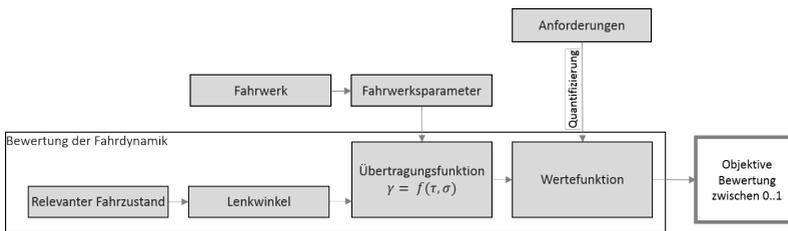


Abbildung 3.5: Vereinfachte quantitative Bewertung der Fahrdynamik

Mit diesen beiden Methoden kann erreicht werden, dass der Einfluss der Fahrwerkparameter auf die jeweilige Anforderungserfüllung betrachtet werden kann.

Im Folgenden werden diese Methoden nun auf die relevanten Bewertungskriterien angewendet. Im ersten Schritt wird das Vorgehen auf das Unterstützungspotential angewendet. Dabei werden die Bewertungskriterien nochmals kurz beschrieben und jeweils ein relevanter Fahrzustand ausgewählt und definiert. Auf Basis der technischen Grundlagen werden dann die Übertragungs- und Wertefunktionen hergeleitet und somit die Bestimmung von Maßzahlen ermöglicht.

Die wichtigste Anforderung an Fahrwerke für eine Lenkkraftunterstützung mittels radselektiver Antriebe ist ein hinreichend gutes Unterstützungspotential, also ein großes Lenkradmoment aufgrund einer vorhandenen Antriebsmomentendifferenz an der gelenkten Achse. Ein geeigneter Fahrzustand für diese Bewertung ist die Geradeausfahrt ohne sonstige Störeinflüsse, da hier der Einfluss der Antriebsmomentendifferenz nahezu isoliert betrachtet werden kann. Denkbar wären auch andere Fahrmanöver mit ähnlichen Voraussetzungen. Bei dieser Fahrt wird das Lenkrad gerade und auf einem Lenkradwinkel von  $0^\circ$  gehalten. Während der Fahrt wird eine Antriebsmomentendifferenz von 30 Nm aufgebracht und dabei das resultierende Lenkradmoment betrachtet.

Die Übertragungsfunktion, welche das Differenzmoment in ein resultierendes Lenkradmoment übersetzt, wurde in Kapitel 2.3.2 mit der Gleichung 2.8 hergeleitet. Hier muss bei einer Plausibilisierung auf die Vorzeichenkonvention geachtet werden. Bei Differenzmomenten in Richtung einer Linkskurve (rechtes Antriebsmoment größer als linkes Antriebsmoment) muss ein positives Handmoment entstehen. Die Wertefunktion für das Unterstützungspotential kann wie folgt hergeleitet werden. Das Unterstützungspotential hängt in erster Linie vom Betrag des Störkrafthebelarms ab. Im Rahmen dieser Arbeit durchgeführte und in [41] veröffentlichte Voruntersuchungen zeigen kein Unterstützungspotential bei einem Störkrafthebelarm von 0 mm und ein ideales Unterstützungspotential bei 140 mm. Allerdings bringen größere Hebelarme keine weitere Verbesserung, sondern führen teilweise zu ungewollten Schwingungen im Lenk- und Antriebssystem. Diese negativen Einflüsse konnten nicht genau reproduziert werden, daher führen sie zu keiner Abwertung. Jedoch wird das Unterstützungspotential nicht linear mit dem induzierten Lenkradmoment größer.

Abbildung 3.6 zeigt die aus [63] entnommene Wertefunktion für das Unterstützungspotential und wird wie folgt erläutert. Die Maßzahl von 1 wird

ab einem Lenkmoment von 5 Nm erreicht, da das in [41] untersuchte Fahrwerk diesen Wert bei einer Antriebsmomentendifferenz von 30 Nm erreicht. Diese Funktion müsste bei der Anwendung der Methodik auf ein Serienfahrzeug nochmals angepasst werden. Im Wesentlichen gilt es hier die Frage zu klären, ab wann ein höheres Unterstützungspotential, bei einer konstanten Antriebsmomentendifferenz, keinen Mehrwert mehr bringt. Denkbar wäre auch eine Kurve, welche ein Mindestmaß an Unterstützungspotential bietet. In dieser Arbeit wurde davon abgesehen, da dieses Mindestmaß nur mit genauer Betrachtung des Antriebsstrangs definiert werden kann.

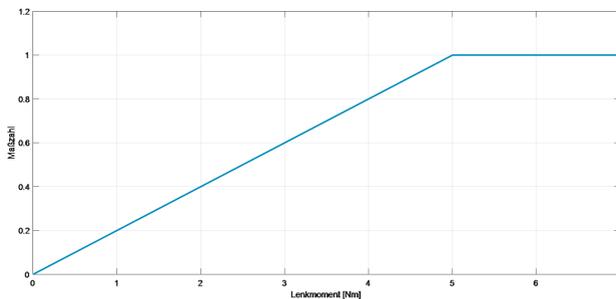


Abbildung 3.6: Wertefunktion Unterstützungspotential [63]

Als weitere Anforderung soll lediglich ein geringes Lenkmoment beim Bremsen (also Störmoment) auf unterschiedlichen Reibbelägen im sogenannten  $\mu$ -split Versuch entstehen. Der relevante Fahrzustand, der für diese Bewertung herangezogen wird, ist die Vollbremsung in der Geradeausfahrt auf unterschiedlichen Reibbelägen von  $\mu = 1$  bzw.  $\mu = 0.1$ . Die Übertragungsfunktion zur Bestimmung des Lenkradmoments aufgrund von Bremskräften ergibt sich aus Gleichung 2.10. Auch hier orientiert sich die Wertefunktion am Stand der Technik. Das Handmoment, welches bei einem Fahrwerk mit einem Rollradius von  $-20\text{ mm}$  entsteht, wird als kleinster zulässiger Wert definiert. Dieses Lenkradmoment entspricht in etwa  $-15\text{ Nm}$ .

Bezogen auf den  $\mu$ -split Versuche wird als optimal angenommen, dass in diesem Versuch kein Lenkmoment entsteht. Diesen Fall beschreibt ein Fahrwerk mit einem Bremskrafthebelarm gleich  $0\text{ mm}$ . Möglich wäre auch die Annahme, dass ein kleines positives Lenkmoment in diesem Fall vorteilhaft wäre, da der Fahrer damit eine Rückmeldung über die Straßenbeschaffenheit bekommt. Diese Annahme wird im Rahmen dieser Arbeit allerdings nicht berücksichtigt. Das maximal zulässige Lenkradmoment von  $50\text{ Nm}$  entspricht dem Wert, der bei einem konventionellen Fahrwerk mit einem Bremskrafthebelarm von  $70\text{ mm}$  im  $\mu$ -split Versuch auftritt. Hier könnte alternativ ein Wert von  $40\text{ Nm}$  angenommen werden, was dem maximal zulässigen Wert aus der Literatur entspricht. Zwischenpunkte werden entsprechend der Abbildung 3.7 interpoliert.

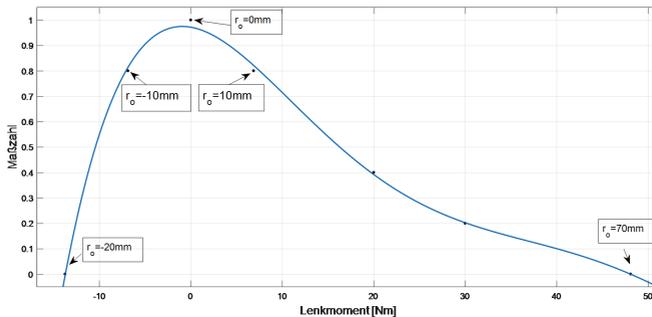


Abbildung 3.7: Wertefunktion  $\mu$ -split [63]

In ähnlicher Weise kann das Bewertungskriterium Seitenkraftstoß mathematisch zugänglich gemacht werden. Folgende Anforderungen werden an das Verhalten gegenüber Seitenkraftstößen gestellt. Seitenkraftstöße sollen wahrnehmbar sein und so an das Lenkrad übertragen werden, dass sie vom Fahrer richtig interpretiert werden können. Dabei dürfen Seitenkraftstöße kein zu großes Lenkradmoment erzeugen. Das Lenkradmoment darf einen

Wert von  $40 \text{ Nm}$  nicht überschreiten [75]. Als relevanter Fahrzustand für die Bewertung eignet sich eine Geradeausfahrt, da hier die Fahrwerksparameter in Konstruktionslage verwendet werden können. Dabei wird ein Seitenkraftstoß von Höhe von  $3250 \text{ N}$  auf das vordere rechte Rad aufgebracht und das Lenkmoment betrachtet. Dieser Wert entspricht  $25\%$  der Gewichtskraft des angenommenen Fahrzeugs. Die Übertragungsfunktion ergibt sich aus Gleichung 2.6 mit der Seitenkraft von  $3250 \text{ N}$ . Die Wertefunktion verläuft linear zwischen  $0 \text{ Nm}$  und  $40 \text{ Nm}$  von 1 auf 0. Negative Werten werden nicht zugelassen und ebenso wie Fahrwerke mit Werten größer  $40 \text{ Nm}$  gefiltert. Abbildung 3.8 zeigt die dazugehörige Wertefunktion.

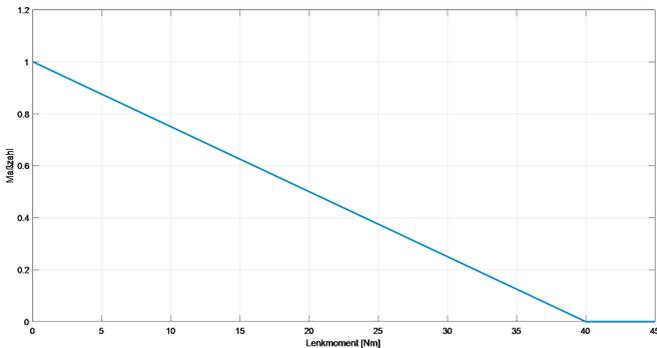


Abbildung 3.8: Wertefunktion Seitenkraftstoß und Radlaststoß [63]

Analog zu Seitenkraftstößen sollen Radlaststöße ebenfalls kein großes Lenkmoment erzeugen. Vor allem aber kein Lenkmoment größer  $40 \text{ Nm}$ . Auch hier kann die Geradeausfahrt als relevanter Fahrzustand herangezogen werden. Während der Fahrt wird ein Radlaststoß in Höhe der Radlast in Ruhelage von  $3250 \text{ N}$  auf das vordere rechte Rad aufgeprägt. Mit der Gleichung 2.4 kann das resultierende Lenkmoment berechnet werden. Als

Wertefunktion kann die gleiche Wertefunktion wie bei der Betrachtung Seitenkraftstößen verwendet werden, welche in Abbildung 3.8 darstellt ist.

Für das Rückstellverhalten genügt es nicht, einen Grenzwert vorzugeben, welcher nicht überschritten werden darf. Wie im Kapitel Grundlagen beschrieben, muss ein Fahrwerk ein gewisses Rückstellverhalten aufweisen. Das bedeutet, dass das Rückstellmoment in einer Kurvenfahrt nicht Null werden darf oder zu einem weiteren Einlenken führt, außerdem aber auch keine zu großen Werte annehmen darf. Dies muss für alle Lenkwinkel gelten. Allerdings werden im Rahmen dieser Arbeit nur kleine Lenkwinkel betrachtet.

Die stationäre Kreisfahrt eignet sich als relevanter Fahrzustand um dieses Kriterium zu bewerten. In einem Kreis mit 100 m Radius wird mit 50 km/h entgegen dem Uhrzeigersinn gefahren, was bei der Fahrzeugmasse von 1300 kg einer Reifenkraft von ca. 600 N am vorderen rechten Rad entspricht ( $F_Y = 600 \text{ N}$ ) [63].

Die dazugehörige Übertragungsfunktion stellt die Gleichung 2.6 dar. Abbildung 3.9 zeigt die Wertefunktion zur Bewertung des Rückstellverhaltens. Das Rückstellmoment sollte im beschriebenen Fahrmanöver größer als 1 Nm und kleiner als 6 Nm sein. 4 Nm werden als ideal angenommen und mit 1 bewertet. Zwischen 1 Nm und 4 Nm steigt die Wertefunktion von 0 auf 1. Zwischen 4 Nm und 6 Nm fällt sie wieder auf 0 ab. Der Verlauf wird mit einem Polynom dritten Grades interpoliert. [63]

Die Fahrdynamik eines Fahrwerks wird im Rahmen dieser Arbeit mit einem hohen Seitenkraftführungspotential verbunden. Das Seitenkraftführungspotential hat in der Regel keinen direkten Bezug zum Handmoment, sondern zum Sturz des Reifens, welcher sich über den Lenkwinkel ändert.[69] Relevant ist hier der Sturz in Konstruktionslage und der Sturzverlauf beim Ein-

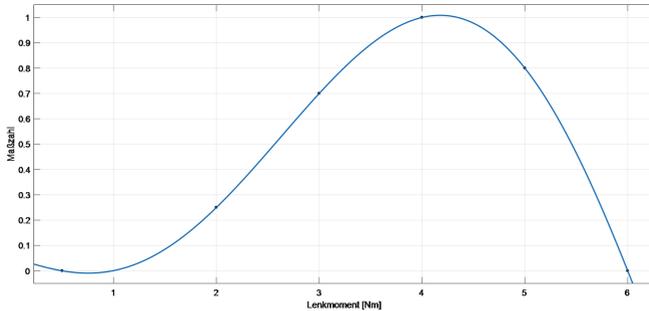


Abbildung 3.9: Wertefunktion Rückstellverhalten [63]

lenken, wobei der Sturz in Konstruktionslage bei allen Fahrwerken gleich  $0^\circ$  angenommen wird.

Für diese Betrachtung ist kein Fahrmanöver notwendig. Es wird im Stand gelenkt und der Sturzwinkel  $\gamma$  bei einem Lenkwinkel von  $10^\circ$  ausgewertet. Betrachtet wird dabei das rechte Vorderrad. Die positive Richtung des Lenkwinkels zeigt nach links. Das Sturzverhalten über den Lenkwinkel kann durch folgende Übertragungsfunktion angenähert werden, welche gemeinsam mit Johannes Schantz [63] erarbeitet wurde, wobei  $\gamma_0$  den Sturzwinkel bei Lenkwinkel  $\delta = 0$  beschreibt:

$$\gamma = \gamma_0 - \sigma \cos(\delta) + \sigma + \tau \sin(\delta) \quad (3.1)$$

Die Wertefunktion ergibt sich wie folgt: Nach [69] steigt das Seitenkraftführungspotential bis zu einem Sturzwinkel von etwa  $-15^\circ$  an. Ein positiver Sturzwinkel führt zu einer negativen Bewertung und in diesem Fall damit direkt zum Ausschluss des Fahrwerks. Als Ideal wird bei einem Lenkwinkel von  $10^\circ$  ein Sturzwinkel von  $-5^\circ$  angenommen und daher mit 1 bewertet.

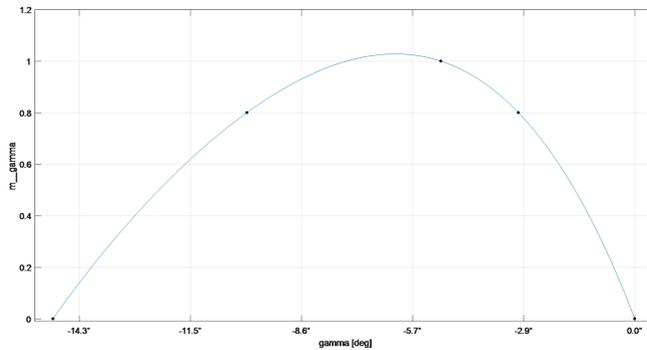


Abbildung 3.10: Wertefunktion Fahrtdynamik [63]

Ab einem Sturzwinkel von  $-15^\circ$  wird der Sturzwinkel als ungeeignet bewertet, da der Sturzwinkel bei weiterem Einlenken zu groß wird. Abbildung 3.10 zeigt die Wertefunktion zur Bewertung der Fahrtdynamik. Werte über 1 entstehen durch die Interpolation und führen zu einer kleinen ungewollten Verschiebung des Optimums. Diese Verschiebung wird im Rahmen zugunsten der Performance des Modells akzeptiert, da die Auswirkungen gering sind.

Somit konnten für alle Bewertungskriterien entsprechende Übertragungsfunktionen und Wertefunktionen hergeleitet werden, welche im folgenden Kapitel in das Bewertungsmodell integriert werden können um eine objektive Bewertung der Fahrwerke miteinander durchführen zu können.

### 3.2.2 Bewertungsmodell

Wie zuvor beschrieben, wurden die Anforderungen an Fahrwerke objektiviert und damit mathematisch zugänglich gemacht. Außerdem wurde der Designraum für Fahrwerke hergeleitet und definiert. Aus diesen Vorarbeiten

wird nun ein Gesamtmodell erarbeitet, welches automatisiert eine endliche Anzahl an Fahrwerken im Designraum hinsichtlich ihrer Eignung für eine Lenkkraftunterstützung mittels radselektiver Antriebe bewertet. Dies wurde ebenfalls gemeinsam mit Schantz [63] durchgeführt. Im Folgenden wird nun der Aufbau und Prozess des Modells erklärt, welches in Matlab Simulink implementiert wurde. Abbildung 3.11 zeigt den schematischen Aufbau des Bewertungsprozesses.

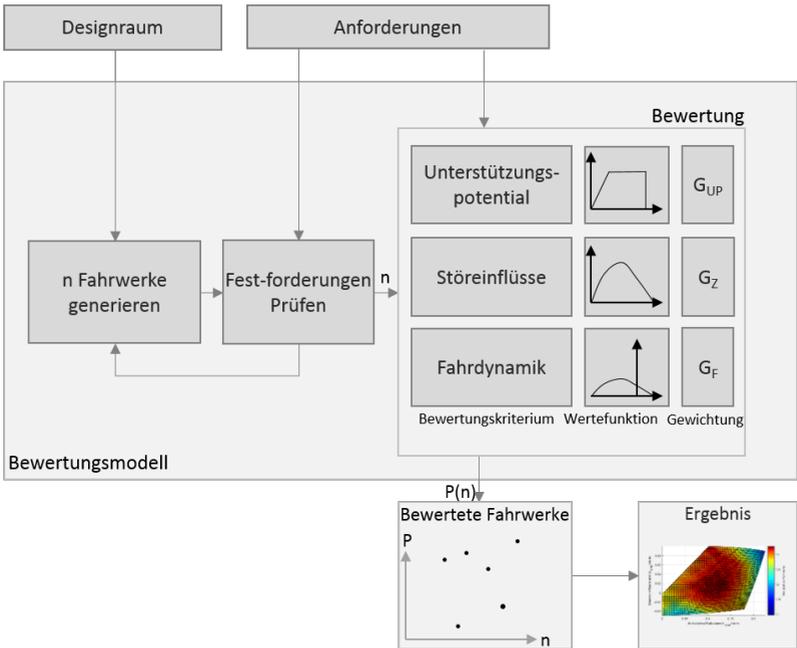


Abbildung 3.11: Bewertungsprozess

Als Eingangsgrößen bzw. Eingangsinformationen erhält das Modell den zulässigen Designraum und die objektivierten Anforderungen. Aus den Anforderungen werden Festforderungen und Bewertungskriterien abgeleitet. Aus dem Designraum wird eine endliche Anzahl an Fahrwerken generiert.

Im Rahmen der Arbeit wurden etwa 200.000 Kombinationen an Fahrwerkparametern betrachtet. Der Designraum wird dabei vollfaktoriell betrachtet. Die generierten Fahrwerke werden zuerst entsprechend den Festforderungen überprüft. Fahrwerke die eine oder mehrere Festforderungen nicht erfüllen, werden verworfen und nicht weiter betrachtet. Somit werden lediglich alle Fahrwerke an das Bewertungsmodell übergeben, welche im Designraum liegen und alle Festforderungen erfüllen. Bei der anschließenden Bewertung werden anhand der Bewertungskriterien (Fahrdynamik, Verhalten bei Störeinflüssen, Unterstützungspotential) für jedes Fahrwerk die Maßzahlen berechnet. Dies geschieht wie im vorherigen Kapitel beschrieben. Durch die Gewichtung können einzelne Bewertungskriterien stärker oder schwächer gewichtet werden. Dabei ist zu beachten, dass die Wertigkeit von Fahrwerken nur dann miteinander verglichen werden kann, wenn alle Fahrwerksvarianten mit derselben Gewichtungskombination berechnet wurden. Im Anwendungsbeispiel am Demonstratorfahrzeug wird daher auch nur eine Gewichtung betrachtet. Durch die Addition der dimensionslosen Maßzahlen erhält jedes Fahrwerk eine Gesamtwertigkeit  $P(n)$ , wobei die Gesamtwertigkeit im Folgenden über verschiedene Größen aufgetragen wird (z. B. über der Länge des Bremskrafthebelarms und über der Länge des Antriebskrafthebelarm). Dies wird in einer Schleife für alle Fahrwerke durchgeführt. Alle Fahrwerke, welche die Festforderungen erfüllen, werden zusammen mit der jeweiligen Gesamtwertigkeit abgespeichert. Das Ergebnis wird in einem Plot dargestellt und das Fahrwerk mit der höchsten Gesamtwertigkeit ausgegeben. In der Praxis hat sich gezeigt, dass es nicht genügt, sich lediglich das Fahrwerk mit der besten Wertigkeit anzusehen, da viele Fahrwerke sehr nahe an die höchste Gesamtwertigkeit herankommen. Daher werden diese Fahrwerke zusätzlich, nach ihrer Wertigkeit sortiert, in einer Tabelle ausgegeben. So ist es auch möglich, nach dem automatisierten Durchlauf der Methodik aus dieser Tabelle eines der besten Fahrwerke auszuwählen.

### 3.2.3 Plausibilisieren des Bewertungsprozesses

Im Folgenden wird der Einfluss der erarbeiteten Bewertungskriterien untersucht und die Ergebnisse der Bewertungsmethodik plausibilisiert. Diese unterteilen sich in die Bereiche Unterstützungspotential, Fahrdynamik und Störeinflüsse, wobei sich die Störeinflüsse weiter in Störeinflüsse durch Radlaststöße, Seitenkraftstöße und Verhalten bei einer  $\mu$ -split Bremsung unterteilen. Außerdem wird das Rückstellverhalten betrachtet. Die Darstellung der Bewertungsergebnisse ist dabei bei allen Kriterien gleich. Aufgetragen über die Länge des Bremskrafthebelarms und über der Länge des Störkrafthebelarms zeigen die Schaubilder die Fahrwerke mit der jeweils besten Wertigkeit für jede Kombination aus Brems- und Störkrafthebelarm. Dabei ist zu beachten, dass für jede Kombination aus Brems- und Störkrafthebelarm ebenfalls viele Fahrwerke existieren, die eine gleich gute oder schlechtere Wertigkeit besitzen. Diese sind in der gewählten Darstellungsmethode allerdings nicht ersichtlich.

Abbildung 3.12 zeigt die Bewertungsergebnisse des Unterstützungspotentials. Die Wertigkeit der Fahrwerke bezüglich des Unterstützungspotentials steigt mit zunehmendem Antriebskrafthebelarm und Bremskrafthebelarm, wobei der Antriebskrafthebelarm der gleiche Hebelarm wie der Störkrafthebelarm ist. Es handelt sich dabei lediglich um eine andere Bezeichnung die besser den Nutzen dieses Hebelarms im Rahmen dieser Arbeit beschreibt. Wie bereits zu Beginn der Arbeit beschrieben, sind beide Definitionen gültig. Auch für einen negativen Bremskrafthebelarm kann ein gewisses Unterstützungspotential erreicht werden. Für einen Störkrafthebelarm größer 100 mm kann die Wertigkeit von 1 erreicht werden. Zu große Hebelarme wirken sich negativ auf andere Bewertungskriterien aus, was zum Beispiel bei den Bewertungsergebnissen des Radlaststoßes der Fall ist. Daher sollte

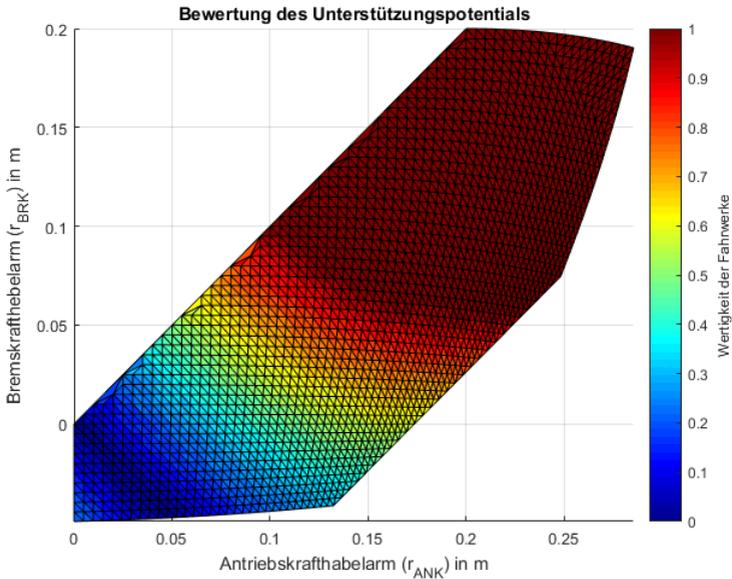


Abbildung 3.12: Bewertung des Unterstützungspotentials - Das Unterstützungspotential steigt mit zunehmendem Antriebskrafthebelarm und Bremskrafthebelarm. Für einen Antriebskrafthebelarm größer 100 mm kann die maximal mögliche Wertigkeit von 1 erreicht werden

ein Hebelarm nahe des Übergangsbereichs zwischen der Wertigkeit 0.9 und 1 gewählt werden.

Die Bewertungsergebnisse des Bewertungskriteriums Fahrdynamik zeigt Abbildung 3.13. Hier zeigt sich ein klares Ergebnis. Sind Antriebskrafthebelarm und Bremskrafthebelarm ähnlich groß, wirkt sich das positiv auf die Fahrdynamik aus. Voraussetzung ist, dass der Antriebskrafthebelarm nicht kleiner ist, was durch die Beschränkung des Designraums gewährleistet ist. Das Optimum wird bei den getroffenen Annahmen dann erreicht, wenn die beiden Hebelarme gleich groß sind. Allerdings zeigt sich auch, dass eine

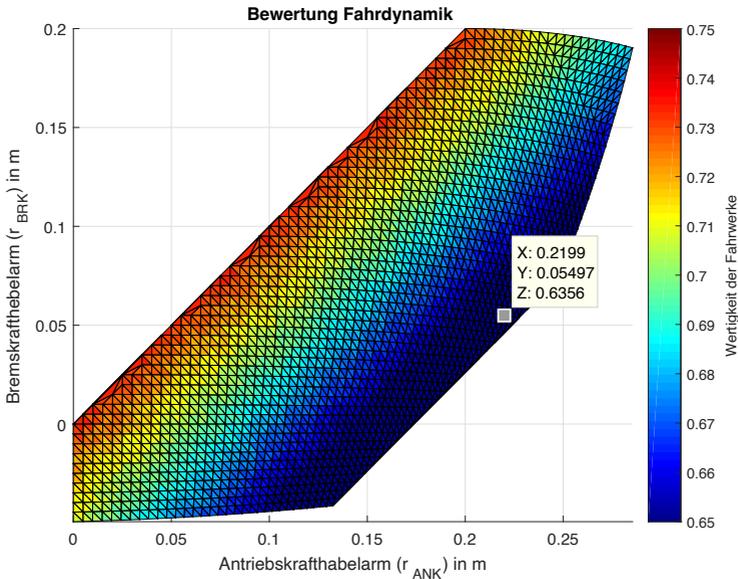


Abbildung 3.13: Bewertungsergebnisse Fahrtechnik - Die Wertigkeit der Fahrwerke bezüglich der Fahrtechnik wird dann maximal, wenn Brems- und Antriebskrafthebelarm gleich groß sind. Die Maxima liegen somit auf der ersten Winkelhalbierenden

Wertigkeit von 1 nicht erreicht werden kann, was daran liegt, dass der Nachlaufwinkel aufgrund der Designraumbeschränkung nicht groß genug werden kann. Auffällig ist auch, dass für alle Kombinationen von Hebelarmen eine Wertigkeit größer 0.65 erreicht werden kann. Auch hier muss beachtet werden, dass nur die jeweils besten Fahrwerke zu sehen sind. Im untersuchten Designraum existieren auch Fahrwerke mit einer geringeren Wertigkeit als 0.65.

Bei der Betrachtung von Radlaststößen ergibt sich ein Bewertungsergebnis wie in Abbildung 3.14 zu sehen. Eine hohe Wertigkeit erzielen Fahrwerke

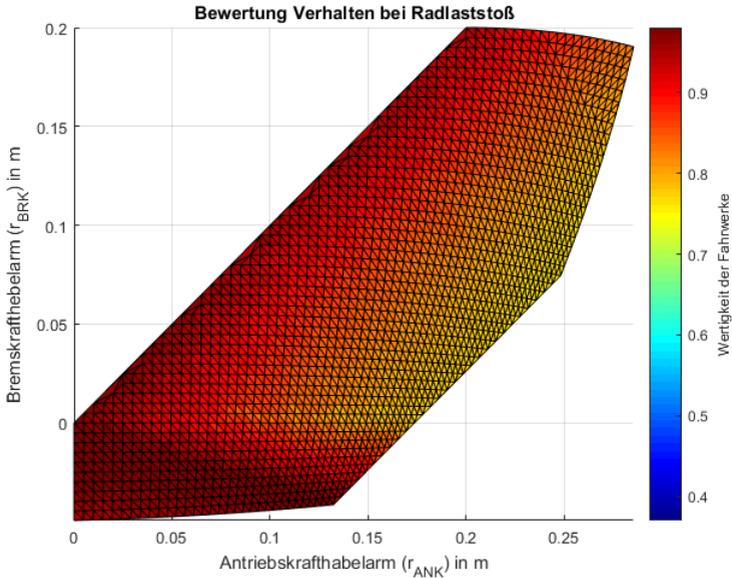


Abbildung 3.14: Bewertungsergebnisse Radlaststoß - Die beste Wertigkeit erreichen Fahrwerke mit kleiner Differenz zwischen Antriebs- und Bremskrafthebelarm oder einem kleinen Bremskrafthebelarm

mit einem geringen Radlasthebelarm. Entsprechend der Gleichung aus Kapitel 2 ( $p_{l,r} = r_0 \cdot \tan(\tau) + n \cdot \tan(\sigma)$ ) wird der Radlasthebelarm dann klein, wenn Rollradius oder Nachlaufwinkel und Nachlauf oder Spreizungswinkel klein werden. Damit ergeben sich die höchsten Wertigkeiten bei gleich großen Antriebs- und Bremskrafthebelarmen auf der ersten Winkelhalbierenden. Weiter zeigen sich gute Ergebnisse für kleine Bremskrafthebelarme. Ebenfalls existieren gute Ergebnisse für negativen Bremskrafthebelarme. Diese zeigen sich aufgrund des Vorzeichenwechsels. Wie sich diese Werte auswirken, wurde im Rahmen dieser Arbeit nicht untersucht.

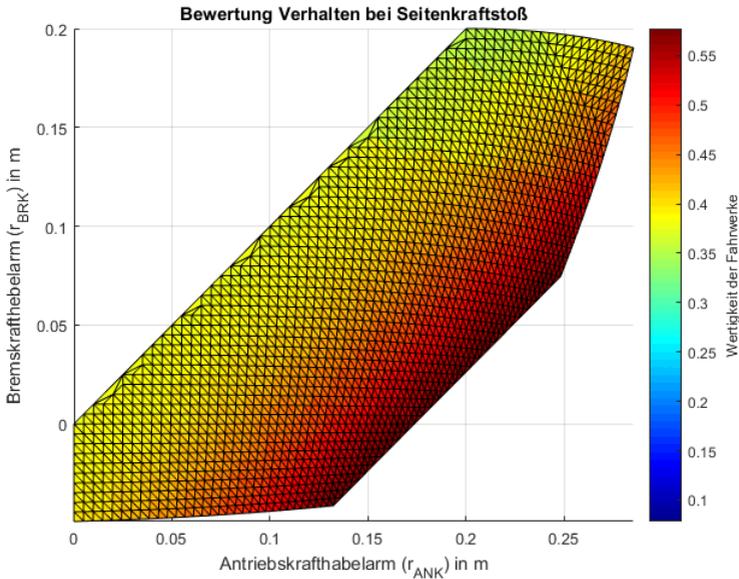


Abbildung 3.15: Bewertungsergebnisse Seitenkraftstoß - Die beste Wertigkeit erreichen Fahrwerke bei welchen der Antriebskrafthebelarm deutlich größer als der Bremskrafthebelarm ausfällt

Die Robustheit gegenüber Seitenkraftstößen steht im direkten Konflikt mit dem Rückstellverhalten und hängt von der Länge der Nachlaufstrecke ab. Hier zeigt sich ein sehr interessantes Ergebnis. Brems- und Antriebskrafthebelarm haben keinen direkten Einfluss auf die Nachlaufstrecke. Dennoch ergibt sich eine hohe Wertigkeit für eine große Differenz zwischen Antriebs- und Bremskrafthebelarm. Diese lässt sich, wie in Kapitel 2 beschrieben, durch die Übertragung des Lenkmoments vom Radträger auf die Zahnstange erklären. Hier geht  $\cos(\sigma)$  quadratisch ein. Somit reduziert ein großer Spreizungswinkel die Einflüsse von Seitenkraftstößen, was die bessere Wertigkeit im rechten unteren Rand des Schaubilds erklärt.

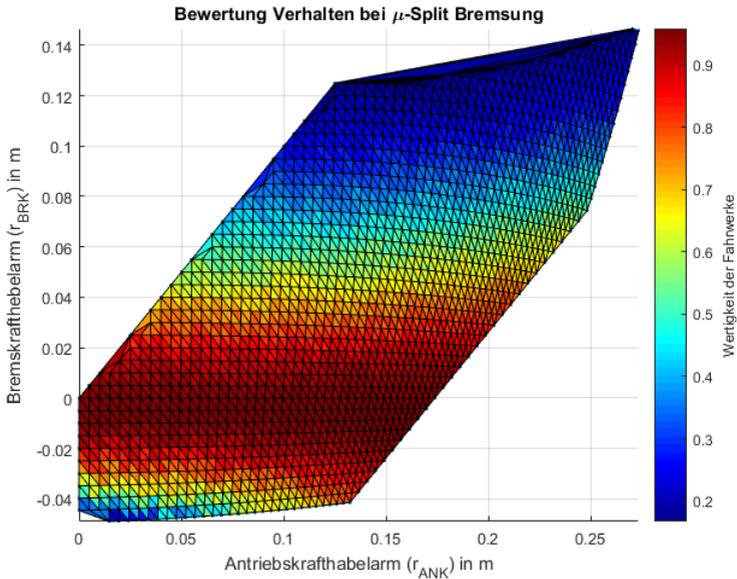


Abbildung 3.16: Bewertungsergebnisse im  $\mu$ -Split Versuch - Die beste Wertigkeit erreichen Fahrwerke mit kleinem oder leicht negativen Bremskrafthebelarm. Der Antriebskrafthebelarm spielt nur eine untergeordnete Rolle.

Die Wertigkeit der Fahrwerke bei der sogenannten  $\mu$ -split Bremsung hängt vom erzeugten Lenkmoment in diesem Manöver ab. Wird ein kleines Lenkmoment erzeugt, ergibt das eine gute Wertigkeit. Die beste Wertigkeit ergibt sich somit, wenn die Länge des Bremskrafthebelarms nahe null oder leicht negativ ist ( $0.01 \text{ m} < r_{BRK} < 0 \text{ m}$ ). Die Wertigkeit nimmt mit zunehmender Länge des Bremskrafthebelarms ab. Bei größeren Spreizungswinkeln finden sich auch noch Fahrwerke mit einer guten Wertigkeit bei etwas größeren Bremskrafthebelarmen. Dies ist wieder durch den quadratischen Einfluss von  $\cos(\sigma)$  zu erklären. Die Länge des Störkrafthebelarms beeinflusst die Wertigkeit somit nur indirekt.

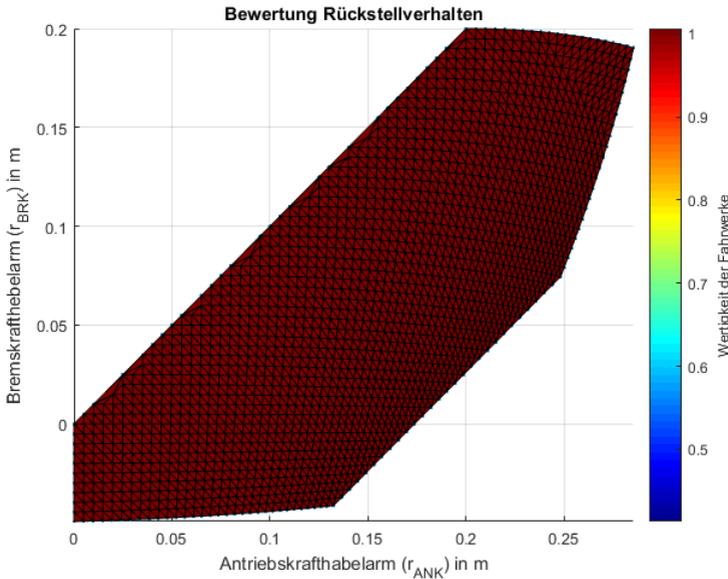


Abbildung 3.17: Bewertung des Rückstellverhaltens - Für alle Kombinationen aus Brems- und Antriebskrafthebelarm existieren Fahrwerke mit der Wertigkeit 1, das allerdings nicht bedeutet, dass alle Fahrwerke im Designraum diese Wertigkeit erreichen.

Abbildung 3.17 zeigt die Bewertungsergebnisse des Rückstellverhaltens. Aufgrund des konventionellen Designraums lassen sich für alle Kombinationen an Hebelarmen geeignete Konfigurationen finden. Das bedeutet nicht, dass dieses Bewertungskriterium keinen Einfluss auf die Gestaltung des Fahrwerks hat. Wie in Kapitel 3.2.1 erläutert, schließt dieser Bewertungsfaktor Fahrwerke aus, die im Testverfahren ein schlechtes oder unzulässiges Rückstellmoment erzeugen. Die wichtige Erkenntnis ist hier, dass ich für alle Varianten von Antriebs- und Bremskrafthebelarmen geeignete Werte des Nachlaufs abgeleitet werden können.

Somit liefern alle Teilmodelle des Bewertungsmodells plausible Ergebnisse und das Modell kann für die Auslegung des Demonstratorfahrzeugs verwendet werden. Für ein eventuelles Vorserienprojekt sollte das Modell noch validiert werden. Hier wären verschieden Fahrwerkskonfigurationen im Demonstratorfahrzeug nötig. Im Rahmen dieser Arbeit muss leider darauf verzichtet werden, da eine Variation des Fahrwerks am Demonstratorfahrzeugs aus Gründen des Budgets nicht möglich war.

## 3.3 Ergebnisse der Bewertungsmethodik

Das Gesamtergebnis der Bewertungsmethodik hängt von der Wahl der Gewichtungsfaktoren ab. Je nach Fahrzeugklasse und Fahrzeugkonzept müssen diese zum Beispiel mit Hilfe eines paarweisen Vergleichs festgelegt werden. In diesem Kapitel werden verschiedene Gewichtungsfaktoren untersucht. Im Folgenden wird das Ergebnis vorgestellt, welches sich einstellt, wenn alle Bewertungszahlen gleich eins gewählt werden.

### 3.3.1 Ergebnisse ohne Gewichtung der Bewertungskriterien

Im vorherigen Kapitel wurden die Bewertungskriterien isoliert voneinander betrachtet. Im Folgenden werden die Ergebnisse für die einzelnen Bewertungskriterien zusammengeführt um eine Gesamtbewertung zu erhalten. Im ersten Schritt geschieht das in der Art, dass alle Bewertungskriterien ohne zusätzliche Gewichtung in das Ergebnis einfließen. Dabei wird die Bewertung für jede Fahrwerkvariante einzeln berechnet.

Abbildung 3.18 zeigt die obere Hüllfläche der Bewertungsergebnisse in Abhängigkeit des Brems- und Antriebskrafthebelarms. Anders ausgedrückt wird die beste Fahrwerkskonfiguration für die jeweilige Kombination der Hebelarme dargestellt. Kleine Hebelarme ( $r_{BRK} < 0.025 \text{ m}$  und  $r_{ANK} <$

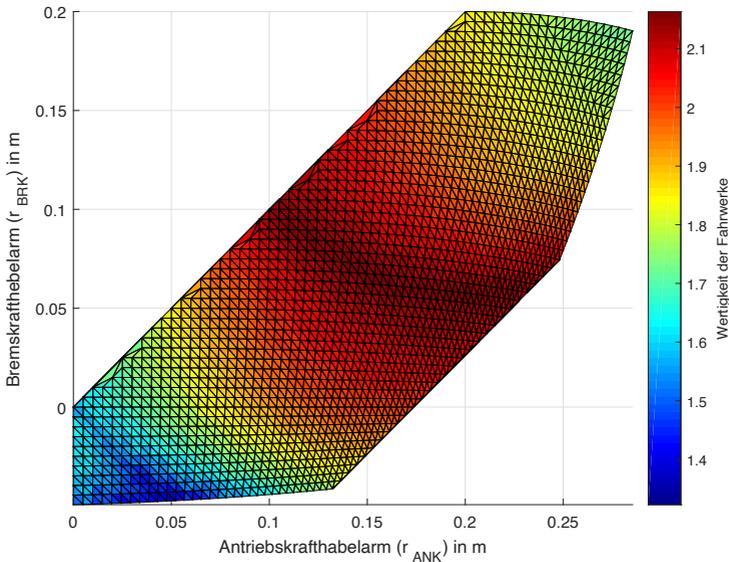


Abbildung 3.18: Ergebnisse der Bewertungsmethodik ohne Gewichtung - Gute Fahrwerke liegen im mittleren Bereich des untersuchten Designraums ( $0.04\text{ m} < r_{BRK} < 0.12\text{ m}$  und  $0.1\text{ m} < r_{ANK} < 0.2\text{ m}$ ).

0.07 m) liefern keine guten Ergebnisse. Gute Fahrwerke liegen im mittleren Bereich des untersuchten Designraums ( $0.04\text{ m} < r_{BRK} < 0.12\text{ m}$  und  $0.1\text{ m} < r_{ANK} < 0.2\text{ m}$ ). Sehr große Hebelarme ( $0.12\text{ m} < r_{BRK}$  und  $0.25\text{ m} < r_{ANK}$ ) liefern wiederum keine guten Ergebnisse. Zu erwähnen ist, dass nicht alle Fahrwerke mit Hebelarmen im mittleren Bereich eine gute Bewertung erzielen. Dargestellt werden hier wiederum lediglich die jeweils besten Fahrwerke.

### 3.3.2 Ergebnisse mit Gewichtung der Bewertungskriterien

Die erarbeitete Methodik bietet die Möglichkeit, einzelne Bewertungskriterien stärker oder weniger stark zu gewichten. Dies geschieht über sogenannte Gewichtungsfaktoren. Wie in Kapitel 3.2 beschrieben, kann diese Gewichtung durch einen Auftraggeber vorgegeben werden oder durch eine Methodik wie zum Beispiel dem paarweisen Vergleich festgelegt werden. Um zu zeigen, wie sich die Gewichtungsfaktoren auf das Gesamtergebnis auswirken, folgen in diesem Kapitel einige Beispiele. Gewichtet werden die Bewertungskriterien Unterstützungspotential (UP), Fahrdynamik (FD) und Störeinflüsse (S), wobei letzteres alle Störeinflüsse beinhaltet. Die absolute Wertigkeit kann nicht verglichen werden, da keine Normierung durchgeführt wird.

Abbildung 3.19 a) zeigt das Ergebnis für eine dreifache Gewichtung des Unterstützungspotentials, eine einfache Gewichtung der Fahrdynamik und zweifache Gewichtung der Störeinflüsse. Im Vergleich zu Abbildung 3.18 verschiebt sich das Optimum in Richtung großer Hebelarme und entfernt sich von der ersten Winkelhalbierenden. Außerdem fällt die Wertigkeit bei großen Hebelarmen weniger stark ab. Abbildungsteil b) zeigt das Resultat einer höheren Gewichtung der Fahrdynamik. Wie zu erwarten, verschiebt sich das Optimum in Richtung der ersten Winkelhalbierenden. Durch die geringe Gewichtung des Unterstützungspotentials können Fahrwerke mit einem kleinen Antriebskrafthebelarm auch eine gute Wertigkeit erreichen. Abbildungsteil c) zeigt eine höhere Gewichtung der Störeinflüsse. Durch die hohe Gewichtung der Störeinflüsse muss der Bremskrafthebelarm klein werden, was dazu führt, dass das Optimum nach unten verschoben wird. Mit der zweifachen Gewichtung des Unterstützungspotentials bleiben Fahrwerke mit kleinem Störkrafthebelarm bei einer geringen Wertigkeit. In Abbildungsteil d) wurde das Unterstützungspotential wie in Abbildungsteil a)

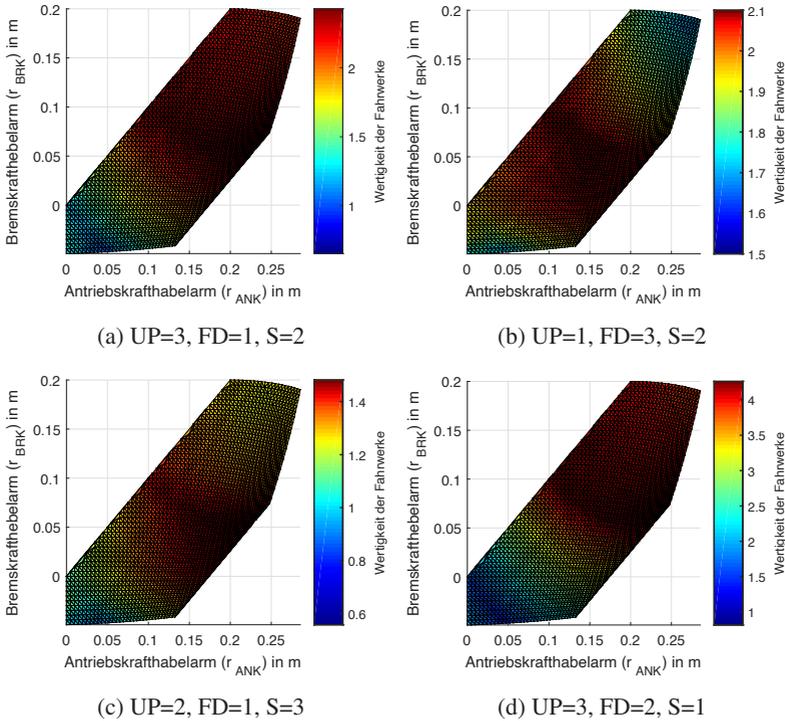


Abbildung 3.19: Bewertungsergebnisse mit verschiedenen Gewichtungsfaktoren: Unterstützungspotential (UP), Fahrdynamik (FD) und Störeinflüsse (S)

dreifach bewertet, nun aber die Fahrdynamik zweifach und die Störeinflüsse nur einfach. Das Optimum verschiebt sich in Richtung der ersten Winkelhalbierenden und zu größeren Bremskrafthebelarmen. Wie zu erkennen ist, hängt das jeweilige Optimum sehr stark von den Gewichtungsfaktoren der einzelnen Bewertungskriterien ab. Hier wäre es nun möglich, über eine multikriterielle Optimierung alle Kombinationen aus Gewichtungsfaktoren zu untersuchen, was in dieser Arbeit aber nicht weiter verfolgt werden konnte.

### **3.3.3 Erweiterungsmöglichkeiten der Methode**

Während der Entwicklung der Methode sind zahlreiche Ideen aufgekommen wie das Bewertungsmodell erweitert werden kann. Leider konnten im Rahmen dieser Arbeit nicht alle Ideen umgesetzt werden. So könnten beispielsweise Anforderungen ergänzt und damit weitere Bewertungskriterien berücksichtigt werden. Ein Beispiel wäre der Einfluss von Schwingungen im Antriebsstrang. Weiter könnten Anforderungen detaillierter betrachtet werden. Dies kann zum Beispiel durch die Betrachtung mehrerer Fahrzustände oder Fahrmanöver für die jeweiligen Bewertungskriterien erreicht werden. So könnte das Unterstützungspotential bei verschiedenen Lenkwinkeln berücksichtigt werden.



## 4 Anwendung der Methodik am Beispiel eines Demonstratorfahrzeugs

Im vorausgegangenen Kapitel wurde eine Methodik hergeleitet, welche den Fahrwerksauslegungsprozess bei Fahrzeugen mit einer Lenkkraftunterstützung mittels radselektiven Antrieben unterstützt. Diese soll nun am Beispiel eines Demonstratorfahrzeugs angewendet werden. Zunächst wird das Demonstratorfahrzeug beschrieben und die Anforderungen bezogen auf ein solches Demonstratorfahrzeug im reduzierten Maßstab erweitert. Danach erfolgt die Auswahl eines geeigneten Fahrwerkskonzepts. Durch die Anwendung der Methodik können die Fahrwerksparameter der vorderen Radaufhängung festgelegt werden. Da diese Fahrwerksparameter für Fahrzeuge im Maßstab 1:1 bestimmt werden, müssen diese in den reduzierten Maßstab überführt werden.

Anschließend erfolgt die Auslegung der Fahrwerksgeometrie mit der Software IPG CarMaker 6.0.2 [35] und Kinematics 3.6.1 [34]. Die so ermittelten räumlich angeordneten Gelenkpunkte können dann in die Konstruktion überführt werden. Für die Konstruktion wird PTC Creo 2 [52] eingesetzt. Abschließend wird die realisierte vordere Radaufhängung genauer beschrieben und das Ergebnis diskutiert.

## **4.1 Das Demonstratorfahrzeug im Projekt e<sup>2</sup>-Lenk**

Im Rahmen des Projekts e<sup>2</sup>-Lenk wurde in Kooperation mit der Schaeffler Technologies AG & Co. KG ein Demonstratorfahrzeug entwickelt. Im Folgenden wird dieses Demonstratorfahrzeug beschrieben, welches genutzt werden soll, um die Machbarkeit des neuartigen Lenksystems zu untersuchen. Dazu werden die im Vorfeld an das Fahrzeug gestellten Anforderungen genauer beschrieben, welche für die vordere Radaufhängung und den Einsatz einer LMRA zu beachten sind. Außerdem werden in diesem Kapitel das Antriebs-, Lenk-, und Fahrwerkssystem genauer beschrieben.

### **4.1.1 Anforderungen an das Demonstratorfahrzeug im Maßstab 1:1,5**

Im Folgenden werden die allgemeinen Anforderungen an die Fahrwerke in Bezug auf das Demonstratorfahrzeug weiter spezifiziert. Dabei gelten alle Anforderungen aus Kapitel 2.

In Folge der ersten Untersuchungen werden auch bauraumrelevante Anforderungen an das Demonstratorfahrzeug mit dem Maßstab 1:1,5 gestellt. Hierbei ist bei der Bauraumauslegung der Gelenkwelle miteinzubeziehen, dass die Anbindung der Feder-/Dämpfereinheit oberhalb der Gelenkwelle positioniert ist. Zudem ist eine Verwendung einer virtuellen Lenkachse mit virtuellem unterem Gelenkpunkt bei der Ausgestaltung des Fahrwerks sinnvoll, um wertvollen Bauraum einzusparen [27]. Des Weiteren wird eine nachträgliche Einstellbarkeit des Fahrwerks gefordert, um Toleranzen ausgleichen zu können.

Auf Basis der durchgeführten Simulationen und Konstruktionen konnte schlussgefolgert werden, dass das Fahrwerkskonzept und die geometrischen

Randbedingungen die Gestaltungsfreiheit in der Auslegungsmethodik nicht einschränken dürfen. Weiter dürfen sich die Einflüsse durch den Federbeinhebelarm, welcher in Kapitel 2 "Grundlagen" beschrieben wird, nicht auf das Lenksystem auswirken. [41]

### 4.1.2 Antriebssystem

Für eine LMRA wird an der gelenkten Achse ein radselektives Antriebssystem benötigt. Dies kann durch ein Verteilerdifferential oder Einzelradantriebe erreicht werden. Aufgrund der in Kapitel 2 beschriebenen Grundlagen wurden für das Demonstratorfahrzeug innenliegende Antriebe ausgewählt.

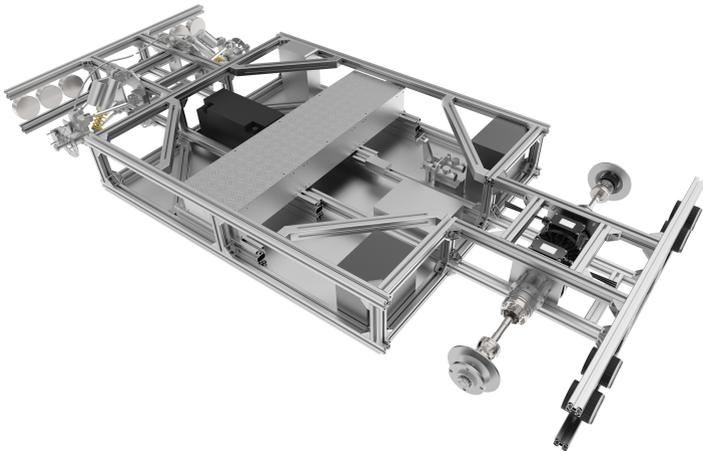


Abbildung 4.1: Das Antriebssystem des ELF++ bilden zwei radnahe Antriebsmaschinen mit Getrieben und Gelenkwellen

Die Abbildung 4.1 zeigt das Fahrzeug mit Fokus auf das Antriebssystem. Die symmetrisch angeordneten, innenliegenden Antriebe ermöglichen eine

individuelle Beeinflussung der beiden Vorderräder. Die Getriebe mit einer Übersetzung von  $i = 7$  verbinden die Antriebe mit den Gelenkwellen und steigern das Drehmoment am Rad. Die Gleichlaufgelenkwellen übertragen die Antriebsleistung auf die Radwelle und ermöglichen dabei die nötigen Höhen-, Längen- und Winkelausgleiche, welche zum Einlenken des Rades nötig sind. Bei der Entwicklung des Antriebssystems wurde auf geringes Spiel geachtet, damit hochdynamische Regeleingriffe auf die Antriebsräder übertragen werden können. Das Antriebssystem ist somit in der Lage, den Vortrieb des Fahrzeugs zu gewährleisten. Weiter ermöglicht es eine hochdynamische, radindividuelle Beeinflussung der Antriebsmomente, welche für die Auslegung des neuartigen Lenksystems nötig ist. Durch die Abstützung des Antriebsmoments am Aufbau wird der Störkrafthebelarm zum wirksamen Hebelarm. Somit stellt das umgesetzte Antriebskonzept das geeignete Antriebskonzept für Lenkkraftunterstützungssysteme mittels radselektiven Antrieben dar.

## 4.2 Fahrwerk- und Lenksystem

Im folgenden Kapitel wird der Entwicklungsprozess des Prototypenfahrwerks beschrieben. Zu Beginn wird aus gängigen Fahrwerkskonzepten ein geeignetes Konzept ausgewählt. Mit der Anwendung der erarbeiteten Entwicklungsmethodik können dann die Fahrwerksparameter bestimmt werden. Die Auslegung der Fahrwerkskinematik wird mit IPG Kinematics durchgeführt und damit die Fahrwerksparameter in ein konkretes räumliches Punktemodell überführt. Basierend auf den Gelenkpunkten im Raum erfolgt die Konstruktion in PTC Creo 2. Abschließend wird das Fahrwerk im Demonstratorfahrzeug beschrieben.

### 4.2.1 Auswahl des Fahrwerkskonzepts

Prinzipiell sind alle Fahrwerkskonzepte in Verbindung mit dem  $e^2$ -Lenkprinzip möglich. Um aus den zuvor beschriebenen Fahrwerksparametern ein Fahrwerk zu konstruieren, muss im nächsten Schritt ein passendes Fahrwerkskonzept ausgewählt werden. Die üblicherweise in Fahrzeugen verwendeten Fahrwerke sind Federbein-Radaufhängung, Doppelquerlenker, Vierlenker-Radaufhängungen mit aufgelösten Lenkern wahlweise oben oder unten und die Fünflenker-Radaufhängung mit fünf Zweipunktlenkern [27].

Die Darstellung 4.2 vergleicht die relevanten Fahrwerkskonzepte für das Demonstratorfahrzeug, bezogen auf die Eignung für das neuartige Lenksystem. Die Mc-Pherson Radaufhängung scheidet aufgrund der eingeschränkten Designfreiheit aus. Durch den Aufbau bedingt sind hier einige Kombinationen von Fahrwerksparametern im Designraum nicht realisierbar. So kann zum Beispiel ein kleiner Spreizungswinkel in Verbindung mit einem kleinen Lenkrollradius nicht realisiert werden, da dann das Federbein in den

#### 4 Anwendung der Methodik am Beispiel eines Demonstratorfahrzeugs

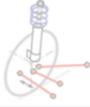
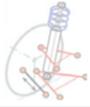
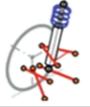
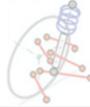
Fahrwerkstyp	Federbein	Drei Lenker	Vier Lenker	Vier Lenker	Fünf Lenker
Ausführungsform	Mc-Pherson	Doppelquerlenker	Doppelquerlenker mit aufgelösten unteren Querlenkern	Doppelquerlenker mit oberen aufgelösten Lenkern	Fünf Zweipunktlenker
Darstellung					
Gestaltungsfreiheit	✗	✓	✓	✓	✓
Federbeinhebelarm	✗	✓	✓	✗	✗
Bauraum	✗	✓	✓	✓	✓
Virtueller unterer Gelenkpunkt	✓	✗	✓	✗	✓
Einstellbarkeit	✗	○	✓	✓	✓

Abbildung 4.2: Das Fahrwerkskonzept wird entsprechend der Tabelle nach dem Ausschlussverfahren auf eine Vierlenker-Radaufhängung mit aufgelösten unteren Querlenkern festgelegt [40]

Bauraum des Rades eindringen würde. Der Einsatz einer Doppelquerlenker-Radaufhängung (Drei Lenker) ist ebenfalls problematisch, da der untere, mechanische Gelenkpunkt nahe der Reifenmittelebene platziert werden muss um einen kleinen Lenkrollradius zu generieren. Dies ist im Demonstratorfahrzeug aufgrund des Maßstabs von 1 : 1,5 und aus Bauraumgründen nicht möglich. Vierlenker-Achsen mit oberen aufgelösten Lenkern sind ebenfalls von diesem Problem betroffen. Dadurch sind lediglich Vierlenker-Achsen mit aufgelösten unteren Lenkern als auch Fünflenker denkbar.

Beide Konzepte bieten durch den virtuellen, unteren Gelenkpunkt eine hohe Gestaltungsfreiheit bezogen auf die radseitigen Fahrwerksparameter. Vierlenker bieten im frühen Entwicklungsstadium den Vorteil, dass Einflüsse der Federkraft bzw. des sogenannten Federbeinhebelarms keinen Einfluss auf das Lenksystem haben, sofern das Federbein an einem der Dreieckslenker angebunden wird (siehe Kapitel 2.5). Bei einer Fünflenker-Radaufhängung kann dies nicht gewährleistet werden, da die virtuelle Lenkachse beim

Einlenken stark wandert und bei bestimmten Lenkwinkeln immer ein Antriebskrafthebelarm auftritt. Aufgrund der genannten Eigenschaften eignen sich Vierlenker-Radaufhängungen mit unteren aufgelösten Lenkern am besten für den Einsatz mit dem neuartigen Lenksystem in einem Prototypen-Fahrzeug.

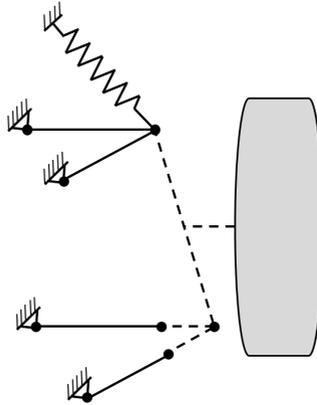


Abbildung 4.3: Die Vierlenker Radaufhängung mit aufgelösten unseren Lenkern stellt das geeignete Fahrwerkskonzept für das Demonstratorfahrzeug ELF++ dar

### 4.2.2 Anwendung der Methodik

Für die neuartige Lenkkraftunterstützung sind vor allem die radseitigen Fahrwerksparameter ausschlaggebend. Um diese in geeigneter Weise auszulagen wurde in Kapitel 3 eine Methodik entwickelt und vorgestellt. Die in Kapitel 3 erarbeitete Methodik soll im Folgenden auf das Demonstratorfahrzeug angewendet werden. Dazu müssen passende Gewichtungsfaktoren ermittelt werden. Dies wurde im Rahmen der Bachelorarbeit von Johannes Schantz [63] durchgeführt. Dabei wurden folgende Gewichtungsfaktoren verwendet: Unterstützungspotential  $g_{UP}$  Fahrdynamik  $g_{FD}$  Rückstellverhalten  $g_{SKM}$  Verhalten bei Seitenkraftstößen  $g_{SKS}$  Auswirkungen des Radlast-

hebelarms  $g_{RL}$  Auswirkungen des Bremskrafthebelarms  $g_{BR}$  Im Fahrwerkentwicklungsprozess würden die Gewichtungsfaktoren anhand neuer Kriterien ermittelt und festgelegt werden.

Da die Fahrzeugentwicklung und die Entwicklung der Bewertungsmethodik im Projekt e<sup>2</sup>-Lenk parallel verliefen, mussten die Fahrwerkparameter bereits vor Fertigstellung der Bewertungsmethodik festgelegt werden, um den Zeitplan im Projekt halten zu können. Um die Methodik dennoch am Beispiel des Demonstratorfahrzeugs zeigen zu können, wurden ebenfalls in [63] die Gewichtungsfaktoren nachträglich in der Art definiert, dass sie zu dem Demonstratorfahrzeug passen. Ermittelt wurden die Gewichtungsfaktoren durch ein Optimierungsverfahren [63] und ergeben sich wie in Tabelle 4.1 dargestellt:

Tabelle 4.1: Gewichtungsfaktoren für die Vorderradaufhängung des Demonstratorfahrzeugs [63]

$g_{UP}$	$g_{FD}$	$g_{SKM}$	$g_{SKS}$	$g_{RL}$	$g_{BR}$
0,16	0,33	0,333	0,05	0,23	0,075

Es fällt auf, dass das Unterstützungspotential lediglich einen Anteil von 16% an der Gesamtbewertung hat. Die Bewertungskriterien Fahrdynamik, Rückstellverhalten und Verhalten gegenüber Radlaststörungen haben die größten Anteile.

Abbildung 4.4 zeigt das Ergebnis der Bewertungsmethodik. Aufgetragen über Bremskrafthebelarm und Antriebskrafthebelarm ist das beste Fahrwerk für die jeweilige Kombination der Hebelarme. Das beste Fahrwerk ist definiert als das Fahrwerk mit der höchsten Wertigkeit, wobei die Wertigkeit nicht absolut gesehen werden darf sondern nur relativ zu den anderen Fahrwerken eines Simulationsdurchlaufs. Das liegt daran, dass die maximal mögliche Wertigkeit von den gewählten Gewichtungsfaktoren abhängt. Die

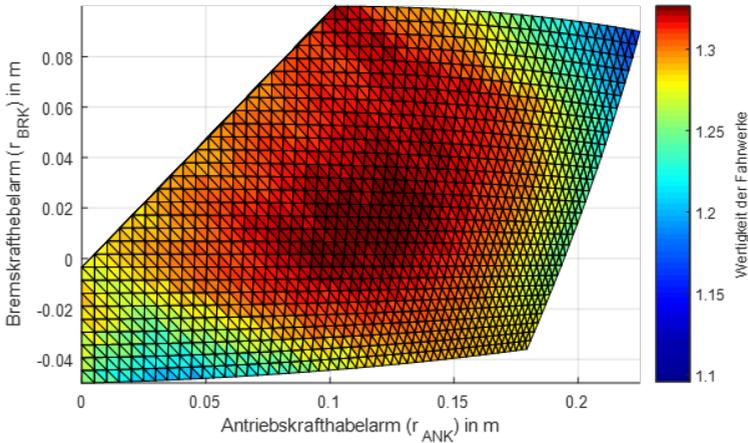


Abbildung 4.4: Ergebnis der Bewertungsmethodik für die Radaufhängung des Demonstratorfahrzeugs - Fahrwerke mit der höchsten Wertigkeit besitzen einen Bremskrafthebelarm von etwa 20 mm und einem Antriebskrafthebelarm von etwa 120 mm

besten Fahrwerke befinden sich im dunkelroten Bereich des Diagramms und besitzen einen Bremskrafthebelarm von etwa 20 mm und einem Antriebskrafthebelarm von etwa 120 mm.

Tabelle 4.2: Fahrwerksparameter des Fahrwerks mit bestem Bewertungsergebnis (Maßstab 1:1)

Fahrwerksparameter	Wert
Bremskrafthebelarm	22 mm
Störkrafthebelarm	107.8 mm
Nachlaufstecke	34 mm
Spreizungswinkel	15 °
Nachlaufwinkel	16.2 °

### 4.2.3 Auslegung der Fahrwerkskinematik

Die meisten kinematischen Eigenschaften einer Radaufhängung werden durch die Lage der Gelenkpunkte im Raum definiert. Elastokinematische Effekte wurden im Rahmen dieser Arbeit nicht berücksichtigt. So werden in diesem Schritt der Auslegung die Raderhebungskurven und Fahrwerksparemeter entsprechend den Anforderungen ausgelegt. Außerdem gibt der Bauraum viele Einschränkungen vor. Die Platzierung der Gelenkpunkte im Raum ist der erste Schritt um der Achse eine räumliche Geometrie zu geben. Hierbei ist es wichtig, die Änderungen parallel im CAD Modell anzugleichen um relevante Bauraumrestriktionen mit einbeziehen zu können. Die angestrebten Fahrwerksparemeter der Auslegung zeigt Tabelle 4.3. Diese ergeben sich aus den Parametern aus Tabelle 4.2 umgerechnet auf den reduzierten Maßstab von 1:1,5. Die Reduktion des Nachlaufwinkels ist nicht auf den reduzierten Maßstab zurückzuführen, sondern durch Bauraumrestriktionen aufgrund der kleinen 10-Zoll-Felge.

Tabelle 4.3: Angestrebte Fahrwerksparemeter der zu realisierenden Vorderradaufhängung (Maßstab 1:1,5)

<b>Fahrwerksparemeter</b>	<b>Wert</b>
Bremskrafthebelarm	14 mm
Störkrafthebelarm	72 mm
Nachlaufstecke	28 mm
Spreizungswinkel	15°
Nachlaufwinkel	16°

Für die Auslegung der Achse stand IPG Kinematics zu Verfügung. Mit diesem Tool ist es möglich, die Gelenkpunkte der Achse im Raum zu verschieben und die Raderhebungskurven zu generieren. Eine automatisierte Variation der Gelenkpunkte ist mit der Software nicht möglich. Eine Alternative

stand ebenfalls nicht zu Verfügung. Wie in den folgenden Abbildungen zu erkennen ist, wurden dennoch sehr gute Zielwerte erreicht. Abbildung 4.5 links zeigt den Lenkrollradius mit etwa 11 mm und somit einen Bremskrafthebelarm mit etwa 10 mm. Dieser ist damit sogar noch etwas kleiner als gefordert. In der rechten Darstellung ist zu erkennen, dass auch der Störkrafthebelarm von 72 mm mit einer kleinen Abweichung von 4 mm erreicht wurde. Aus den beiden Werten und dem dynamischen Rollradius ergibt sich ein Spreizungswinkel von etwa  $16^\circ$ . Abbildung 4.6 zeigt, dass die Nachlaufstrecke mit etwa 30 mm gut erreicht wurde. Der Nachlaufwinkel konnte aufgrund von Bauraumrestriktionen nicht perfekt erreicht werden und wurde auf  $10^\circ$  reduziert.

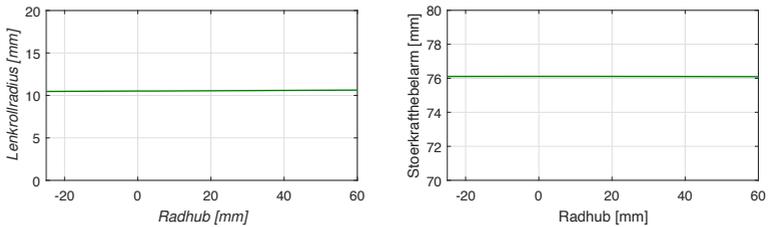


Abbildung 4.5: Lenkrollradius und Störkrafthebelarm zeigen nur geringe Änderungen über dem Radhub

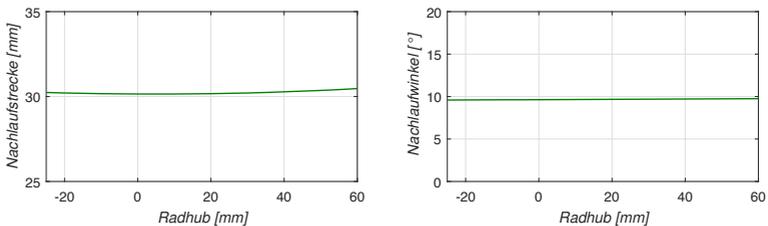


Abbildung 4.6: Nachlaufstrecke und Nachlaufwinkel zeigen ebenfalls nur geringe Änderungen über dem Radhub

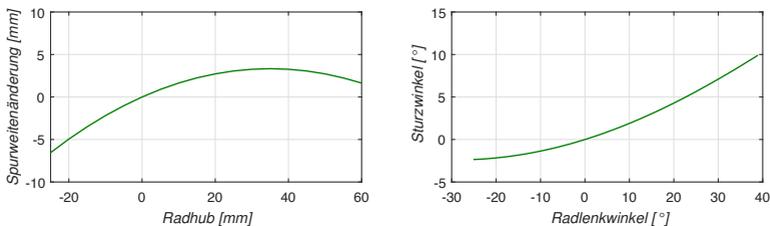


Abbildung 4.7: Die Spurweitenänderung (links) über dem Radhub beträgt maximal 7 mm und der Sturzwinkel ändert sich über dem Radlenkwinkel wie gefordert

Abbildung 4.7 zeigt zum einen, dass die kinematische Auslegung zu einer Spurweitenänderung kleiner 7 mm beträgt. Die kleine Spurweitenänderung reduziert ungewollte Seitenkräfte und gewährleistet eine präzise Fahrzeugführung. Weiter zeigt der rechte Plot der Darstellung den Sturzwinkel über dem Lenkwinkel aufgetragen. In der Konstruktionslage sind die Sturzwinkel an beiden Rädern gleich null. Die Skala im Plot orientiert sich am dominanten, äußeren Rad. Demnach ist bei negativen Radlenkwinkeln ein negativer Sturz und bei positiven Radlenkwinkeln ein positiver Sturz erwünscht. Genauso verhält sich die Raderhebungskurve. Am kurvenäußeren Rad erreicht der Sturz einen Wert von bis zu  $-2,5^\circ$  und am kurveninneren Rad einen Sturz von bis zu  $10^\circ$ .

Die letzte Darstellung in diesem Kapitel zeigt das Ackermannverhältnis über dem Zahnstangenhub. Bei einer idealen Auslegung wäre diese Kurve stets bei 100 %. Da dies in der Realität nicht umsetzbar ist, wurde zuerst die Anforderung definiert, dass das Ackermannverhältnis bei kleinen Lenkwinkeln 60 % und bei maximalem Lenkwinkel 100 % betragen soll. Diese Auslegung führte allerdings zu einem ungewollten, negativen Rückstellmoment. Grund dafür ist das Fahrwerkskonzept mit den unteren aufgelösten Lenkern und die damit verbundene, unterschiedlich starke Änderung der Nachlaufstrecke über den Lenkwinkel am linken und rechten Rad. Daher wur-

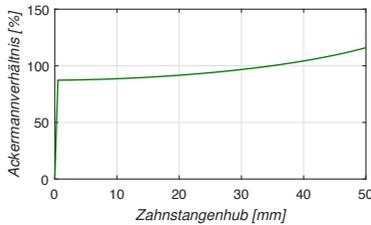


Abbildung 4.8: Das Ackermannverhältnis ist über gesamten Zahnstangenhub nahe 100 %

de eine Auslegung vorgenommen wie in Abbildung 4.8 dargestellt. Diese erreicht bereits bei kleinem Zahnstangenhub ein Ackermannverhältnis nahe 100 %, bei maximalem Hub sogar 120 %.

Somit ergibt sich die Fahrwerksgeometrie wie in Tabelle 4.4 aufgelistet. Diese Gelenkpunkte können nun für die Konstruktion des Fahrwerks in der CAD Software verwendet werden.

#### 4.2.4 Konstruktion der Vorderradaufhängung

Für die Konstruktion stand die Konstruktionssoftware PTC Creo 2 zur Verfügung. Auf die durchgeführte Dimensionierung der Komponenten wird im Rahmen dieser Arbeit nicht eingegangen, da es den Umfang der Ausarbeitung übersteigen würde.

Das in diesem Kapitel beschriebene Demonstratorfahrzeug ist im Rahmen des Projekts e<sup>2</sup>-Lenk entstanden. Das Fahrzeug, wie auf Abbildung 4.1 zu sehen, wird im Folgenden als Basis vorausgesetzt. Die Dokumentation zu den übrigen Teilsystemen finden sich in den Abschlussarbeiten, in der Literatur oder in Schaeffler-internen Dokumenten sowie im Abschlussbericht des Projekts e<sup>2</sup>-Lenk [40]. Das Basisfahrzeug umfasst folgende Teilsysteme:

Tabelle 4.4: Fahrwerksgeometrie aus IPG Kinematics

<b>Bezeichnung / x-y-z-Koordinaten in mm</b>	<b>x</b>	<b>y</b>	<b>z</b>
Wheel Center	0	-572	236
Center of Tire Contact	0	-575	0
Force Application Tire Forces	0	-575	0
Body - Chassis Subframe Front	-200	-200	165
Body - Chassis Subframe Rear	400	-200	215
Wheel Carrier - Lower Wishbone	-3	-516	160
Wheel Carrier - Upper Wishbone	25	-466	325
Wheel Carrier - Steering Rod	145	-427	250
Subframe - Bushing Front Lower Wishbone	-100	-212	161
Subframe - Bushing Rear Lower Wishbone	100	-212	161
Vehicle - Bushing Front Upper Wishbone	-100	-212	300
Vehicle - Bushing Rear Upper Wishbone	100	-212	300
Chassis Subframe - Stabilizer Bar	-250	-200	150
Stabilizer Bar - Stabilizer Link	0	-400	150
Stabilizer Link - Wheel Suspension	0	-400	400
Steering Rod - Steering Rack	138	-200	245
Chassis Subframe - Steering Gearbox	-140	-400	235
Spring - Body	35	-450	715
Spring - Wheel Suspension	30	-500	465
Damper - Body	25	-400	715
Damper - Lower Wishbone	20	-450	465
Axle Drive Shaft - Differential	0	-266	248
Axle Drive Shaft - Wheel	1	-458	242

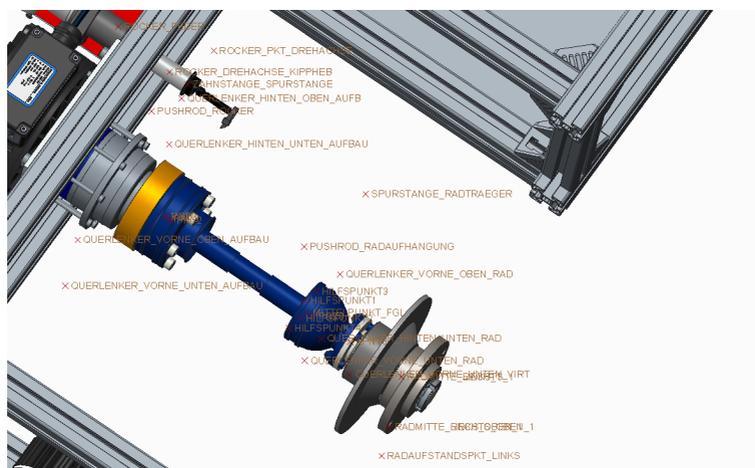


Abbildung 4.9: Aus der Simulationssoftware IPG Kinematics wurden die Gelenkpunkte in die Konstruktionssoftware übertragen. Die Werte können der Tabelle 4.4 entnommen werden.

den Rahmen, das Hoch- und Niedervolt Batteriesystem, das Antriebssystem, das Bremssystem, die Beleuchtung und die hintere Radaufhängung.

Nach dem Top-Down Prinzip wurden die zuvor ermittelten Gelenkpunkte in den Bauraum übertragen. Da der untere Gelenkpunkt mit dem Bauraum der Gelenkwelle zusammenfällt, wurde der untere Dreieckslenker durch zwei Zweipunktlenker ersetzt. Dabei wurde der untere Gelenkpunkt am Radträger als virtueller Gelenkpunkt verwendet und die beiden Gelenkpunkte der unteren Querlenker ergänzt. Abbildung 4.9 zeigt das Top Down Skelett der rechten Vorderradaufhängung.

Abbildung 4.10 zeigt die Konstruktion der zuvor ausgelegten Radaufhängung. Bei der Radaufhängung handelt es sich aufgrund des reduzierten Maßstabs um eine komplette Eigenentwicklung. Lediglich zwei Zukaufteile konnten verwendet werden. Zum einen kommt ein

Bremssattel zum Einsatz. Weiter konnte ein Feder-Dämpfer-System in die Radaufhängung integriert werden.

Bei der Konstruktion handelt es sich um eine Vierlenker-Vorderradaufhängung mit aufgelösten unteren Querlenkern. Die Federung und Dämpfung wird über einen Rocker und die längsliegenden Dämpfer realisiert. Dieser ist so mit der oberen Lenker-Ebene verbunden, dass die Federkraft vollständig vom Lenkradmoment entkoppelt ist. Die obere Lenker-Ebene besteht aus einem Dreieckslenker, welcher aus zwei Stäben und einem Verbindungsstück besteht. Die beiden Stäbe werden über Kugelgelenke mit dem Aufbau verbunden, das Verbindungsstück über ein Gelenkauge mit dem Radträger. Wie bereits erwähnt, bilden zwei sogenannte Zweipunktlenker die untere Lenker-Ebene.

Gelenkköpfe stellen die Kugelgelenke dar. Diese sind mit einem Stahlstab verbunden und über Kontermuttern gesichert. Die Anbindung an den Radträger wird durch zwei Aluminium-Zangen realisiert. Der Radträger wurde aus dem Vollen gefräst und verbindet das Radlager mit den Querlenkern. Informationen zu den Radlagern und weiteren Bauteilen des Antriebsstrangs sind in der Bachelorarbeit von Christopher Zell dokumentiert [78]. Die Trägerplatte ermöglicht die Montage und Demontage des kompletten “Corner-Moduls”.

Durch den modularen Aufbau konnte das Fahrwerk sehr einfach in das vorhandene Demonstratorfahrzeug integriert werden. So muss lediglich die Trägerplatte und die Aufbaufeder mit dem Fahrzeugrahmen, die Gelenkwelle mit der Antriebswelle und der Radträger mit der Spurstange verbunden werden. Zusätzlich ist die Anbindung des Bremssattels an das Bremssystem nötig. Abbildung 4.11 zeigt ein CAD-Rendering des Fahrwerkmoduls im Demonstratorfahrzeug.

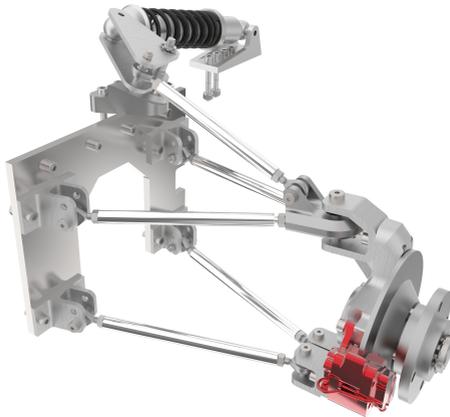


Abbildung 4.10: Für das Demonstratorfahrzeug wurde eine Vierlenker-Radaufhängung mit aufgelösten unteren Querlenkern entwickelt

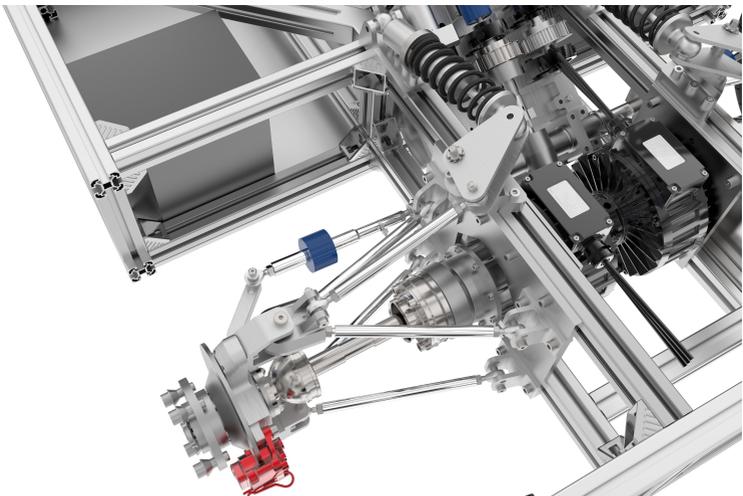


Abbildung 4.11: Die Corner-Module können einfach in das Demonstratorfahrzeug integriert werden

### 4.2.5 Lenksystem

Das Lenksystem wurde in der Art entwickelt, dass es vier verschiedene Lenksysteme abbilden kann: eine mechanische Lenkung und drei elektromechanische Lenksysteme. Die mechanische Lenkung verbindet das Lenkrad über die Lenksäule, das Lenkgetriebe und den Spurstangen mit den Radträgern. Diese Verbindung besteht bei allen Betriebsmodi. Zu dieser mechanischen Lenkung kann der EPS-Motor in Form einer konventionellen Lenkkraftunterstützung ein Lenkradmoment aufprägen um den Fahrer zu unterstützen. Dieser Motor kann über eine Schaltmuffe mechanisch entkoppelt werden. Weiter kann das mechanische Lenksystem nach dem Prinzip einer LMRA unterstützt werden. Die Lenkinematik wurde gemeinsam mit Haiyang Xu im Rahmen seiner Masterarbeit [77], Christian Mayer im Rahmen seiner Masterarbeit [50] und Nikolas Andriessen im Rahmen seiner Bachelorarbeit [1] entwickelt.

Es besteht außerdem die Möglichkeit das Fahrzeug fernzusteuern. Dazu wurde ein weiterer Motor in das Lenksystem integriert, welcher ebenfalls mechanisch entkoppelt werden kann, damit das Schleppmoment einzelner Aktoren die Teilsysteme nicht negativ beeinflusst. Der mechanische Durchtrieb vom Lenkrad zu den Rädern ist bei allen Teilsystemen gewährleistet. Es wird kein Steer-by-Wire-System abgebildet.

Abbildung 4.12 zeigt das Lenksystem des Demonstratorfahrzeugs mit den einzelnen Teilsystemen. Anhand dieser Darstellung lässt sich das Funktionsprinzip einer LMRA nochmals erklären. Der Fahrer prägt dem Lenksystem in Form eines Lenkradwinkels und einem Handmoment am Lenkrad (10) einen Fahrwunsch auf. Dieser wird mechanisch an die Räder übertragen. Zusätzlich erkennen Lenkwinkelsensor (9) und Drehmomentsensor (8) die Eingabe des Fahrers und übermitteln die Messwerte an das Fahrzeugsteu-

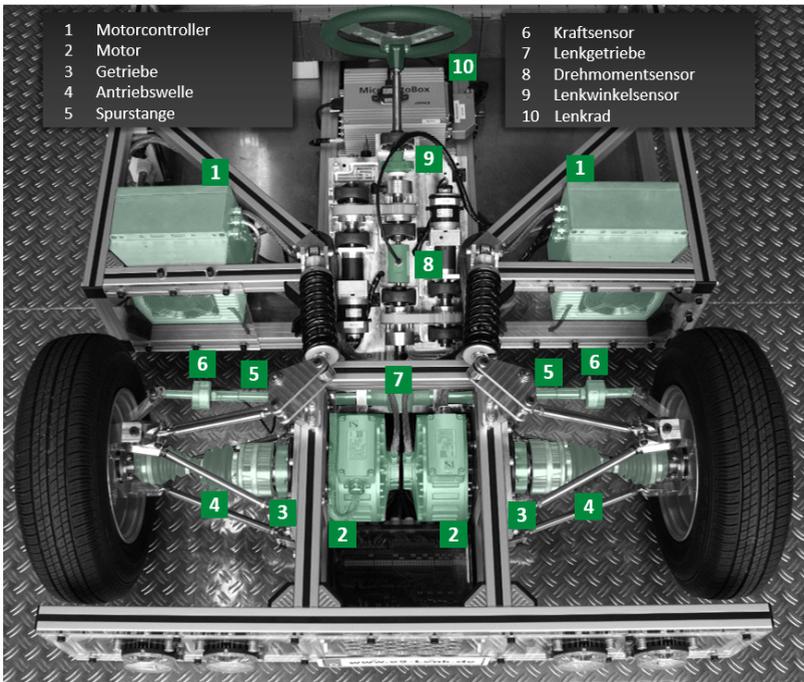


Abbildung 4.12: Das Demonstratorfahrzeug ist in der Lage verschiedene Lenksysteme miteinander zu vergleichen: rein mechanische Lenkung, konventionelle Lenkkraftunterstützung und Lenkkraftunterstützung mittels radselektiven Antrieben. Das Fahrzeug verfügt zusätzlich über einen Lenkmotor zur Fernsteuerung [60].

ergerät. Dieses errechnet unter Berücksichtigung des Fahrzustands die benötigte Antriebsmomentverteilung und übermittelt diese an die Motorcontroller (1) Diese stellen entsprechend das Antriebsmoment der Antriebsmotoren (2). Die erzeugten Drehmomente werden über die Getriebe (3) und Gelenkwellen (4) an die Antriebsräder übertragen. Die im Reifenlatsch anliegende Antriebskräfte induzieren über die Störkrafthebelarme des angepassten Fahrwerks Lenkradmomente in das Lenksystem. Sind die Kraftvektoren auf beiden Seiten gleich groß, so heben sich die Momente bzw. Kräfte

auf. Liegen unterschiedliche Kraftvektoren an, so resultiert ein Lenkradmoment. Außerdem wurde ein Bremssystem integriert, welches von Kallenberger [39] entwickelt wurde.

### 4.2.6 Realisiertes Fahrwerkssystem

Wie in den vorausgegangenen Kapiteln beschrieben, stellt eine Vierlenker-Radaufhängung das am besten geeignete Konzept für das Demonstratorfahrzeug dar. Abbildung 4.13 zeigt das im Demonstratorfahrzeug realisierte Fahrwerk. Die obere Lenker-Ebene besteht aus zwei Druckstäben und einem Bauteil, welches die beiden Querlenker zu diesem Dreieckslenker verbindet. Die untere Lenker-Ebene besteht aus zwei Stäben.

Gelenkköpfe stellen die Verbindung zwischen Radträger und Querlenkern sowie Querlenkern und Aufbau her. Sie garantieren eine steife Verbindung. Im Vergleich zu Gummilagern ist somit eine direkte Kraftübertragung gewährleistet und Effekte der Elastokinematik können vernachlässigt werden. Der obere Dreieckslenker verbindet die oberen Querlenker als auch den Pushrod mit dem Radträger. Somit wird ein möglicherweise von der Aufbaufederkraft erzeugtes Drehmoment vom Radträger entkoppelt.

Die Fahrwerkparameter wurden entsprechend der vorausgegangenen Auslegungsmethodik konstruiert. Aufgrund von Bauraumrestriktionen wurde eine Toleranz von  $\pm 10\%$  bei den Fahrwerkparametern zugelassen. Tabelle 4.5 zeigt die umgesetzten Fahrwerkparameter. Die Herleitung dieser Werte wurde bereits in Kapitel 4.2.3 beschrieben.

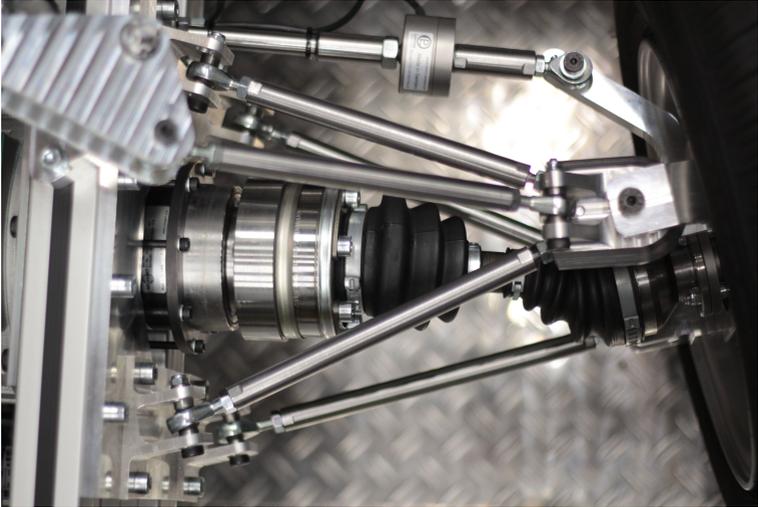


Abbildung 4.13: Umgesetztes Fahrwerk im Demonstratorfahrzeug [40]

Tabelle 4.5: Fahrwerksparameter realisierten Vorderradaufhängung (Maßstab 1:1,5)

<b>Fahrwerksparameter</b>	<b>Wert</b>
Bremskrafthebelarm	10 mm
Störkrafthebelarm	76 mm
Nachlaufstecke	28 mm
Spreizungswinkel	16°
Nachlaufwinkel	10°

#### 4.2.7 Diskussion des ausgewählten Fahrwerkskonzepts

Das entwickelte Fahrwerk erfüllt alle Anforderungen, die zu Beginn an das System gestellt wurden. Leider stellte sich heraus, dass es dennoch zu einem ungewollten Effekt kam [42]. Durch den aufgelösten unteren Querlenker

und den nicht aufgelösten oberen Dreieckslenker kommt es zu einer starken Änderung des Nachlaufs in Abhängigkeit des Lenkwinkels. Somit ist der Nachlauf am linken Rad nur während der Geradeausfahrt gleich dem am rechten Rad. Erfüllt die Lenkinematik nun nicht genau die Ackermannbedingung, kommt es in der Kurvenfahrt zu einer Vor- oder Nachspur. Die daraus resultierenden Seitenkräfte heben sich zwar auf, durch den unterschiedlich großen Nachlauf werden aber unterschiedlich große Lenkradmomente am linken und rechten Radträger induziert. Somit kann ein resultierendes Lenkradmoment entstehen, welches sogar ein negatives Rückstellmoment verursachen kann. Sollte dieses Problem auftreten, so muss die Ackermann-Beziehung in der Art verändert werden, dass das innere Rad noch stärker einlenkt.

#### 4.2.8 Gesamtfahrzeug ELF++

Mit dem zuvor beschriebenen Fahrwerk wird das Demonstratorfahrzeug komplettiert und steht zur Versuchsdurchführung zur Verfügung. Viele der elektromechanischen Systeme und die Fahrzeugregelung bzw. -steuerung finden sich in der Dissertation von Jürgen Römer [60], bzw. im Abschlussbericht des Förderprojekts  $e^2$ -Lenk [40].

Tabelle 4.6 zeigt die wichtigsten Komponenten des Fahrzeugs. Bei der Auswahl der Komponenten wurde darauf geachtet, dass die einzelnen Teilsysteme möglichst gut verfügbar und einfach in Betrieb zu nehmen sind, um diese auch in zukünftigen Projekten verwenden zu können.

Tabelle 4.6: Fahrzeugdetails

<b>Teilsystem</b>	<b>Komponente/Details</b>
<b>Antriebsstrang</b>	
E-Maschine	2x Heinzmann PMS 100R (7 kW, 20 Nm, 48 V)
Getriebe	2x Neugart Getriebe PLFN090 (1:7)
Gelenkwelle	2x GKN Gleichlauf-Gelenkwelle
<b>Elektronik</b>	
Batterie	InnoPower LFMP100AH (100 Ah, 48 V)
Fahrzeugsteuergerät	dSPACE MicroAutoBoxII 1401/1513/1514
Sensorik	BOSCH Lenkwinkelsensor LWS 5.3.6 BOSCH IMU MM5.10 NCTE Drehmomentsensor 2300 Lorenz Kraftsensor K12
<b>Chassis und Fahrwerk</b>	
Rahmen	Modular aufgebaute Rahmenstruktur aus BOSCH-Profilen
Vorderradaufhängung	Eigenentwicklung (Vierlenker, untere Lenker aufgelöst)
Hinterradaufhängung	Eigenentwicklung (Fünflenker) [12]
Lenkgetriebe	TitanSteering Prototypengetriebe
Gewicht	ca. 500 kg (inkl. Fahrer)
Abmessungen	(LxB) 2,80 m x 1,30 m
Spurweite / Radstand	1,15 m / 2,08 m
Wenderadius	5 m
Reifentyp	145/80 R10
<b>Bedienung</b>	
Schnittstellen	RC-Funkstrecke, WLAN, Fahrerplatz



Abbildung 4.14: Gesamtfahrzeug ELF++

### 4.3 Versuch und Validierung

Nachdem das Fahrzeug vollständig aufgebaut war, konnten damit die Versuche gefahren werden, welche zur Untersuchung des neuartigen Lenksystems nötig sind. Alle Versuche wurden auf dem Versuchsgelände des KIT Campus Ost durchgeführt. Um die Versuche reproduzierbar zu halten, wurden die Versuche automatisiert durchgeführt. Da das Fahrzeug über keine Umfeld- oder Positionserkennung verfügt, wurden bei den Fahrmanövern definierte Geschwindigkeit-Lenkwinkel-Vorgaben abgefahren. Dabei kann es zu kleineren Abweichungen zwischen einzelnen Versuchsfahrten kommen.

Mit dem Demonstratorfahrzeug wurden im Rahmen dieser Arbeit drei Fahrmanöver durchgeführt. Die quasi-stationäre Kreisfahrt dient als Standard-Fahrmanöver dazu, möglichst viele Fahrsituationen abzubilden. Zur Untersuchung des Lenkradmoments dienen im Fahrzeug unter anderem Kraftmessdosen in den Spurstangen. Beim Beschleunigen und Verzögern auf gerader Strecke kann somit der unterschiedliche Einfluss von Antriebs- und Bremskrafthebelarm untersucht werden. Außerdem wird der Einfluss unterschiedlicher Reibbeläge untersucht. Da das nötige Prüfgelände nicht zur Verfügung steht, wurde das Manöver durch einseitiges Antreiben und Bremsen vereinfacht.

#### 4.3.1 Quasi-stationäre Kreisfahrt

Die quasi-stationäre Kreisfahrt auf Basis der ISO 4138 [33] dient zur Untersuchung des stationären Fahrverhaltens von Fahrzeugen und liefert Erkenntnisse über die Fahrzeugdynamik und Spurhalteeigenschaften des Fahrzeugs. [33] Das Manöver repräsentiert hierbei keine reale Fahrbedingung, ist aber ein nützliches Hilfsmittel, um Auswirkungen von Steuerungsbefehlen auf das stationäre Fahrverhalten zu untersuchen.

Hierzu wird je nach Versuchsmethode ein konstanter Kurvenradius, ein konstanter Lenkradwinkel oder eine konstante Fahrgeschwindigkeit vorgegeben. Zur Untersuchung des Lenksystems eignet sich die Methode mit konstantem Kurvenradius. Hierbei wird das Fahrzeug mit fortwährender Messung kontinuierlich langsam auf der Kreisbahn bis zu einer Geschwindigkeit von 20 *km/h* beschleunigt.

Die Änderungsrate der Querschleunigung beträgt max.  $0.1 * (m/s^2)/s$ . Der empfohlene Kurvenradius beträgt 100 *m* [32]. Bezogen auf den Maßstab von 1:1,5, wären das für das Demonstratorfahrzeug etwa 66 Meter. Durch

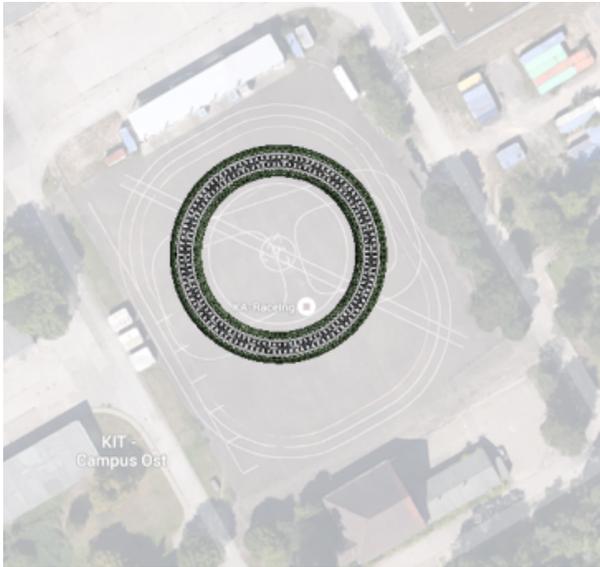


Abbildung 4.15: Quasi-stationäre Kreisfahrt mit einem Radius von 20 m auf dem Versuchsgelände am KIT Campus Ost

den eingeschränkten Betriebsbereich wurde der Radius allerdings auf etwa 20 m reduziert. Die Fahrmanöver wurden entsprechend der Abbildung 4.15 auf dem Versuchsgelände des KIT Campus Ost durchgeführt.

### 4.3.2 Slalomfahrt

In Anlehnung an den in ISO 13674-1 [32] beschriebenen “Weave Test” dient die Slalomfahrt der Untersuchung des Geradeauslaufverhaltens von Fahrzeugen als Reaktion auf definierte Lenkeingaben. Hierdurch lassen sich detaillierte Rückschlüsse auf das Lenksystem ziehen. Das Geradeauslaufverhalten beschreibt das Lenkgefühl und die Lenkpräzision bei einer nominellen Geradeausfahrt während dem Durchfahren großer Kurvenradien

mit hoher Fahrgeschwindigkeit aber geringen Querbeschleunigungen (hier:  $3 \text{ m/s}^2$ ). Die konstante Fahrgeschwindigkeit beträgt  $17 \text{ km/h}$ .

Als Lenkeingabe wird eine Sinuswelle mit einer Frequenz von  $0.2 \text{ Hz} \pm 10 \%$  und einer der gewünschten Querbeschleunigung entsprechenden Amplitude mit einer Toleranz von  $\pm 10 \%$  empfohlen [32]. Die in dieser Arbeit verwendete Slalomfahrt hat keinen vorgegebenen Streckenverlauf, sondern wird über eine automatisierte Fahrzeugführung reproduzierbar gemacht. Hierbei werden die Geschwindigkeit und der Lenkwinkel über der Zeit vorgegeben. Dies führt allerdings dazu, dass die Kurvenradien beim Einsatz von  $e^2$ -Lenk durch das zusätzliche Giermoment kleiner und die Querbeschleunigung größer werden.

Auch dieses Fahrmanöver wurde auf dem Versuchsgelände des KIT Campus Ost durchgeführt. Abbildung 4.16 zeigt schematisch das Fahrmanöver.

### **4.3.3 Antreiben und Bremsen auf gerader Strecke**

Dieser Versuch soll zeigen, dass es möglich ist ein Fahrwerk zu entwickeln, welches ein gutes Unterstützungspotential bietet, bei Bremsmanövern aber kein ungewolltes Lenkradmoment erzeugt. Aus dem Stand wird das Demonstratorfahrzeug mit  $2.5 \text{ m/s}^2$  auf ca.  $20 \text{ km/h}$  beschleunigt, auf dieser Geschwindigkeit gehalten und anschließend mit der gleichen Längsbeschleunigung durch die Friktionsbremsen bis zum Stillstand abgebremst. Das Lenkrad wird dabei vom Lenkmotor festgehalten.

Untersucht werden dabei das Lenkradmoment und der Lenkradwinkel. Die Daten werden von den beiden Sensoren in der Lenksäule erfasst. Die Kraftsensoren in den beiden Spurstangen erfassen die Spurstangenkraft. Die Antriebsmomente werden von den Motorcontrollern übermittelt.



Abbildung 4.16: Automatisierte Slalomfahrt mit Lenkwinkel und Geschwindigkeitsvorgabe auf dem Versuchsgelände am KIT Campus Ost

## 4.4 Auswertung und Diskussion

Im folgenden Abschnitt werden die Daten der Fahrversuche ausgewertet und diskutiert. Die Auswertung der aufgezeichneten Daten erfolgte mit Hilfe von Matlab [67].

Die Versuchsdaten werden in Plots dargestellt. Mehrere Plots zeigen ein Fahrmanöver, wobei jeder Plot jeweils den Versuch mit (gelbe Kurve) und ohne (grüne Kurve)  $e^2$ -Lenk beinhaltet. Die Daten werden dabei jeweils über der Zeit aufgetragen.

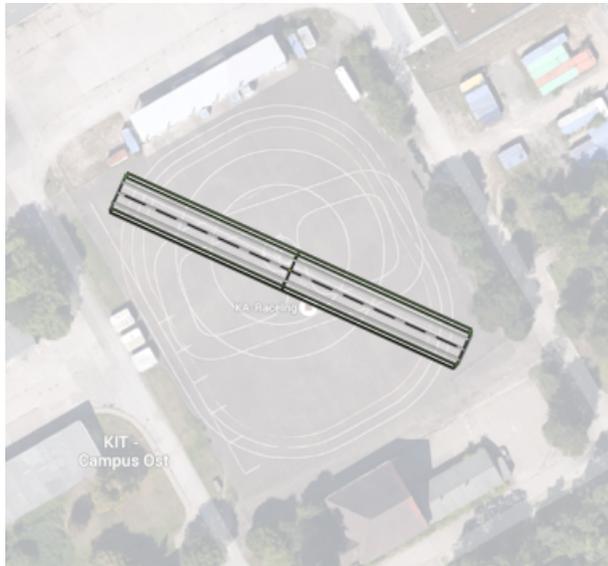


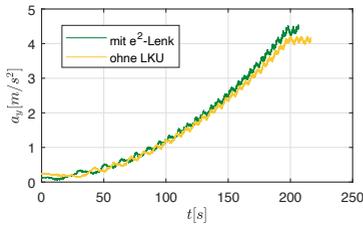
Abbildung 4.17: Antreiben und Bremsen auf gerader Strecke

#### 4.4.1 Quasi-stationäre Kreisfahrt

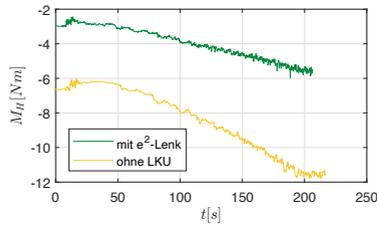
Abbildung 4.18 zeigt die Messdaten aus der quasi-stationären Kreisfahrt. Die Querbearbeitung in Abbildungsteil (a) ist im Versuch mit  $e^2$ -Lenk wie erwartet leicht erhöht. Da die Lenkwinkel in beiden Versuchen gleich sind und der Torque-Vectoring-Effekt von  $e^2$ -Lenk die Gierrate erhöht, wird der Kurvenradius kleiner. Bei gleicher Geschwindigkeit führt dies zu einer höheren Querbearbeitung. Die quasi-stationäre Kreisfahrt zeigt in Abbildungsteil (b) deutlich die Reduktion des zum Durchfahren des Kreises benötigten Lenkradmoments durch Einsatz der neuartigen Lenkkraftunterstützung.

In den beiden unteren Plots (c) und (d) sind die Antriebsmomente zu sehen. Antriebsmomente ohne  $e^2$ -Lenk (gelb) sind dabei über der Zeit - wie vermu-

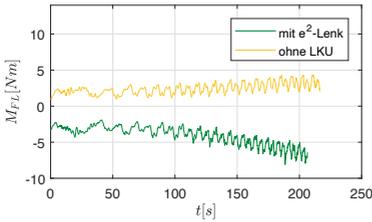
#### 4 Anwendung der Methodik am Beispiel eines Demonstratorfahrzeugs



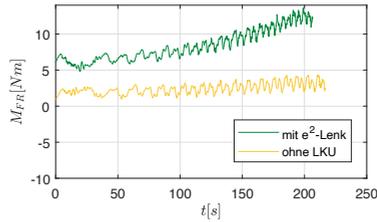
(a) Querbeschleunigung



(b) Lenkradmoment



(c) Antriebsmoment links



(d) Antriebsmoment rechts

Abbildung 4.18: Messdaten der Quasi-stationären Kreisfahrt - Bei konstantem Kurvenradius wurde das Fahrzeug beschleunigt. Dabei zeigt sich ein deutlich reduziertes Handmoment mit der Verwendung von  $e^2$ -Lenk

tet - sehr ähnlich. Mit  $e^2$ -Lenk sind die Antriebsmomente links und rechts unterschiedlich groß. Das Differenzmoment liegt dabei zwischen 10 Nm und 20 Nm und steigt wie vermutet mit der Geschwindigkeit. Da die Fahrwiderstände durch die kleine Geschwindigkeit und kleine Längsbeschleunigung sehr klein sind, bleiben die Antriebsmomente ohne  $e^2$ -Lenk mit maximal 5 Nm sehr klein. Daher wird beim beschriebenen Versuchsaufbau das Antriebsmoment am inneren Rad negativ.

Somit beschreibt die quasi-stationäre Kreisfahrt ein Fahrmanöver, welches für das Lenksystem energetisch nicht sehr vorteilhaft ist. Dies wird in der Dissertation von Jürgen Römer [60] genauer beschrieben. Die Machbar-

keit einer Lenkkraftunterstützung kann in diesem Fahrmanöver aber gezeigt werden.

#### 4.4.2 Slalomfahrt

Abbildung 4.19 zeigt das Fahrzeugverhalten im Slalom-Manöver. Auffällig ist ebenfalls eine leicht höhere Querschleunigung bei Verwendung des  $e^2$ -Lenk Prinzips, wie in Abbildung 4.19 Teil (a) zu erkennen ist. Dies ist wie im Versuch zuvor damit zu begründen, dass der Kurvenradius bei gleichem Lenkwinkel mit  $e^2$ -Lenk durch das zusätzliche Giermoment kleiner wird. Wie in Abbildung 4.19 Teil (b) zu erkennen ist, wird das Handmoment des Fahrers deutlich reduziert. Dabei wird das Lenkradmoment betragsmäßig ähnlich reduziert wie in der quasi-stationären Kreisfahrt. Generell ist das Lenkradmoment aber durch das dynamische Einlenken mit maximal 11 Nm deutlich höher. Abbildungsteil (c) zeigt, dass sich das Differenzmoment zwischen - 20 Nm und 20 Nm bewegt. Der Lenkradwinkel und dessen zeitlicher Verlauf ist dabei in beiden Versuchen nahezu deckungsgleich, wie in Abbildungsteil (d) zu sehen ist.

#### 4.4.3 Antreiben und Bremsen auf gerader Strecke

Dieser Versuch soll zeigen, dass es möglich ist ein Fahrwerk aufzubauen, welches ein gutes Unterstützungspotential aufweist, gleichzeitig aber auch alle weiteren Bewertungskriterien mit einer hohen Maßzahl erfüllt. Der Versuch wurde dabei ohne aktivierte Lenkkraftunterstützung durchgeführt. Daher findet sich lediglich ein Fahrversuch in den Plots.

Abbildung 4.20 zeigt die Versuchsergebnisse. Aus dem Stand wird das Demonstratorfahrzeug, wie in der Abbildung zu erkennen, ab  $t = 217 \text{ s}$  mit  $2.5 \text{ m/s}^2$  auf ca.  $20 \text{ km/h}$  beschleunigt und auf dieser Geschwindigkeit ge-

#### 4 Anwendung der Methodik am Beispiel eines Demonstratorfahrzeugs

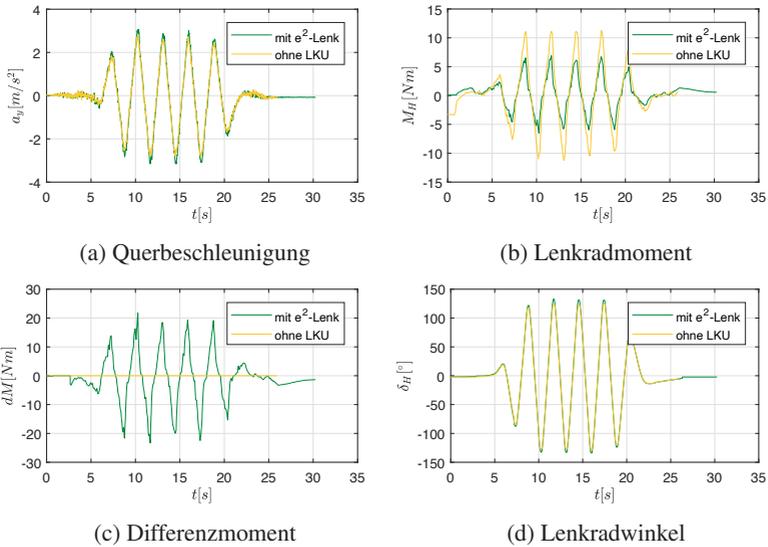


Abbildung 4.19: Slalomfahrt - Bei konstanter Geschwindigkeit wird die Slalomfahrt absolviert. Dabei zeigt sich ein deutlich reduziertes Handmoment mit der Verwendung von  $e^2$ -Lenk

halten. Nicht zu erkennen ist das Bremsmoment der Bremsung mit der Friktionsbremse, welche das Fahrzeug ab  $t = 221 \text{ s}$  mit der gleichen Längsbeschleunigung bis zum Stillstand verzögert, da dieses nicht von der Messtechnik im Fahrzeug erfasst werden kann.

Durch die in Kapitel 4.2.2 ermittelten Fahrwerkparameter zeigen die Messdaten in Abbildung 4.20 Teil (e) und (f) eine große Spurstangenkraft beim Antreiben und eine kleine Spurstangenkraft beim Bremsen durch die Friktionsbremse. Die Spurstangenkräfte steigen also nur beim Beschleunigen deutlich an und bleiben beim Bremsen bei einem ähnlich niedrigen Wert wie in der Ruhelage. Wie in Abbildungsteil (a) und (b) zu erkennen ist, blei-

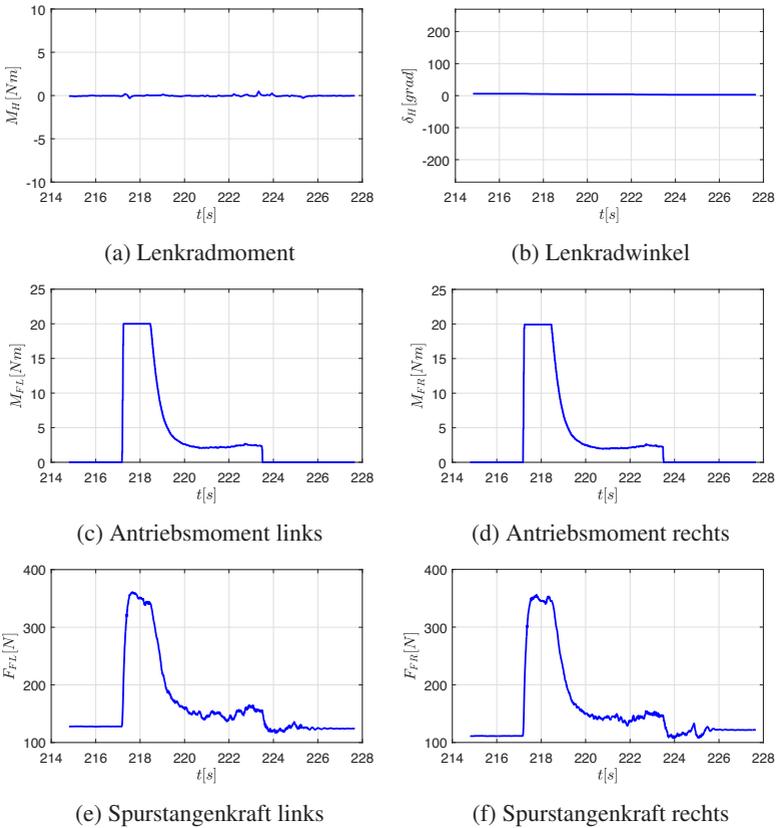


Abbildung 4.20: Antreiben und Bremsen auf gerader Strecke bei festgehaltenem Lenkrad - ab Sekunde 217 wird das Fahrzeug auf ca. 20 km/h beschleunigt, die Geschwindigkeit gehalten und ab Sekunde 223 mit der Friktionsbremse verzögert.

ben das Lenkradmoment (a) und der Lenkradwinkel (b) dabei nahezu konstant bei null.

Zusammenfassend zeigen die Messdaten, dass das Fahrzeug bzw. das Fahrwerk alle anfangs festgelegten Anforderungen erfüllt. Besonders hervorzu-

haben ist die Eigenschaft, dass keine störenden Lenkmomente beim Bremsen induziert werden, obwohl ausreichend große Lenkmomente durch Antriebskräfte induziert werden können.

## 5 Zusammenfassung

Durch eine umfassende Literaturrecherche im Bereich “Torque-Steering” wurden der Stand der Forschung und der Stand der Technik erarbeitet. Aus diesem Stand des Wissens wurde der Forschungsbedarf abgeleitet. Darauf aufbauend wurden die Ziele und das methodische Vorgehen der Arbeit beschrieben.

Als Ziel der Arbeit wurde eine Entwicklungsmethodik für Lenkkraftunterstützungssysteme mittels radselektiven Antrieben festgelegt. Die Entwicklungsmethodik wurde durch folgende Schritte hergeleitet: Zuerst wurden die Anforderungen an Fahrwerke objektiviert und mathematisch zugänglich gemacht. Zudem wurde der Designraum für Fahrwerke hergeleitet und mögliche Fahrwerke daraus generiert. Danach wurden die Anforderungen in Festforderungen und Wunschforderungen unterteilt. Für die Wunschforderungen wurden Bewertungskriterien hergeleitet. Die Bewertung der Bewertungskriterien erfolgte unter Berücksichtigung der Reifenkräfte in geeigneten Fahrmanövern. Zudem wurden Wertefunktionen für die jeweiligen Bewertungskriterien hergeleitet. Somit konnte eine Methodik zum Ableiten von dimensionslosen Maßzahlen bezogen auf die Erfüllung der Bewertungskriterien geschaffen werden. Es wurde ein automatisierter Prozess geschaffen, der eine Vielzahl von Fahrwerken im Designraum generiert. Nach der Prüfung der Erfüllung von Festanforderungen wurden die verbliebenen Fahrwerksvarianten bewertet. Diese Methodik konnte plausibilisiert wer-

den, bevor sie am Beispiel eines Demonstratorfahrzeugs angewandt wurde.

Dabei wurde zuerst das Fahrzeug ohne vordere Radaufhängungen beschrieben und die Anforderungen an die Eigenschaften des Demonstratorfahrzeugs angepasst. Danach wurden die Fahrwerksparameter mit dem erarbeiteten Prozess hergeleitet. Dazu fand zuerst die Auswahl eines Fahrwerkskonzepts statt, wobei sich die Vierlenker-Achse mit aufgelösten unteren Lenkern als am besten geeignet erwies. Die Auslegung der Fahrwerkskinematik wurde mit einer Auslegungssoftware durchgeführt. Die so ermittelten Gelenkpunkte wurden anschließend in eine Konstruktionssoftware übertragen und die Radaufhängung konstruiert. Die daraus resultierende Radaufhängung wurde gefertigt und in das Demonstratorfahrzeug integriert. Mit dem Demonstratorfahrzeug konnten die relevanten Fahrversuche durchgeführt werden und das Funktionsprinzip sowie die Wirksamkeit und Anwendbarkeit der Auslegungsmethodik erfolgreich nachgewiesen werden.

## 6 Ausblick

Für eine eventuelle Industrialisierung einer Lenkkraftunterstützung mittels radselektiven Antrieben müsste zunächst ein Industriepartner gefunden werden. In Zusammenarbeit mit einem OEM muss das Lastenheft geprüft und gegebenenfalls überarbeitet werden. Anschließend muss festgelegt werden, ob weitere oder andere Bewertungskriterien im Entwicklungsprozess zusätzlich eine Rolle spielen. Die Bewertungsansätze der einzelnen Bewertungskriterien müssen gegebenenfalls angepasst oder erweitert werden. Neue Bewertungskriterien müssen mathematisch zugänglich gemacht werden.

Weiter müssen die Gewichtungsfaktoren festgelegt werden. Dazu kann mit einem Kunden ein paarweiser Vergleich durchgeführt oder auf interne Dokumente zurückgegriffen werden. Um Zusammenhänge, die durch den reduzierten Maßstab des Demonstratorfahrzeug entstehen, auszublenden, sollten Validierungsfahrten mit einem Prototypen im Maßstab 1:1 durchgeführt werden. Auch kann untersucht werden, ob eine Übertragung auf weitere Fahrzeugkonzepte sinnvoll ist. So könnte das System beispielsweise auf Fahrzeuge mit Knicklenkung übertragen werden.

Auch könnten weitere Antriebskonzepte auf Eignung geprüft werden. Zum Beispiel existieren am Markt mehrere Achsantriebe mit "Torque-Vectoring-Einheit". So wird bereits geprüft, ob und wie ein Einsatz einer Lenkkraftunterstützung mittels radselektiven Antrieben in Kombination mit der Schaeff-

ler E-Achse in Frage kommt. Außerdem bieten Radnabenmotoren ein gewisses Potential für Elektrofahrzeuge. Auch hier muss weiter geprüft werden, inwieweit diese für das Lenksystem eingesetzt werden können, da andere wirksame Hebelarme relevant sind.

# Abbildungsverzeichnis

1.1	Methodisches Vorgehen in der vorliegenden Arbeit . . . . .	5
2.1	Der Fahrwerkentwicklungsprozess von Serienfahrwerken nach Ersoy [18] . . . . .	8
2.2	Die wichtigsten Fahrwerkparameter [49] . . . . .	15
2.3	Virtuelle Lenkachse . . . . .	19
2.4	Antriebskonzepte . . . . .	21
2.5	Beeinflussung des Lenkradmoments durch Einflüsse der Aufbaufeder . . . . .	22
2.6	Funktionsprinzip einer konventionellen Lenkkraftunterstützung .	22
2.7	Funktionsprinzip [40] . . . . .	23
2.8	Regelung [60] . . . . .	25
3.1	Beeinflussung des Fahrwerkentwicklungsprozesses von Serienfahrwerken durch das neuartige Lenksystem auf Grundlage von Heißing [27] . . . . .	35
3.2	Variation der Fahrwerkparameter . . . . .	37
3.3	Designraum für Bremskraft- und Störkrafthebelarm . . . . .	39
3.4	Quantitative Bewertung anhand von Bewertungskriterien mit direktem Bezug auf das Handmoment . . . . .	43
3.5	Vereinfachte quantitative Bewertung der Fahrdynamik . . . . .	44
3.6	Wertefunktion Unterstützungspotential . . . . .	46
3.7	Wertefunktion beim Verhalten während der mu-split Bremsung .	47

3.8	Wertefunktion Seitenkraftstoß und Radlaststoß [63] . . . . .	48
3.9	Wertefunktion Rückstellverhalten [63] . . . . .	50
3.10	Wertefunktion Fahrdynamik [63] . . . . .	51
3.11	Bewertungsprozess . . . . .	52
3.12	Bewertung Unterstützungspotential . . . . .	55
3.13	Bewertungsergebnisse Fahrdynamik . . . . .	56
3.14	Bewertungsergebnisse Radlaststoß . . . . .	57
3.15	Bewertungsergebnisse Seitenkraftstoß . . . . .	58
3.16	Bewertungsergebnisse im $\mu$ -Split Versuch . . . . .	59
3.17	Bewertung des Rückstellverhaltens . . . . .	60
3.18	Ergebnisse der Bewertungsmethodik ohne Gewichtung . . . . .	62
3.19	Bewertungsergebnisse mit verschiedenen Gewichtungsfaktoren: Unterstützungspotential (UP), Fahrdynamik (FD) und Störeinflüsse (S) . . . . .	64
4.1	Antriebssystem ELF++ . . . . .	69
4.2	Das Fahrwerkskonzept . . . . .	72
4.3	Die Vierlenker-Radaufhängung mit aufgelösten unseren Lenkern	73
4.4	Ergebnis der Bewertungsmethodik für die Radaufhängung des Demonstratorfahrzeugs . . . . .	75
4.5	Lenkrollradius und Störkrafthebelarm über dem Radhub . . . . .	77
4.6	Nachlaufstrecke und Nachlaufwinkel über dem Radhub . . . . .	77
4.7	Spurweitenänderung über dem Radhub und Sturzwinkel über dem Radlenkwinkel . . . . .	78
4.8	Das Ackermannverhältnis über dem Zahnstangenhub . . . . .	79
4.9	Übertrag der Gelenkpunkte in die Konstruktionssoftware . . . . .	81
4.10	Fahrwerksmodul . . . . .	83
4.11	Umgesetztes Fahrwerk ELF++ . . . . .	83
4.12	Lenksystem ELF++ . . . . .	85
4.13	Umgesetztes Fahrwerk im Demonstratorfahrzeug [40] . . . . .	87
4.14	Gesamtfahrzeug ELF++ . . . . .	90

---

4.15	Quasi-stationäre Kreisfahrt mit einem Radius von 20 m auf dem Versuchsgelände am KIT Campus Ost . . . . .	92
4.16	Automatisierte Slalomfahrt mit Lenkwinkel und Geschwindigkeitsvorgabe auf dem Versuchsgelände am KIT Campus Ost . .	94
4.17	Antreiben und Bremsen auf gerader Strecke . . . . .	95
4.18	Messdaten der quasi-stationären Kreisfahrt . . . . .	96
4.19	Slalomfahrt . . . . .	98
4.20	Antreiben und Bremsen auf gerader Strecke bei festgehaltenem Lenkrad . . . . .	99



## Tabellenverzeichnis

2.1	Fahrwerksparameter . . . . .	14
3.1	Designraum . . . . .	38
4.1	Gewichtungsfaktoren für die Vorderradaufhängung des Demonstratorfahrzeugs [63] . . . . .	74
4.2	Fahrwerksparameter des Fahrwerks mit bestem Bewertungsergebnis (Maßstab 1:1) . . . . .	75
4.3	Angestrebte Fahrwerksparameter der zu realisierenden Vorderradaufhängung (Maßstab 1:1,5) . . . . .	76
4.4	Fahrwerksgeometrie aus IPG Kinematics . . . . .	80
4.5	Fahrwerksparameter realisierten Vorderradaufhängung (Maßstab 1:1,5) . . . . .	87
4.6	Fahrzeugdetails . . . . .	89



## Literaturverzeichnis

- [1] ANDRIESEN, Nikolas: *Entwicklung und Konstruktion des Lenksystems und Auslegung der Lenkinematik für ein Demonstratorfahrzeug*. Karlsruhe, Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Institut für Fahrzeugsystemtechnik, Bachelorarbeit, 2017
- [2] AWAN, Muhammad A.: *Compensation of Low Performance Steering System Using Torque Vectoring*, Cranfield University, Department of engineering and applied science, PhD Thesis, 2012
- [3] BESSELINK, B. C.: Computer controlled steering system for vehicles having two independently driven wheels. In: *Computers and Electronics in Agriculture* 39 (2003), Nr. 3, S. 209–226. Abgerufen unter DOI: 10.1016/S0168–1699(03)00081–4
- [4] BOCKELMANN, Wilfried ; LEMKE, Hubertus ; VOKAL, Pavel ; WINTERKORN, Martin: Der neue Skoda Fabia. In: *ATZ Automobiltechnische Zeitschrift* (2000), Nr. 102, S. 12–31. Abgerufen unter DOI: 10.1007/BF03224280
- [5] BOHNER, Hubert ; MOSER, Martin: *Steering system for multi-track motor vehicles*, US006076626A, Patent, 2000
- [6] BORTZ, Joachim ; NIEMÖLLER, Jürgen ; THRIEMER, Olaf ; REICHLE, Joerg ; EBEL, Marc ; DRESCH, Carsten: Souveränes Fahrverhalten unter alle Bedingungen. In: *ATZ extra* (2008), Nr. 13, S. 20–27. Abgerufen unter DOI: 10.1365/s35778–008–0144–8

- [7] BRAESS, Hans-Hermann (Hrsg.) ; SEIFFERT, Ulrich (Hrsg.): *Vieweg-Handbuch Kraftfahrzeugtechnik: Mit 50 Tabellen.* 7., aktualisierte Aufl. Wiesbaden : Springer Vieweg, 2013 (ATZ-MTZ-Fachbuch). – ISBN 978–3–658–01690–6
- [8] BREIING, Alois ; KNOSALA, Ryszard: *Bewerten technischer Systeme: Theoretische und methodische Grundlagen bewertungstechnischer Entscheidungshilfen.* Berlin : Springer, 1997. – ISBN 3–540–61086–3
- [9] BRUNNSCHWEILER, Daniel: Moderne Lenksysteme. In: *ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift* (2005), Nr. 107, S. 104–109. Abgerufen unter DOI: 10.1007/BF03221692
- [10] DER RAT DER EUROPÄISCHEN GEMEINSCHAFTEN: *Amtsblatt der Europäischen Gemeinschaften 70-311-EWG RICHTLINIE DES RATES vom 8. Juni 1970: zur Angleichung der Rechtsvorschriften der Mitgliedstaaten über die Lenkanlagen von Kraftfahrzeugen und Kraftfahrzeuganhängern.* 1970
- [11] DIETRICH, Christian: Der BMW Z8 - Konzept, Karosserie, Sicherheit, Elektrik/Elektronik. In: *ATZ Automobiltechnische Zeitschrift* (2000), Nr. 102, S. 386–407. Abgerufen unter DOI: 10.1007/BF03221555
- [12] DOLL, Simon: *Konzeptionierung und Entwicklung einer Hinterradaufhängung für eine Demonstratorfahrzeug.* Karlsruhe, Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Institut für Fahrzeugsystemtechnik, Masterarbeit, 2016
- [13] DOMINGUEZ-GARCIA, Alejandro ; KASSAKIAN, John ; SCHINDALL, Joel: A backup system for automotive steer-by-wire, actuated by selective braking. In: *35th Annual IEEE Power Electronics Specialists Conference* (2004), S. 383–388. Abgerufen unter DOI: 10.1109/PE-SC.2004.1355774

- [14] DOUMIATI, Moustapha ; SENAME, Olivier ; DUGARD, Luc ; MARTINEZ-MOLINA, John-Jairo ; GASPARD, Peter ; SZABO, Zoltan: Integrated vehicle dynamics control via coordination of active front steering and rear braking. In: *European Journal of Control, Elsevier* 19 (2013), Nr. 2, S. 121–143. Abgerufen unter DOI: 10.1016/j.ejcon.2013.03.004
- [15] ECKER, Joachim ; SCHÖGGL, P. ; BOGNER, E. ; OSWALD, M.: Objektive Ratingmethode für Handling- und Komfortkriterien für den Einsatz im Fahrversuch und in der Simulation (Objective method for rating ride and handling criteria in simulation and vehicle testing). Version: 2015. In: PFEFFER, Peter (Hrsg.): *6th International Munich Chassis Symposium 2015*. Wiesbaden : Springer Fachmedien Wiesbaden, 2015. ISBN 978–3–658–09710–3, S. 305–324
- [16] ECKERT, Michael: *Energieoptimale Fahrdynamikregelung mehrmotoriger Elektrofahrzeuge*. Karlsruhe, Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Institut für Fahrzeugsystemtechnik, Dissertation, 2014. Abgerufen unter DOI: 10.5445/KSP/1000045234
- [17] ECKERT, Michael ; GAUTERIN, Frank: Energieoptimale Fahrdynamikregelung in Elektrofahrzeugen mit Einzelradantrieb. In: *ATZ-Elektronik* (2013), Nr. 5, S. 392–400. Abgerufen unter DOI: 10.1365/s35658–013–0343–y
- [18] ERSOY, Metin ; GIES, Stefan: *Fahrwerkhandbuch: Grundlagen Fahrdynamik Fahrverhalten Komponenten Elektronische Systeme Fahrerassistenz Autonomes Fahren Perspektiven*. Wiesbaden : Springer Vieweg, 2017. ISBN 978–3–658–15468–4
- [19] EUROPÄISCHE KOMMISSION (HRSG.): *Amtsblatt der Europäischen Gemeinschaften: Richtlinie 92/62/EWG der Kommission vom 2. Juli 1992 zur Anpassung der Richtlinie 70/31 I/EWG des Rates über die Lenkanlagen von Kraftfahrzeugen und Kraftfahrzeuganhängern an den technischen Fortschritt*. 1992

- [20] EUROPÄISCHE KOMMISSION (HRSG.): *Verordnung (EG) Nr. 661/2009 des Europäischen Parlaments und des Rates vom 13. Juli 2009 über die Typgenehmigung von Kraftfahrzeugen, Kraftfahrzeuganhängern und von Systemen, Bauteilen und selbstständigen technischen Einheiten für diese Fahrzeuge hinsichtlich ihrer allgemeinen Sicherheit*Text von Bedeutung für den EWR. 2009
- [21] FAULHABER, Andreas ; DRAGON, Ludger ; SEUFERT, Bruno ; FELSKE, Arne ; SCHULTE, Dieter: Mercedes-Benz A-Klasse: Agil, sicher, komfortabel. In: *ATZ extra* (2012), Nr. 17, S. 52–57. Abgerufen unter DOI: 10.1365/s35778–012–0737–0
- [22] FRANTZEN, Michael ; DAVID, Wolfgang ; SIMON, Marc ; OHRAHO, Lauri: Reduktion störender Lenkmomente. In: *ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift* 106 (2004), Nr. 5, 434–440. Abgerufen unter DOI: 10.1007/BF03221627
- [23] GAO, Shuang ; CHEUNG, Norbert ; CHENG, Eric: Skid Steering in 4-Wheel-Drive Electric Vehicle. In: *7th International Conference on Power Electronics an Drive Systems* (2007), S. 1548–1553. Abgerufen unter DOI: 10.1109/PEDS.2007.4487913
- [24] GREGER, Matthias: *Auswirkungen einer variablen Momentenverteilung auf die Fahrdynamik: Vollständiger Abdruck der von der Fakultät für Maschinenwesen der Technischen Universität München zur Erlangung des akademischen Grades eines Doktor-Ingenieurs*. München, Technische Universität, Dissertation, 2006
- [25] HAN, J. ; PARK, Y.: Cooperative regenerative braking control for front-wheel-drive hybrid electric vehicle based on adaptive regenerative brake torque optimization using under-steer index. In: *International Journal of Automotive Technology* 15 (2014), Nr. 6, S. 989–1000. Abgerufen unter DOI: 10.1007/s12239–014–0104–9

- [26] HAUBER, Axel: *Einfluss geometrischer Fahrwerksparameter auf das Lenkradmoment eines PKW*. Karlsruhe, Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Institut für Fahrzeugsystemtechnik, Masterarbeit, 2016
- [27] HEISSING, Bernd ; ERSOY, Metin ; GIES, Stefan: *Fahrwerkhandbuch: Grundlagen, Fahrdynamik, Komponenten, Systeme, Mechatronik, Perspektiven*. Wiesbaden : Springer Fachmedien Wiesbaden, 2013. ISBN 978-3-658-01991-4
- [28] HILLENBRAND, Martin: *Funktionale Sicherheit nach ISO 26262 in der Konzeptphase der Entwicklung von Elektrik/Elektronik Architekturen von Fahrzeugen*. Karlsruhe : KIT Scientific Publishing, 2011. ISBN 978-3-86644-803-2
- [29] HIRSCHMANN, Richard ; POLMANS, Kristof ; LI, Triesen: *Verfahren zum Betreiben der Lenkung eines Kranffahrzeugs*, DE102013011883A1 2015.01.22, Patent, 2013
- [30] HÖCK, Michael ; AUWEILER, Michael ; NETT, Hans-Peter ; HOFFMANN, Werner: Drehmomentverteilung im Frontantrieb. In: *ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift* 111 (2009), Nr. 6, S. 446–453. Abgerufen unter DOI: 10.1007/bf03222082
- [31] HÖFER, Andreas ; ZEITVOGEL, Daniel ; FRIEDRICH, Horst ; WIEDEMANN, Jochen: Ganzheitliche Betrachtung von Fahrwerk, Antrieb und Fahrdynamikregelung. In: *ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift* 117 (2015), Nr. 04, S. 68–73. Abgerufen unter DOI: 10.1007/s35148-015-0003-z
- [32] INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION (HRSG.): *ISO 13674-1 - Road vehicles Test method for the quantification of on-centre handling*. Abgerufen unter: <https://www.iso.org/standard/54302.html>. Version: 1. Zuletzt abgerufen am: 17.06.2022

- [33] INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION (HRSG.): *ISO 4138 - Passenger cars - Steady-state circular driving behaviour: Open-loop test methods*. Abgerufen unter: <https://www.iso.org/standard/54143.html> Zuletzt abgerufen am: 17.06.2022
- [34] IPG AUTOMOTIVE GMBH: *Kinematics*. Karlsruhe, 2020 [besucht am 03.12.2020]. Abgerufen unter: [www.ipg-automotive.com/de/produkte-loesungen/software/carmaker](http://www.ipg-automotive.com/de/produkte-loesungen/software/carmaker). Version: 3.6.1
- [35] IPG AUTOMOTIVE GMBH: *CarMaker*. Karlsruhe, 2020 [besucht am 03.12.2020]. Abgerufen unter: [www.ipg-automotive.com/de/prdukte-loesungen/software/carmaker](http://www.ipg-automotive.com/de/prdukte-loesungen/software/carmaker). Version: 6.0.2
- [36] JIN, Li-Qiang ; SONG, Chuan-Xue ; HU, Chang-Jian: Driving Force Power Steering for the Electric Vehicles with Motorized Wheels. In: *IEEE Vehicle Power and Propulsion Conference (2009)*, S. 1518–1524. Abgerufen unter DOI: 10.1109/VPPC.20095289556
- [37] JÖRGER, Roman: *Modellierung von Einflussgrößen und resultierenden Kräften an Kraftfahrzeugen beim Lenken im Stand*. Karlsruhe, Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Institut für Fahrzeugsystemtechnik, Bachelorarbeit, 2017
- [38] GULDNER, Jürgen: *Back-Drivable Steer-by-wire System with positive scrub radius*, US006786296B2, Patent, 2004
- [39] KALLENBERGER, Simon: *Entwicklung eines Notfallbremsystems für ein Demonstratorfahrzeug*. Karlsruhe, Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Institut für Fahrzeugsystemtechnik, Masterarbeit, 2017
- [40] KAUTZMANN, Philipp ; FREY, Michael ; RÖMER, Jürgen ; GÖTZ, Marius ; MAYER, Marcel: *Forschungsvorhaben "Energieoptimale, intelligente Lankraftunterstützung für elektrische Fahrzeuge (e<sup>2</sup>-Lenk): Schlussbericht*. Karlsruhe, 2018. Abgerufen unter DOI: 10.2314/GVB:1049069447

- [41] KAUTZMANN, Philipp ; FREY, Michael ; RÖMER, Jürgen ; MAYER, Marcel P.: *A Novel Chassis Concept for Power Steering Systems Driven by Wheel Individual Torque at the Front Axle*. Aachen : Aachener Kolloquium, 2016
- [42] KOLB, Luise: *Inbetriebnahme eines Demonstratorfahrzeugs mit einer Lenkkraftunterstützung mittels radselektiver Antriebe*. Karlsruhe, Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Institut für Fahrzeugsystemtechnik, Bachelorarbeit, 2017
- [43] KOMMISSION DER EUROPÄISCHEN GEMEINSCHAFTEN (HRSG.): *Amtsblatt der Europäischen Gemeinschaften: Richtlinie 1999-7-EG der Kommission zur Anpassung der Richtlinie 70/311/EWG des Rates über die Lenkanlagen von Kraftfahrzeugen und Kraftfahrzeuganhängern an den technischen Fortschritt*. 1999
- [44] KWASNY, Olaf ; MANZ, Holger: Die elektromechanische Lenkung des VW Touran. In: *ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift* 105 (2003), Nr. 5, S. 464–470. Abgerufen unter DOI: 10.1007/BF03221562
- [45] LEISTER, Günter: *Fahrzeugreifen und Fahrwerkentwicklung: Strategie, Methoden, Tools*. 1. Aufl. Wiesbaden : Vieweg + Teubner, 2009 (ATZ-MTZ Fachbuch). ISBN 978–3–8348–0671–0
- [46] LI, W. ; POTTER, T. ; JONES, R.: Steering of 4WD vehicles with independent wheel torque control. In: *Vehicle System Dynamics: International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility* 29 (1998), Nr. sup1, S. 205–218. Abgerufen unter DOI: 10.1080/00423119808969560
- [47] LOTUS ENGINEERING: Suspension Analyser: getting started with Lotus suspension analysis. (Version 5.03). <https://www.lotusengineering.com/engineering-software/>. Zuletzt abgerufen am: 17.06.2022
- [48] LUAN, Zhongjie ; WU, Zhicheng: Research on Lateral Dynamics of Distributed Driving Vehicle with Torque Vectoring Steering. In: *IE-*

- EE International Conference on Mechatronics and Automation* (2015).  
Abgerufen unter DOI: 10.1109/ICMA.2015.7237502
- [49] MATSCHINSKY, Wolfgang: *Radführungen der Strassenfahrzeuge: Kinematik, Elasto-Kinematik und Konstruktion*. 3., aktualisierte und erw. Aufl. Berlin and New York : Springer, 2007. ISBN 978-3-540-71197-1
- [50] MAYER, Christian: *Entwicklung und Konstruktion des Lenksystems für ein Demonstratorfahrzeug*. Karlsruhe, Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Institut für Fahrzeugsystemtechnik, Masterarbeit, 2016
- [51] MITSCHKE, Manfred ; WALLENTOWITZ, Henning: *Dynamik der Kraftfahrzeuge*. 4. neubearbeitete Auflage. Berlin, Heidelberg : Springer Berlin Heidelberg and Imprint and Springer, 2004 (VDI-Buch). ISBN 978-3-662-06802-1
- [52] PARAMETRIC TECHNOLOGY GMBH: *Creo 2.0*. [www.ptc.com/de/products/creo/parametric](http://www.ptc.com/de/products/creo/parametric). Zuletzt abgerufen am: 17.06.2022
- [53] PFEFFER, Peter (Hrsg.): *5th International Munich Chassis Symposium 2014*. Wiesbaden : Springer Fachmedien Wiesbaden, 2014 (Proceedings). ISBN 978-3-658-05977-4
- [54] PFEFFER, Peter (Hrsg.): *6th International Munich Chassis Symposium 2015*. Wiesbaden : Springer Fachmedien Wiesbaden, 2015. ISBN 978-3-658-09710-3
- [55] PFEFFER, Peter ; HARRER, Manfred: *Lenkungshandbuch: Lenksysteme, Lenkgefühl, Fahrdynamik von Kraftfahrzeugen*. 2., überarb. u. erg. Aufl. 2013. Wiesbaden : Springer Vieweg, 2013 (ATZ/MTZ-Fachbuch). ISBN 978-3-658-00976-2
- [56] POLMANS, Kristof ; STRACKE, Sebastian: Torque vectoring as redundant steering for automated driving or steer-by-wire. In: *5th International Munich Chassis Symposium 2014 - chassis.tech plus* (2014), S. 163-177. Abgerufen unter DOI: 10.1007/978-3-658-05978-1\_13

- [57] REIMPELL, JörnSEN ; BETZLER, Jürgen W. ; PREUKSCHAT, Alfred ; ZOMOTOR, Adam: *Fahrwerktechnik*. 5., überarb. Aufl. Würzburg : Vogel, 2005 (Vogel-Fachbuch : KFZ-Technik). ISBN 978-3802317279
- [58] RIECK, G. ; BREITLING, U.: *Einfluss Des Lenkrollradius Aus Sicherheit Und Komfort Bei Nnutzfahrzeugen: Transport Research International Documentation - TRID*. Düsseldorf : VDI Verlag GmbH, 1989. Abgerufen unter: <http://trid.trb.org/view.aspx?id=1010273>
- [59] ROBERT BOSCH AUTMOTIVE STEERING GMBH: *Servolectric - Elektromechanisches Lenksystem für ein dynamisches Fahrgefühl und hochautomatisierte Funktionen*. Schwäbisch Gmünd, 2015
- [60] RÖMER, Jürgen: *Steuerung und Regelung des Lenkradmoments durch Nutzung radselektiver Frontantriebe*. Karlsruhe, Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Institut für Fahrzeugsystemtechnik, Dissertation, 2022
- [61] RUNGE, Wolfgang ; GAEDKE, Alexander ; HEGER, Markus ; VÄHNING, Alexander ; REUSS, Hans-Christian: Elektrisch lenken: Notwendige Effizienzsteigerungen im Oberklassensegment. In: *ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift* 111 (2009), Nr. 10, S. 738–744. Abgerufen unter DOI: 10.1007/BF03222114
- [62] SCHÄFER, Peter ; WAHL, Georg ; HARRER, Manfred: Das Fahrwerk des Porsche 911. In: *ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift* 114 (2012), Nr. 06, S. 460–465.
- [63] SCHANTZ, Johannes: *Optimierungsansätze im Bereich Fahrwerk für eine Lenkkraftunterstützung mittels radselektiver Antriebe*. Karlsruhe, Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Institut für Fahrzeugsystemtechnik, Bachelorarbeit, 2017

- [64] SCHÖTTLER, Frank ; SCHILLAK, Christian ; DANNEHR, Boris ; JABLONSKI, Thorsten: Neuartige Elektromechanische Lenkung für ein Premiumfahrzeug. In: *ATZ Elektronik* 7 (2012), Nr. 01/2012
- [65] SPANNAGEL, Felix: *Analyse der normativen und gesetzlichen Randbedingungen von Lenkanlagen in Kraftfahrzeugen*. Karlsruhe, Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Institut für Fahrzeugsystemtechnik, Studienarbeit, 2015
- [66] THACHER RUSSELL JAMES: *Patent: Differential steering assist system for utility vehicle*, US007578361B2, Patent, 2007
- [67] THE MATHWORKS GMBH: *MATLAB R2017a Documentation*. Natick, Massachusetts, USA, 2017
- [68] TRZESNIEWSKI, Michael: *Rennwagentechnik: Grundlagen, Konstruktion, Komponenten, Systeme*. 4. überarb. und erw. Aufl. Wiesbaden : Springer Vieweg, 2014 (ATZ/MTZ-Fachbuch). ISBN 978-3-658-04918-8
- [69] UNRAU, Hans-Joachim ; GNADLER, Rolf Dr.-Ing. ; FREY, Michael ; FERTIG, Matthias: Grundsatzuntersuchung zum quantitativen Einfluss von Reifenbauform und -ausführung auf die Fahrstabilität von Kraftfahrzeugen bei extremen Fahrmanövern. In: *FAT-Schriftenreihe Nr. 192 Forschungsvereinigung Automobiltechnik e.V.* (2005)
- [70] WANG, J. ; WANG, Q. ; JIN, L. ; SONG, C.: Independent wheel torque control of 4WD electric vehicle for differential drive assisted steering. In: *Mechatronics, Elsevier* 21 (2011), Nr. 1, S. 63–76. Abgerufen unter DOI: 10.1016/j.mechatronics.2010.08.005
- [71] WANG, Junnian ; WANG, Qingnian ; JIN, Liqiang: Modeling and Simulation Studies on Differential Drive Assisted Steering for EV with Four-Wheel-Independent-Drive. In: *IEEE Vehicle Power and Propulsion Conference (VPPC), September 3-5, Harbin, China* (2008), S. 1–7. Abgerufen unter DOI: 10.1109/VPPC.2008.4677428

- [72] WIESEL, Urs: *Hybrides Lenksystem zur Kraftstoff einsparung im schweren Nutzfahrzeug: Technische und methodische Ansätze*. Karlsruhe, Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Institut für Fahrzeugsystemtechnik, Dissertation, 2009
- [73] WIRTSCHAFTSKOMMISSION DER VEREINTEN NATIONEN FÜR EUROPA (HRSG.): *Regelung Nr. 79 der Wirtschaftskommission der Vereinten Nationen für Europa (UN/ECE): Einheitliche Bedingungen für die Genehmigung der Fahrzeuge hinsichtlich der Lenkanlage*. 2006
- [74] WIRTSCHAFTSKOMMISSION DER VEREINTEN NATIONEN FÜR EUROPA UN/ECE (HRSG.): *Regelung Nr. 12: Einheitliche Bedingungen für die Genehmigung der Kraftfahrzeuge hinsichtlich des Schutzes des Fahrzeugführers vor der Lenkanlage bei einem Aufprall*. 2012
- [75] WIRTSCHAFTSKOMMISSION DER VEREINTEN NATIONEN FÜR EUROPA UN/ECE (HRSG.): *Regelung Nr. 13-H der Wirtschaftskommission der Vereinten Nationen für Europa (UN/ECE) — Einheitliche Bedingungen für die Genehmigung von Personenkraftwagen hinsichtlich der Bremsen*. 2010
- [76] WU, Feng-Kuang ; YEH, T.-J. ; HUANG, Chun-Feng: Motor control and torque coordination of an electric vehicle actuated by two in-wheel motors. In: *Mechatronics* 23 (2013), Nr. 1, S. 46–60. Abgerufen unter DOI: 10.1016/j.mechatronics.2012.10.008
- [77] XU, Haiyang: *Entwicklung des Lenksystems für ein Demonstratorfahrzeug mit radselektivem Frontantrieb*. Karlsruhe, Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Institut für Fahrzeugsystemtechnik, Masterarbeit, 2016
- [78] ZELL, Christopher: *Entwicklung und Konstruktion des Antriebstrangs für ein Demonstratorfahrzeug*. Karlsruhe, Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Institut für Fahrzeugsystemtechnik, Bachelorarbeit, 2016

- [79] ZHAO, WanZhong ; WANG, ChunYan ; SUN, PeiKun ; LIU, Shun:  
Primary studies on integration optimization of differential steering of  
electric vehicle with motorized wheels based on quality engineering.  
In: *Science China Technological Sciences* 54 (2011), Nr. 11, S. 3047–  
3053. Abgerufen unter DOI: 10.1007/s11431-011-4565-z