



TECHNISCHE  
UNIVERSITÄT  
WIEN  
Vienna | Austria



**Diplomarbeit**

# **Längsverteilung des Antriebsmomentes eines allradgetriebenen, elektrischen Rallyecross-Fahrzeuges**

ausgeführt zum Zwecke der Erlangung des akademischen Grades eines Diplom-  
Ingenieurs (Dipl.-Ing oder DI), eingereicht an der TU Wien, Fakultät für  
Maschinenwesen und Betriebswissenschaften, von

**Michael GRAM**

Mat.Nr.: 01425667

unter der Leitung von

Univ.Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Johannes Edelmann

Forschungsbereich Technische Dynamik und Fahrzeugdynamik

Wien, Jänner 2023

### *Eidesstattliche Erklärung*

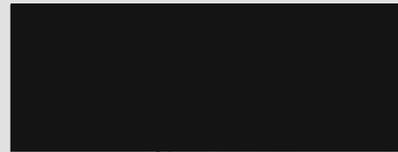
Ich erkläre an Eides statt, dass die vorliegende Arbeit nach den anerkannten Grundsätzen für wissenschaftliche Abhandlungen von mir selbstständig erstellt wurde. Alle verwendeten Hilfsmittel, insbesondere die zugrunde gelegte Literatur, sind in dieser Arbeit genannt und aufgelistet. Die aus den Quellen wörtlich entnommenen Stellen, sind als solche kenntlich gemacht.

Das Thema dieser Arbeit wurde von mir bisher weder im In- noch Ausland einer Beurteilerin/einem Beurteiler zur Begutachtung in irgendeiner Form als Prüfungsarbeit vorgelegt. Diese Arbeit stimmt mit der von den Begutachterinnen/Begutachtern beurteilten Arbeit überein.

Ich nehme zur Kenntnis, dass die vorgelegte Arbeit mit geeigneten und dem derzeitigen Stand der Technik entsprechenden Mitteln (Plagiat-Erkennungssoftware) elektronisch-technisch überprüft wird. Dies stellt einerseits sicher, dass bei der Erstellung der vorgelegten Arbeit die hohen Qualitätsvorgaben im Rahmen der geltenden Regeln zur Sicherung guter wissenschaftlicher Praxis „Code of Conduct“ an der TU Wien eingehalten wurden. Zum anderen werden durch einen Abgleich mit anderen studentischen Abschlussarbeiten Verletzungen meines persönlichen Urheberrechts vermieden.

Wilhelmsburg, 23.1.2023

*Stadt und Datum*



*Michael Gram*

# Inhaltsverzeichnis

Inhaltsverzeichnis .....	i
Kurzfassung.....	ii
Abstract .....	iii
1 Einleitung.....	1
2 Literatur und theoretische Grundlagen .....	2
2.1 Elektrischer Antriebsstrang.....	3
2.2 Reifen und Fahrbahn.....	4
2.3 Allradantrieb .....	7
2.3.1 Grundlagen .....	7
2.3.2 Längs- und Querdynamik.....	9
2.3.3 Eigenschaften der Längsverteilung des Antriebsmomentes .....	14
2.3.4 Systematik der Allradantriebe .....	16
2.4 Traktionsregelung.....	17
2.5 Eigenschaften des elektrischen Antriebsstranges .....	18
2.6 Aktive Dämpfung des Antriebsstranges.....	23
3 Antriebsmomentenverteilung .....	26
3.1 Modellbildung .....	28
3.2 Regelstrategie .....	34
3.3 Toleranzschwelle Regler .....	38
3.4 Stabilität des Regelkreises .....	39
3.5 Auslegung des Reglers .....	41
3.6 Aktive Dämpfung des Antriebsstranges.....	53
4 Simulation.....	54
4.1 Längsverteilung des Antriebsmomentes bei starrem Antriebsstrang.....	55
4.2 Längsverteilung des Antriebsmomentes bei elastischem Antriebsstrang und aktiver Dämpfung.....	61
4.3 Längsverteilung des Antriebsmomentes bei $\mu$ -split-Bedingungen .....	64
4.4 Zusammenfassung der Ergebnisse .....	66
5 Zusammenfassung und Ausblick.....	67
Literaturverzeichnis .....	iv

## Kurzfassung

Das Ziel dieser Arbeit ist es, eine Strategie zur Verteilung des Antriebsmomentes zwischen den beiden Achsen eines vollelektrischen, allradgetriebenen Rallyecross-Fahrzeuges auszuarbeiten. Im Gegensatz zu einer einzigen angetriebenen Achse, bieten Allradsysteme mögliche Vorteile bei der Traktion sowie der Kurvenfahrt, was insbesondere für den Rallyecross-Sport von Bedeutung ist. Vollelektrische Allradfahrzeuge haben im Allgemeinen eine elektrische Antriebseinheit pro Achse. Anders als bei konventionellen Allradsystemen besteht jedoch keine mechanische Kopplung zwischen den Antriebseinheiten. Dadurch kommt es nicht in allen Fahrsituationen zu einer optimalen Traktion und dem gewünschten Fahrverhalten. In der vorliegenden Arbeit wird deshalb ein Ansatz zur situationsabhängigen Momenten- und Drehzahlkopplung der beiden Antriebsachsen eines Rallyecross-Fahrzeuges entwickelt und anhand von Simulationen getestet. Dafür wird eine Regelung der Antriebsmomentenverteilung zwischen den beiden Achsen eingesetzt – die keine zusätzlichen Bauteile für die Antriebsstränge erfordert. Die Regelstrategie besteht darin, dass der/die Fahrer\*in die gewünschte Verteilung des Antriebsmomentes vorgibt und diese dann gegebenenfalls entsprechend der Geschwindigkeitsdifferenz zwischen den beiden Achsen angepasst wird. Dadurch findet eine Verbesserung der Traktion und des Fahrverhaltens statt. Der Fokus liegt dabei auf der Längsdynamik des Fahrzeuges bei Beschleunigungsvorgängen. Die Regelstrategie hat gegenüber einer klassischen Traktionsregelung den Vorteil, dass das durch die Fahrpedalstellung gewünschte Antriebsmoment nicht reduziert wird und deshalb der/die Fahrer\*in die angestrebten Fahrmanöver entsprechend ausführen kann. Die Auslegung und die abschließende Simulation des Regelkreises erfolgt durch ein elementares Fahrzeugmodell. Dabei wird das semi-empirische Reifenmodell „Magic Formula“ verwendet und die Signalverzögerung der Sensorsignale sowie Elastizitäten und Dämpfungen innerhalb des Antriebsstranges berücksichtigt.

Aus der Simulation geht hervor, dass die Regelung die Differenz der Radgeschwindigkeiten zwischen den Achsen begrenzt und dadurch ein Durchdrehen der Räder einer einzelnen Achse verhindert. Somit ergeben sich durch optimierte Traktion Beschleunigungsvorteile. Außerdem wird ein Abfall des Seitenführungspotenziales und ein erhöhter Reifenverschleiß verhindert. Außerdem reduziert die Regelung im Allgemeinen die Abklingzeit der Torsionsschwingungen des Antriebsstranges, was zusätzlich zu einem verbesserten Komfort des Fahrzeuges sowie zu einem verminderten Verschleiß der Bauteile des Antriebsstranges führt. Die Regelung ist außerdem kompatibel mit einer aktiven Dämpfung des Antriebsstranges.

## Abstract

The aim of this thesis is to develop a strategy for distributing the drive torque between the two axles of an all-electric, all-wheel drive rallycross vehicle. In contrast to a single driven axle, all-wheel drive systems offer possible advantages in traction as well as in cornering, which is especially important for rallycross. In general, all-electric four-wheel drive vehicles have at least one electric drive unit per axle. Unlike conventional all-wheel drive systems, however, there is no mechanical coupling between the drive units. Therefore, optimal traction and the desired driving behavior are not achieved in all driving situations. In the present thesis, for the first time, an approach for the situation-dependent torque and rotation speed coupling of the two drive axles of a rallycross vehicle is developed and tested using simulations. For this purpose, a control for the drive torque distribution between the two axles is used, which does not require any additional components for the drive trains. The control strategy is that the race driver first specifies the desired drive torque distribution. If necessary, the drive torque distribution is then adjusted according to the speed difference between the two axles, which further improves traction as well as handling. The focus lies on the longitudinal dynamics of the vehicle when accelerating. Compared to a classic traction control, the overall drive torque defined by the accelerator pedal position is not reduced. Therefore the driver can carry out the desired driving manoeuvres successfully. The design and final simulation of the control is carried out using a basic vehicle model. It uses the semi-empirical tyre model "Magic Formula" and considers the signal delay of the sensor signals as well as elasticities and damping within the drive train.

The simulation shows that the control limits the difference in the wheel speeds between the axles, thereby preventing the wheels on a single axle from spinning. This results in acceleration advantages due to optimised traction. In addition, a drop in lateral guidance potential and increased tyre wear are prevented. Furthermore, the decay time of the torsional vibrations of the drive train is reduced, which also leads to improved comfort of the vehicle and reduced wear on the components of the drive train. The control unit is also compatible with an active driveline damping.

# 1 Einleitung

Elektrische Fahrzeugantriebe sind nicht nur im Alltag, sondern auch im Bereich des Motorsports erfolgreich angekommen. Neben hoher Effizienz und geringer Lärmbelastung bieten diese Antriebe ein sehr günstiges Momentenkennfeld über der Drehzahl bzw. Fahrgeschwindigkeit. Da sie häufig kein Schaltgetriebe benötigen, sind Beschleunigungsvorgänge ohne störende Zugkraftunterbrechung möglich [1, 2, 3]. Auch im Bereich des Rallyecross-Sports werden daher bereits elektrische, akkubetriebene und dadurch lokal emissionsfreie Fahrzeuge eingesetzt.

Rallyecross findet auf Rundkursen mit wechselnden Fahrbahnbelägen statt – hauptsächlich auf Asphalt und Schotter. Mit konventionellen Antrieben verfügen die dabei eingesetzten Fahrzeuge über eine Leistung von mehr als 440 kW [4, 5]. Rallyecross-Fahrzeuge bieten sich daher aufgrund dieser Bedingungen besonders für die Verwendung eines Allradsystems an.

Allradsysteme haben gegenüber einer einzigen angetriebenen Achse sowohl bei der Traktion als auch bei der Kurvenfahrt mögliche Vorteile. Dies gilt insbesondere für kleine maximale Kraftschlusswerte zwischen Fahrbahn und Reifen. Bei großen maximalen Kraftschlusswerten hingegen wirken sich diese Vorteile erst bei hohen Motormomenten aus, die im Rallyecross-Sport zweifelsohne gegeben sind [3].

Problematisch ist jedoch, dass ein Allradantrieb eines elektrischen Fahrzeuges im Allgemeinen aus jeweils einer elektrischen Antriebseinheit pro Achse besteht. Das heißt, dass die beiden Achsen nicht miteinander mechanisch verbunden sind und daher keine Kopplung der Drehzahlen zwischen Vorder- und Hinterachse vorhanden ist. Es kommt dadurch nicht in allen Fahrsituationen zu bestmöglicher Traktion und das gewünschte Fahrverhalten wird beeinträchtigt [6, 7].

Das Ziel der vorliegenden Arbeit ist es nun die Traktion und das Handling eines elektrischen, akkubetriebenen Rallyecross-Fahrzeuges mit Allradantrieb zu verbessern, indem ein Ansatz zur situationsabhängigen Momenten- oder Drehzahlkopplung der beiden Achsen entwickelt und in Simulationen getestet wird. Dies gelingt mit einer elektronischen Regelung ohne zusätzliche Bauteile für die Antriebsstränge. Der Fokus der Arbeit liegt dabei auf der Längsdynamik des Fahrzeuges bei Beschleunigungsvorgängen.

Zu Beginn dieser Arbeit werden die theoretischen Grundlagen (siehe Kapitel 2), die zur Lösung der Problemstellung dieser Arbeit notwendig sind, erläutert. Wichtige Punkte sind hierbei die Konfigurationen elektrischer Antriebe, der Reifen-Fahrbahn-Kontakt, die Eigenschaften von Allradantrieben sowie die Eigenschaften einer Traktionsregelung. Auch auf die Eigenschaften sowie die aktive Dämpfung eines elektrischen Antriebsstranges wird dabei eingegangen. Im Anschluss wird die methodische Vorgehensweise bei der Antriebsmomentenverteilung und die Modellbildung der Regelstrecke beschrieben (siehe Kapitel 3), bevor eine Diskussion der Simulationsergebnisse folgt (siehe Kapitel 4). Das letzte Kapitel dient der Zusammenfassung und Diskussion der gewonnenen Ergebnisse sowie dem Ausblick (siehe Kapitel 5).

## 2 Literatur und theoretische Grundlagen

Die folgenden Kapitel beschäftigen sich mit den theoretischen Grundlagen, die für die Lösung der Problemstellung dieser Arbeit wesentlich sind. Zunächst werden die möglichen Konfigurationen der elektrischen Antriebe dargestellt (siehe Kapitel 2.1), bevor die Einführung der Grundlagen des Allradantriebes folgt (siehe Kapitel 2.3.1). Kapitel 2.3.2 und 2.3.3 erläutern anschließend die Längs- und Querdynamik sowie die Eigenschaften der Längsverteilung des Antriebsmomentes bei Allradfahrzeugen. Abschließend thematisiert Kapitel 2.3.4 die Systematik und Ausprägungsformen von Allradantrieben, bevor der Kontakt zwischen Reifen und Fahrbahn, der das Fahrzeugverhalten entscheidend beeinflusst, beschrieben wird (siehe Kapitel 2.2 und 2.4). Zuletzt wird gezielt auf die Eigenschaften eines elektrischen Antriebsstranges und die Auswirkungen einer aktiven Dämpfung des Antriebsstranges eingegangen (siehe Kapitel 2.5 und 2.6).

## 2.1 Elektrischer Antriebsstrang

Der elektrische Antriebsstrang eines PKW lässt sich in folgende Konfigurationen einteilen [8, 9]:

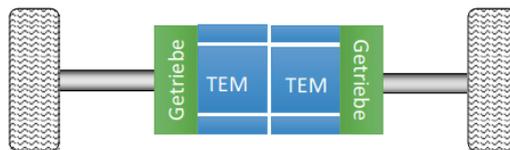
- **Radnabenantrieb:** Die Antriebsmotoren werden direkt in die Räder des Fahrzeuges eingebaut. Ausführungen mit und ohne Getriebe sind möglich. Aufgrund der zwei getrennten Motoren ergeben sich Zusatzfunktionen, z.B. Torque-Vectoring innerhalb einer Achse. Nachteilig sind die höheren ungefederten Massen gegenüber Rad- und Achsantrieben.
- **Radantrieb:** Jedes Rad wird über Antriebswellen einzeln durch einen Motor angetrieben. Dem Antriebsmotor ist meist ein Getriebe nachgeschaltet. Durch die einzeln angetriebenen Räder sind ebenfalls Zusatzfunktionen wie z.B. Torque-Vectoring innerhalb einer Achse möglich.
- **Achsantrieb:** Die Räder sind über Antriebswellen mit einem Differential verbunden. Der Antrieb erfolgt durch einen zentralen Motor mit nachgeschaltetem Getriebe.

Abbildung 2-1 zeigt die oben genannten Antriebsstränge. Bei einem Allradantrieb wird an jeder der beiden Achsen eine der drei Konfigurationen eingesetzt [8, 9].

### Radnabenantrieb



### Radantrieb



### Achsantrieb

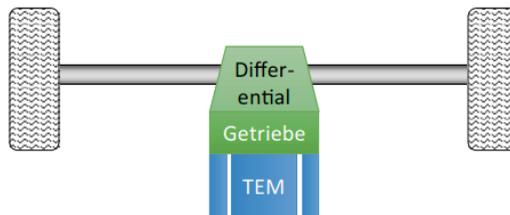


Abbildung 2-1: Konfigurationen des elektrischen Antriebsstranges [8]

## 2.2 Reifen und Fahrbahn

Die Reifen beeinflussen das längs-, quer- und vertikaldynamische Verhalten eines Fahrzeuges entscheidend. Alle Kräfte und Momente, die auf den Fahrzeugaufbau einwirken, werden in der Radaufstandsfläche von der Fahrbahn über die Reifen an das Fahrzeug übertragen. Ausgenommen davon sind aerodynamische Einflüsse [7].

Unter Radlast bildet sich im Kontaktbereich zwischen Reifen und Fahrbahnoberfläche der sogenannte „Reifenlatsch“ aus. Die zwei grundsätzlichen physikalischen Effekte, die für die Übertragung der Umfangskräfte im Reifenlatsch sorgen, sind die beiden folgenden (siehe Abbildung 2-2) [10]:

- Adhäsionsreibung in der Latschfläche: Es entsteht ein Kraftschluss aufgrund intermolekularer Bindungskräfte zwischen Reifengummi und dem Material der Fahrbahnoberfläche. Dieser Effekt dominiert bei trockener Fahrbahn und reduziert sich stark bei nasser Oberfläche.
- Hysteresereibung: Infolge von Verzahnungseffekten kommt es zwischen Reifenlatsch und Fahrbahnoberfläche zu einem Formschluss. Eine nasse Fahrbahn beeinträchtigt im Gegensatz zur Adhäsionsreibung dieses Verhalten weit weniger.

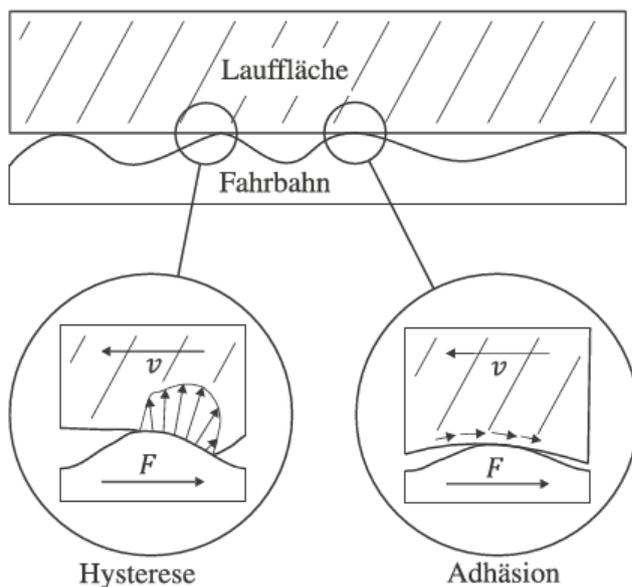


Abbildung 2-2: Kraftwirkung Zwischen Reifen und Fahrbahn [10]

Diese beiden Effekte sind von kleinen Relativbewegungen zwischen der Lauffläche und der Fahrbahn im Reifenlatsch abhängig. Gleichung ( 2-1 ) zeigt den Kraftschlussbeiwert in Umfangsrichtung  $\mu$ . Dieser beschreibt das Verhältnis zwischen Umfangskraft  $F_x$  und der Radlast  $F_z$ . Die Umfangskräfte  $F_x$  entstehen infolge von Scherdeformationen des Laufstreifens in Kombination mit dem Reibungsverhalten zwischen Lauffläche und Fahrbahn. Der Umfangsschlupf beschreibt die Kinematik dieser Scherdeformation und kennzeichnet den Bewegungszustand eines angetriebenen, gebremsten oder antriebsfrei rollenden Rades [10].

$$\mu = \frac{F_x}{F_z} \quad (2-1)$$

$\mu$	Kraftschlussbeiwert in Umfangsrichtung [-]
$F_x$	Umfangskraft Reifen [N]
$F_z$	vertikale Radlast [N]

Die Definition des Umfangsschlupfs  $\kappa$  wird in Gleichung ( 2-2 ) angegeben. Wird das Rad gebremst sind  $F_x$  und  $\kappa$  negativ. Umgekehrt sind bei einem angetriebenen Rad  $F_x$  und  $\kappa$  positiv [11].

$$\kappa = - \frac{v_x - r_{dyn}\omega_R}{v_x} \quad (2-2)$$

$\kappa$	Umfangsschlupf [-]
$v_x$	Geschwindigkeit des Radmittelpunktes in Längsrichtung [m/s]
$r_{dyn}$	dynamischer Reifenhalmmesser [m]
$\omega_R$	Winkelgeschwindigkeit des Rades [rad/s]

In Abbildung 2-3 ist der typische Verlauf der Reifenumfangskraft  $F_x$  über dem Umfangsschlupf des Rades aufgetragen. Die größtmögliche Kraftübertragung zwischen Reifen und Fahrbahn tritt ein, wenn der Umfangsschlupf den Punkt  $s_{max}$  erreicht. Nimmt der Schlupf weiter zu, kommt es zum „Durchdrehen“ des Rades und der Bereich des „optimalen“ Reifenschlupfes wird verlassen [6]. Die in der Abbildung 2-3 verwendete Schlupfdefinition  $s$  ist im Intervall von 0 bis 100 % normiert und wird nach Gleichung ( 2-3 ) und ( 2-4 ) berechnet [10].

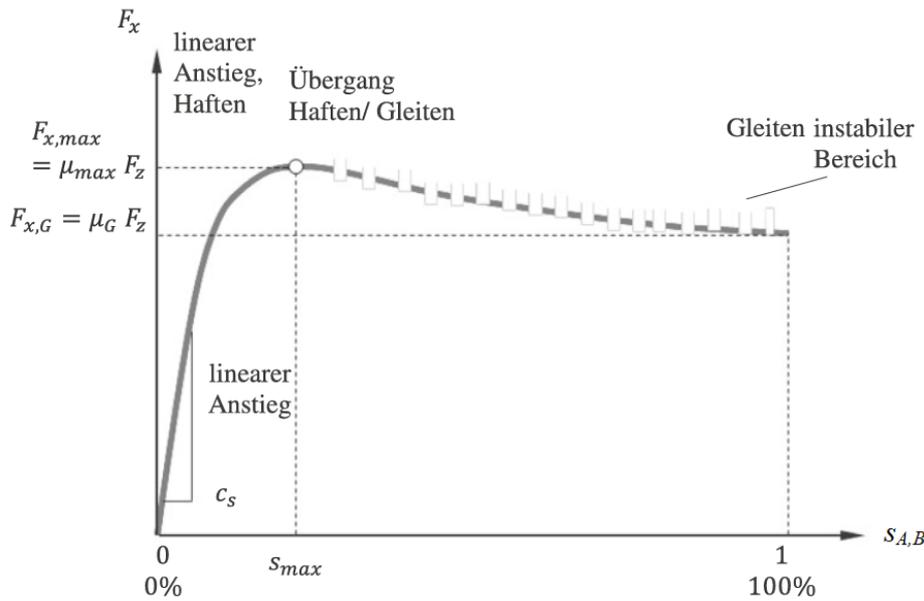


Abbildung 2-3: Typischer Verlauf der Umfangskraft  $F_x$  [10]

$$s_A = \frac{r_{dyn}\omega_R - v_x}{r_{dyn}\omega_R} * 100\% \tag{2-3}$$

$$s_B = \frac{v_x - r_{dyn}\omega_R}{v_x} * 100\% \tag{2-4}$$

$s_A$  Umfangsschlupf eines angetriebenen Rades [%]

$s_B$  Umfangsschlupf eines gebremsten Rades [%]

Der Kraftschlussbeiwert ist nicht nur vom (Umfang-)Schlupf (siehe Abbildung 2-3) sondern auch von der Reibpaarung Lauffläche-Straßenoberfläche, dem Kontaktdruck, der Gleitgeschwindigkeit sowie der Temperatur abhängig [6].

Abbildung 2-4 zeigt den Verlauf der Umfangskraft  $F_x$  abhängig von der Radlast  $F_z$  und dem Reibbeiwert zwischen Reifen und Fahrbahn [10].

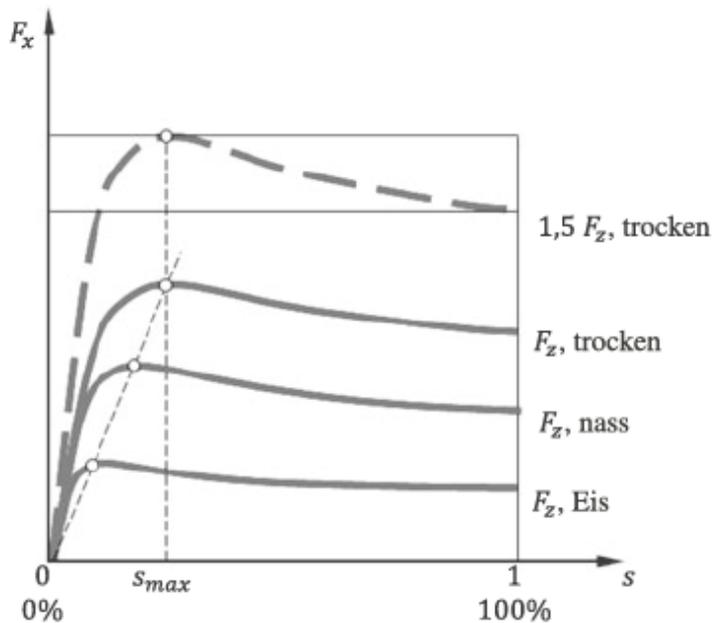


Abbildung 2-4: Verlauf Umfangskraft  $F_x$  abhängig von Radlast  $F_z$  und Reibbeiwert [10]

Mit zunehmender Fahrzeuggeschwindigkeit steigt die Relativgeschwindigkeit im Gleitbereich des Reifenlatsches. Daraus folgt ein Absinken des Gleitreibungsbeiwertes (siehe Abbildung 2-5). Die Fahrzeuggeschwindigkeit wirkt sich somit vor allem bei hohen Schlupfwerten auf den Kraftschlussbeiwert aus [7].

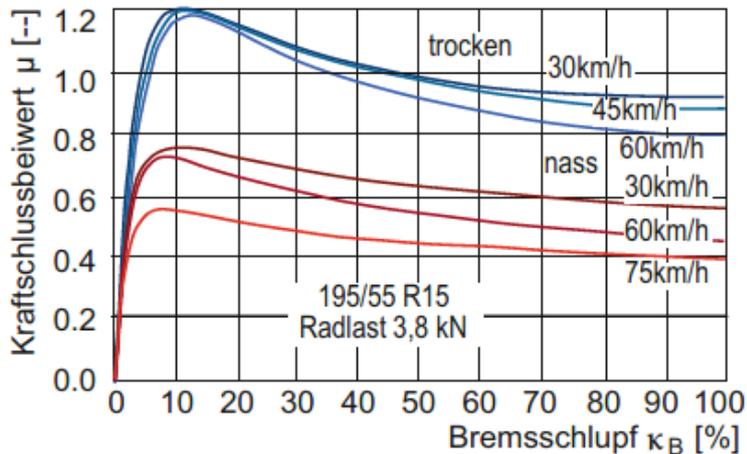


Abbildung 2-5: Zusammenhang zwischen Kraftschlussbeiwert  $\mu$  und Umfangsschlupf  $\kappa$  abhängig von der Fahrzeuggeschwindigkeit bei konstanter Radlast [7]

## 2.3 Allradantrieb

### 2.3.1 Grundlagen

Im Allgemeinen stehen folgende Vorteile des Allradantriebes den Nachteilen des konstruktiven Mehraufwandes, des höheren Gewichtes (Kraftstoffverbrauch) und des höheren Platzbedarfes gegenüber [9]:

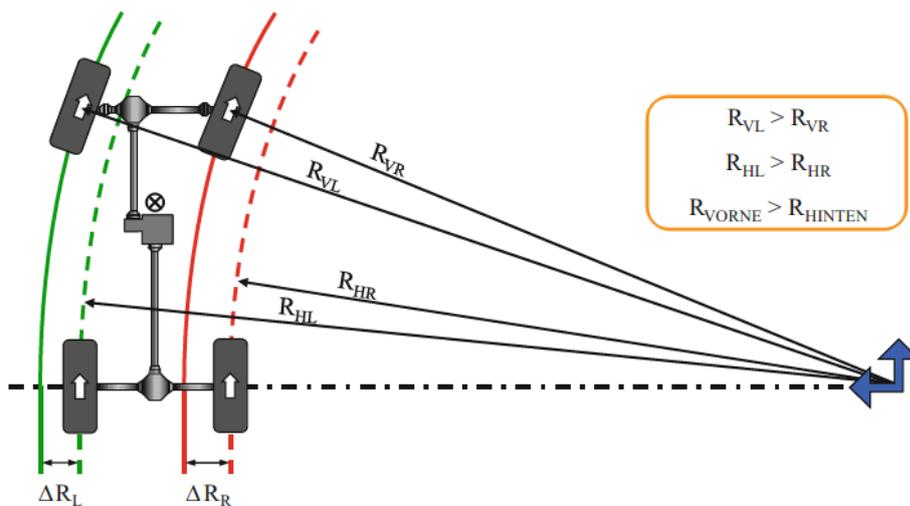
- Verbessertes Steigvermögen
- Nutzung als Anfahrhilfe
- Erhöhte Traktion durch optimalere Reibwertausnutzung
- Gezielte Verbesserung des Fahrverhaltens
- Gleiches Einlenkverhalten bei unterschiedlichen Fahrbahnbedingungen

Der Einsatz von Allradantrieben im Automobilbau lässt sich in folgende Hauptkategorien einteilen [6]:

- Die Verwendung im Bereich leicht geländegängiger Fahrzeuge (SUVs, SAVs) und Geländefahrzeuge vor allem aufgrund des Traktionsvorteiles
- Verbesserte Fahrdynamik neben guter Traktion durch den Einsatz von Allradsystemen im Bereich von Sportwagen und Limousinen.

Bei Geländewagen im häufigen Off-road-Einsatz wird eine optimale Reibwertausnutzung an allen Rädern und das daraus folgende gute Traktionsvermögen häufig durch eine bei Bedarf starre Kopplung der Antriebsachsen erreicht [6].

Im Bereich von leistungsstarken Sport- und Personenkraftwagen ermöglicht der Allradantrieb unabhängig von den Fahrbahnverhältnissen bestmögliche Beschleunigungswerte. Zusätzlich kann durch die Wahl der Momentenverteilung im Antriebsstrang das Fahrverhalten gezielt abgestimmt werden. Eine starre Kopplung der Achsen ist für diesen Einsatzzweck bezüglich fahrdynamischer Gesichtspunkte sowie wegen Komfort- und Verschleißproblemen durch eine Verspannung des Antriebsstranges ungeeignet. Abbildung 2-6 zeigt die Kurvenfahrt eines Allradfahrzeuges bei niedriger Geschwindigkeit (Ackermann-Bedingung, keine Reifenseitenkraft vorhanden). Man sieht, dass der Kurvenradius der Vorderachse  $R_{\text{vorne}}$  größer ist als an der Hinterachse  $R_{\text{hinten}}$  und somit ein Drehzahlunterschied zwischen den Achsen herrscht. Bei konventionellen Allradsystemen ermöglichen Zentralfederungen oder Kupplungseinheiten den notwendigen Drehzahlausgleich zwischen den Achsen und verhindern somit die Verspannung des Antriebsstranges. [6, 12].



**Abbildung 2-6: Kurvenfahrt eines Fahrzeuges bei niedriger Geschwindigkeit (Ackermann-Bedingung, keine Reifenseitenkraft vorhanden) [6]**

Durch den Einsatz eines Allradantriebes bei idealer Balance des Fahrzeuges kann eine Schonung der Reifen gegenüber eines Einachsantriebes umgesetzt werden. Dies ermöglicht im Renneinsatz die Verwendung von weicheren Reifen [3].

Die Nachteile von Allradantrieben betreffend Gewicht lassen sich im Rallyesport durch den Traktionsgewinn auf losen Pisten ausgleichen [3].

### 2.3.2 Längs- und Querdynamik

Die Traktion eines Fahrzeuges hängt grundsätzlich von der Achslast und den Reibungsverhältnissen zwischen der Fahrbahn und dem Reifen ab. Der Einsatz einer zweiten Antriebsachse bei einem Allradantrieb erhöht im Allgemeinen die Traktion im Vergleich zu einem Einachs Antrieb [6].

Abbildung 2-7 zeigt den Zusammenhang zwischen dem maximalen Reibungskoeffizient  $\mu_{\max}$  an beiden Achsen und dem Ausdruck  $a^*$  abhängig vom Momentenverhältnis  $v$ . Der Ausdruck  $a^*$  vereint die für die Traktion maßgeblichen Größen: Längsbeschleunigung  $a_x$ , Steigung  $\alpha$  und Luftwiderstand  $F_L$ . Das Momentenverhältnis  $v$  bestimmt die Verteilung des Antriebsmomentes zwischen den beiden Achsen. Ein Vorderradantrieb entspricht  $v=1$  und Hinterradantrieb  $v=0$ . Es wurde ein leicht „vorderachslastiges“ Fahrzeug ohne Rollwiderstand der Räder gewählt. Das rotatorische Trägheitsmoment der Reifen und des Antriebsstranges sowie Hub- und Nickbewegungen des Fahrzeuges wurden vernachlässigt. Man sieht, dass bei einem niedrigen Reibungskoeffizienten von  $\mu_{\max}=0.2$  ein Allradantrieb mit einer Antriebsmomentenverteilung von 50:50 ( $v=0.5$ ) annähernd die doppelte Beschleunigung  $a^*$  verglichen mit Einachs antrieben ermöglicht. Ein Traktionsvorteil bei einem hohen Reibungskoeffizienten  $\mu_{\max}$  ist nur mit einem entsprechend leistungsstarken Motor möglich. Durch einen optimalen Reifenschlupf an allen vier Rädern lässt sich die strichlierte Grenzkurve erreichen. Jedoch muss hierzu das Momentenverhältnis  $v_{id}$  entsprechend der aktuellen Beschleunigung  $a^*$  gewählt werden [3].

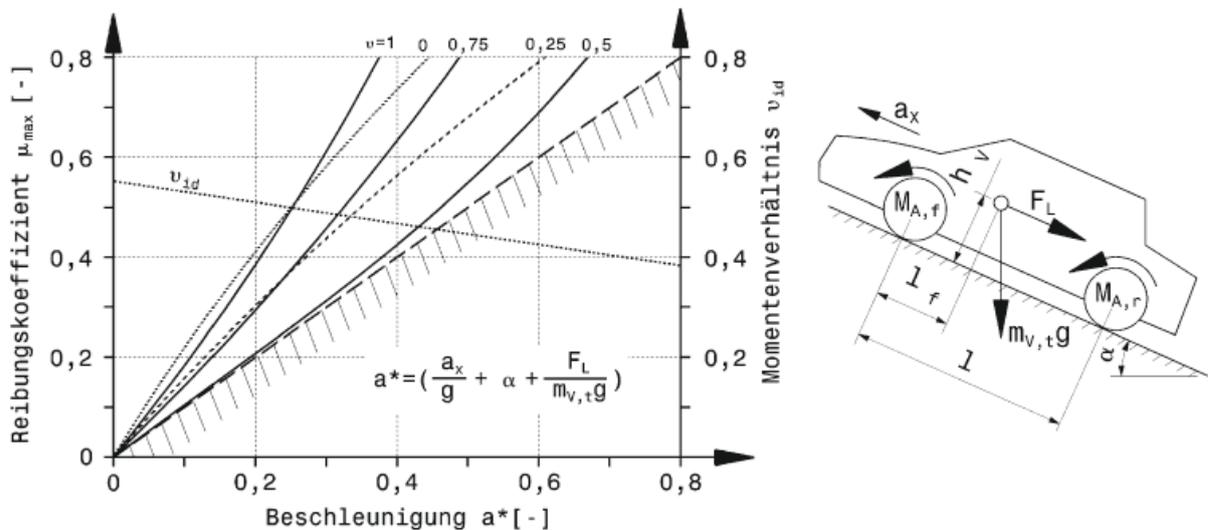


Abbildung 2-7: Simulation einer beschleunigten Bergauffahrt [3]

Abbildung 2-8 stellt die Antriebsmomentenverteilung der dynamischen Gewichtverteilung gegenüber. Dieses Traktionsdiagramm ermöglicht Allradssysteme zu beurteilen und prinzipielle Aussagen über das Fahrverhalten (Über- oder Untersteuern) eines Allradfahrzeuges zu treffen. Abhängig von Fahrzeugparametern wie Achslastverteilung, Radstand und Schwerpunktshöhe ergeben sich die Kennlinien in Abbildung 2-8. Antriebsverluste und der Luftwiderstand werden hierbei vernachlässigt. Werden die Achsen eines starren Antriebes gekoppelt, kommt es bei Geradeausfahrt zu gleichem Schlupf und an allen Rädern. Daraus folgt, dass sich bei starrem Allradantrieb die Radumfangskräfte und somit auch Momente im selben Verhältnis wie die dynamischen Achslasten verteilen (siehe Kennlinie A in Abbildung 2-8). Eine Antriebsmomentenverteilung rechts der Kennlinie A betont die Vorderachse und somit folgt eine Tendenz zu untersteuernden Fahrverhalten. Dementsprechend führt der Bereich links der Kennlinie A zu einem übersteuernden Fahrverhalten. Die Kennlinie B\* zeigt ein Zentralfidifferential mit einer Momentenverteilung von 50/50%. Wird eine zusätzliche Abhängigkeit von der Geschwindigkeit bzw. Drehzahl eingeführt, ergibt sich die Kennlinie C [6].

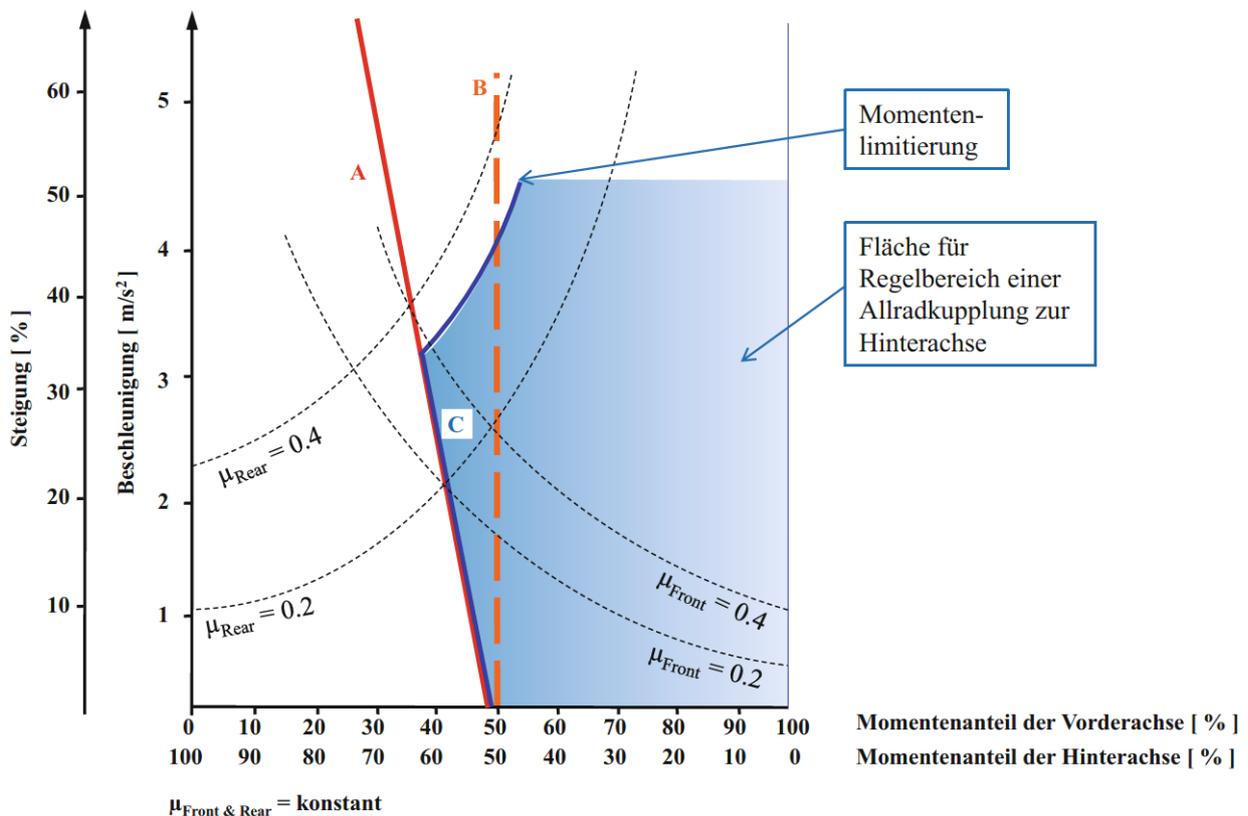
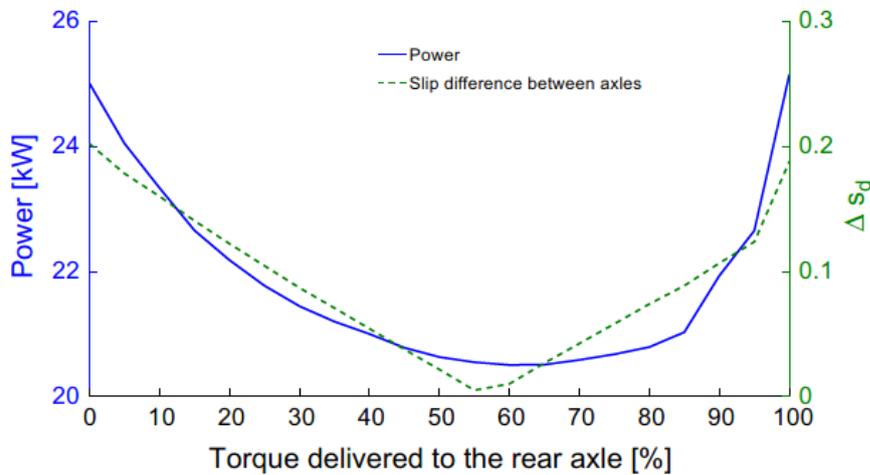


Abbildung 2-8: Traktionsdiagramm [6]

Werden Fahrzeuge im Offroad-Bereich eingesetzt, so hat der Kontakt zwischen Reifen und Fahrbahn einen großen Einfluss auf die Fahrleistung. Ein weicher Untergrund beeinflusst die Traktion und das Fahrzeughandling erheblich [13].

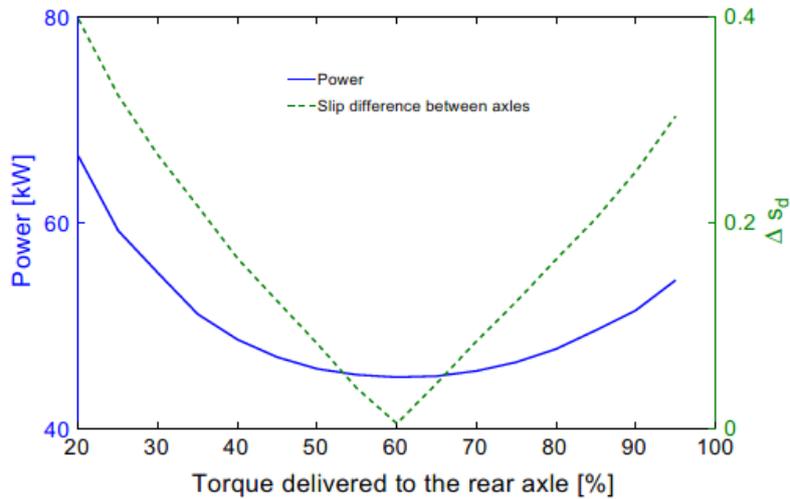
Das Einsinken der Räder bei weichem Untergrund vermindert die Traktion. Räder an der Hinterachse haben diesbezüglich bessere Traktion, da diese in Relation weniger stark einsinken als Vorderräder [13].

Abbildung 2-9 zeigt den simulierten Leistungsbedarf eines Fahrzeuges bei einer Geschwindigkeit von 25 km/h abhängig von der Antriebsmomentenverteilung auf ebener Fahrbahn. Als Fahrbahnuntergrund wurde trockener Sand gewählt.



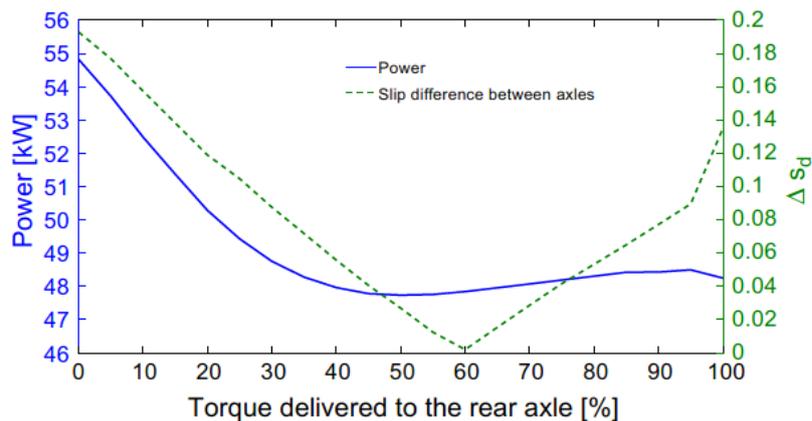
**Abbildung 2-9: Leistungsbedarf abhängig von der Antriebsmomentenverteilung, Fahrzeuggeschwindigkeit 25 km/h, Steigung 0 %, Fahrbahnuntergrund trockener Sand [13]**

Anhand von Abbildung 2-10 ist der Leistungsbedarf auf trockenem Sand bei einer Steigung von 10 % ersichtlich. Die übrigen Bedingungen bleiben dieselben wie in Abbildung 2-9.



**Abbildung 2-10: Leistungsbedarf abhängig von der Antriebsmomentenverteilung, Fahrzeuggeschwindigkeit 25 km/h, Steigung 10 %, Fahrbahnuntergrund trockener Sand [13]**

Als Vergleich zeigt Abbildung 2-11 den Leistungsbedarf eines Fahrzeuges bei einer Geschwindigkeit von 50 km/h auf ebener Fahrbahn und feuchtem Lehm als Untergrund.

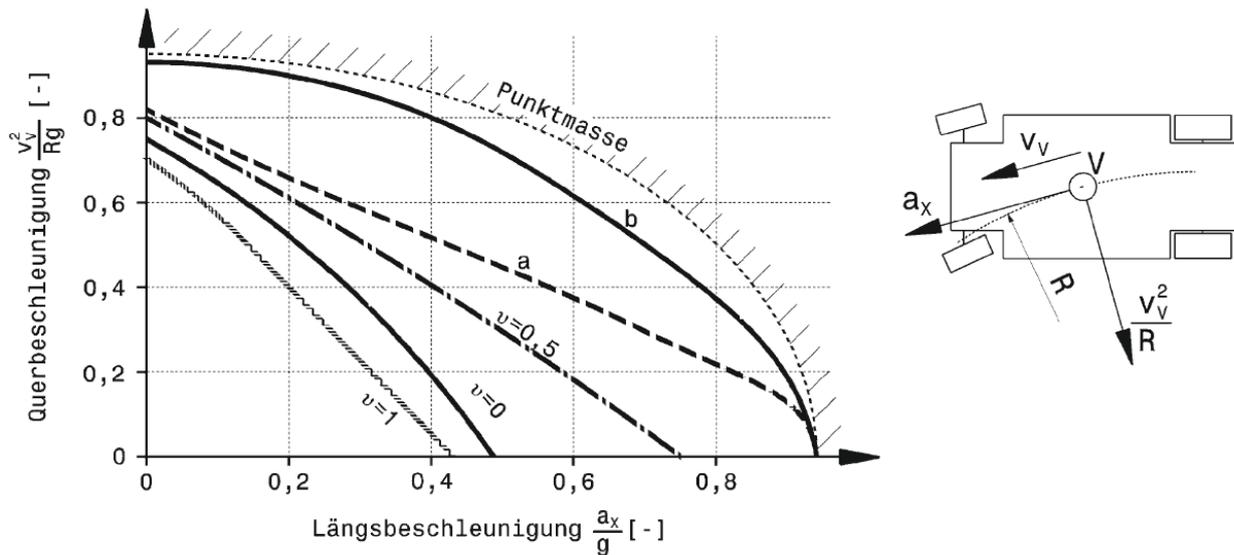


**Abbildung 2-11: Leistungsbedarf abhängig von der Antriebsmomentenverteilung, Fahrzeuggeschwindigkeit 50 km/h, Steigung 0 %, Fahrbahnuntergrund feuchter Lehm [13]**

Abbildung 2-9 bis Abbildung 2-11 zeigen, dass die Antriebsmomentenverteilung mit minimalem Leistungsbedarf auf weicher Fahrbahn vom Untergrund abhängig ist. Die Steigung hat auf die günstigste Momentenverteilung nur einen untergeordneten Einfluss. Der Punkt des minimalen Differenzschlupfes ist neben dem Untergrund auch von der Steigung abhängig. Der Punkt des minimalen Leistungsbedarfes fällt allerdings nicht zwangsläufig mit dem minimalem Differenzschlupf zwischen den Achsen zusammen [13].

Betrachtet man die Querdynamik, so bietet der Allradantrieb bei beschleunigter Kurvenfahrt einen Vorteil gegenüber einem Einachsantrieb. Bei gleicher Antriebsleistung ist das Seitenkraftpotential größer, da das Antriebsmoment auf vier anstelle von zwei Rädern aufgeteilt wird. Eine Verringerung der Umfangskraft des Reifens führt zu einer Erhöhung des Seitenkraftpotentials. Die Fahrsicherheit wird vor allem durch das Verhalten bei der Kurvenfahrt und weniger durch die beschleunigte Geradeausfahrt bestimmt [3].

Abbildung 2-12 zeigt die mögliche Querbeschleunigung abhängig von der Längsbeschleunigung des Fahrzeuges aus Abbildung 2-7. Der aerodynamische Abtrieb/Auftrieb bleibt unberücksichtigt. Die strichlierte Linie entspricht der Einhüllenden von Umfangs- und Seitenkräften eines Reifens. Durch eine konstante Momentenverteilung von 50:50 zwischen den Achsen eines Allradantriebes können im Vergleich höhere Querbeschleunigungen als bei Einachsantrieben erreicht werden. Wird das Antriebsmoment entsprechend der Kurve a) schlupfoptimal zwischen den Achsen verteilt, so kann die mögliche Querbeschleunigung weiter erhöht werden. Die beste Näherung an das Ideal lässt sich durch eine radindividuelle Zuweisung des Antriebsmomentes erreichen (siehe Kurve b)) [3].



**Abbildung 2-12: Simulation einer beschleunigten Kreisfahrt, a) variable Momentenverteilung zwischen den Achsen, b) variable Momentenverteilung auf vier Räder [14]**

Zusammenfassend lässt sich daher sagen, dass der Einsatz eines Allradsystems im Bereich der Traktion und der Kurvenfahrt theoretische Vorteile gegenüber Einachsantrieben hat. Diese Vorteile lassen sich praktisch umsetzen, wenn einerseits ein ausreichend hohes Antriebsmoment bei einem hohen Reibungskoeffizienten  $\mu_{\max}$  vorhanden ist und andererseits die Verteilung des Antriebsmomentes variabel auf beide Achsen – oder optimaler individuell für jedes Rad erfolgt [3].

### 2.3.3 Eigenschaften der Längsverteilung des Antriebsmomentes

Die Längsverteilung des Antriebsmomentes bestimmt die effektiven Reifenumfangskräfte  $F_x$  der jeweiligen Achse. Anhand von Gleichung ( 2-5 ) lässt sich erkennen, dass diese bei gelenkter Achse das Giermoment  $M_z$  des Fahrzeuges beeinflussen. Die Voraussetzung für die Gleichung ist die Annahme, dass die Antriebsmomente der Reifen einer Achse ident sind und somit kein „torque vectoring“ stattfindet. Außerdem wird angenommen, dass an allen Rädern gleiche Fahrbahnverhältnisse herrschen. Da die Reifenumfangskräfte  $F_x$  mit dem Sinus in die Gleichung einwirken, haben diese einen beschränkten Einfluss auf das Giermoment  $M_z$ . Sie können jedoch direkt verändert werden und geben vor allem den maximal möglichen Betrag der Reifenseitenkräfte  $F_y$  (Seitenkraftpotenzial) vor. Die Seitenkräfte  $F_y$  haben einen größeren Einfluss auf das Giermoment  $M_z$  als die Umfangskräfte  $F_x$  (siehe Gleichung ( 2-5 )). Eine hohe Ausnutzung des Reifenkraftpotenziales erfolgt im fahrdynamischen Grenzbereich, der vor allem auf niedrigem Reibbeiwert zwischen Reifen und Fahrbahn häufig erreicht wird. [6, 7, 15].

$$(F_{x,v} \sin(\delta) + F_{y,v} \cos(\delta))l_v - F_{y,h}l_h = J_z\ddot{\psi} = M_z \quad (2-5)$$

$F_x$	Reifenumfangskraft [N]
$F_x$	Reifenseitenkraft [N]
$\delta$	Lenkwinkel [rad]
$l_v$	Abstand von Fahrzeugschwerpunkt zu Vorderachse [m]
$l_h$	Abstand von Fahrzeugschwerpunkt zu Hinterachse [m]
$J_z$	rotatorische Trägheitsmoment um die Gierachse des Fahrzeuges [kgm <sup>2</sup> ]
$\ddot{\psi}$	Gierwinkelbeschleunigung des Fahrzeuges [rad/s <sup>2</sup> ]
$M_z$	Giermoment des Fahrzeuges [Nm]

Die Längsverteilung des Antriebsmomentes ist geeignet, um das Eigenlenkverhalten des Fahrzeuges zu beeinflussen. Eine Verlagerung des Antriebsmomentes von der Hinterachse zur Vorderachse wirkt im fahrdynamischen Grenzbereich gegen Übersteuern. Umgekehrt wird die Neigung zum Untersteuern reduziert (siehe Abbildung 2-13) [7, 15].

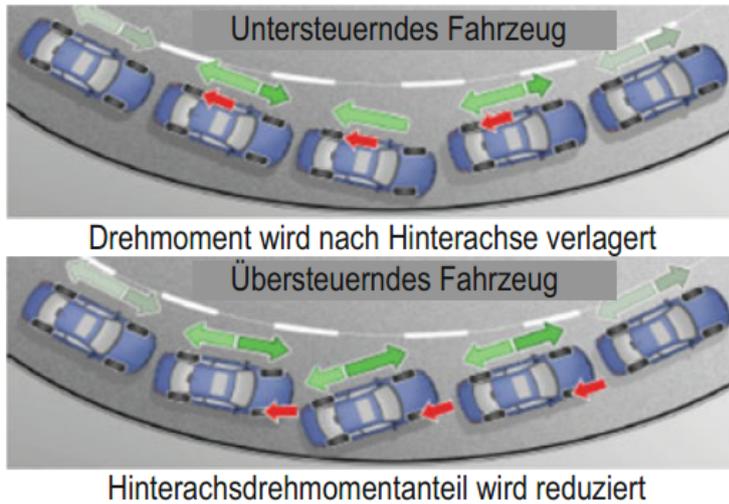
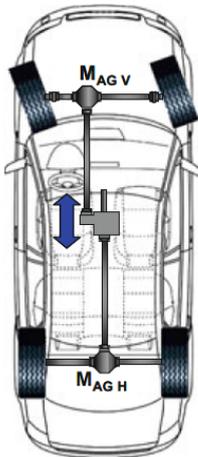


Abbildung 2-13: Beeinflussung der Fahrdynamik durch Längsverteilung des Antriebsmomentes [7]

Abbildung 2-14 zeigt zusammenfassend die Möglichkeiten von „torque vectoring“ längs und quer zur Fahrzeugachse.

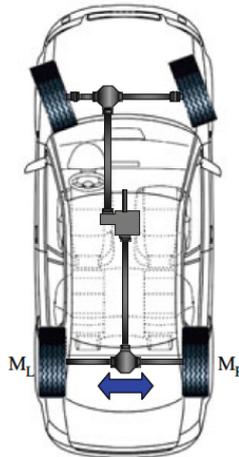
Längs - Torque Vectoring  
(nur in Verbindung mit AWD)



Einfluß auf:

- Fahrstabilität
- Fahrverhalten bei hoher Querbeschleunigung  $a_y$

Lateral - Torque Vectoring



- Kurvenverhalten lastunabhängig
- Gierratendämpfung
- Agilität
- Fahrstabilität bei allen Fahrzuständen

Abbildung 2-14: Bauarten „torque vectoring“ [6]

### 2.3.4 Systematik der Allradantriebe

Abbildung 2-15 zeigt die Einteilung der Allradantriebe nach der möglichen Leistungsverzweigung zwischen Vorder- und Hinterachse. Hierbei wurden homogene Fahrbahnverhältnisse sowie eine Geradeausfahrt vorausgesetzt. Allradantriebe mit frei wählbarer Leistungsverzweigung zwischen den Achsen fallen in die vierte Gruppe. Diese frei wählbare Verteilung zwischen den Achsen wird auch als „torque vectoring“ in Längsrichtung bezeichnet und oftmals mit frei wählbarer Momentenverteilung quer zur Achse kombiniert. In diese Kategorie fallen aufgrund der freien Regelbarkeit elektrische Achsantriebe [6, 15].

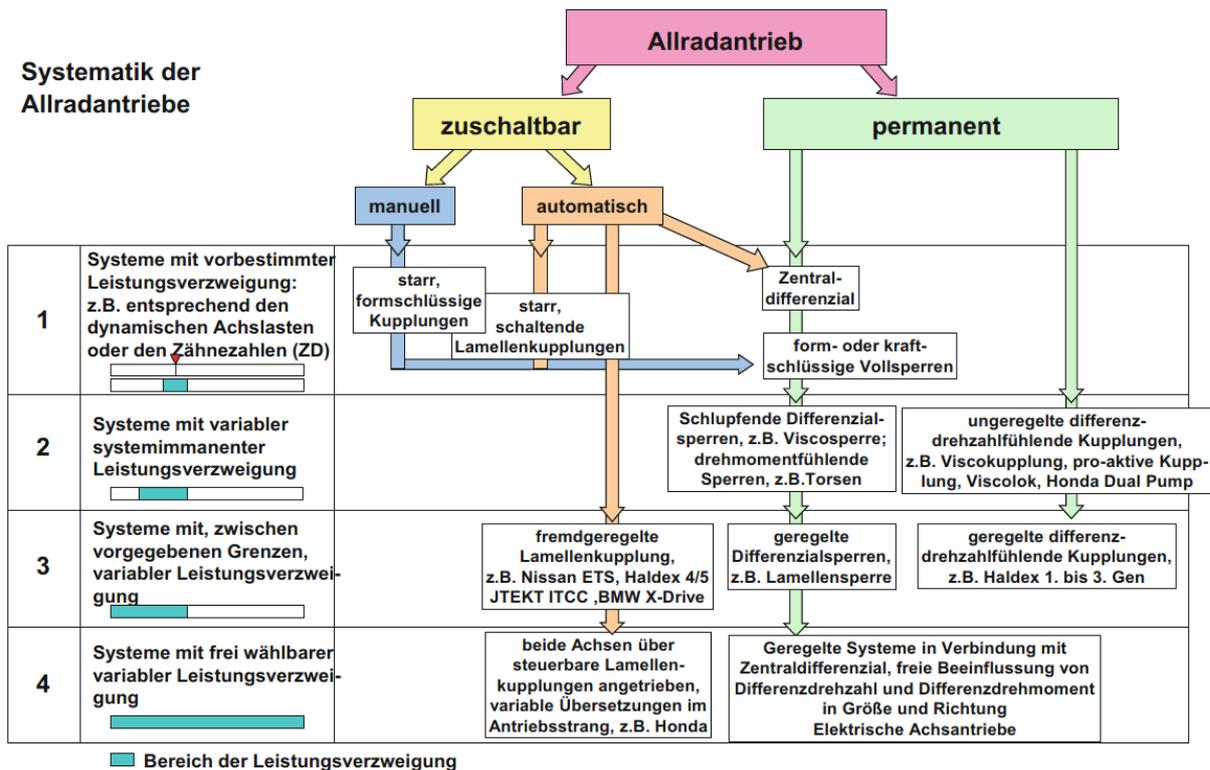


Abbildung 2-15: Varianten des Allradantriebes [6]

Eine fest vorgegebene Momentenverteilung zwischen den Achsen ermöglicht nur in einem Betriebspunkt optimale Traktion. Bei konventionellen Antriebssträngen wird dies durch ein sogenanntes „offenes“ Zentraldifferenzial bzw. Längsdifferenzial verwirklicht. Kommt es an einer Achse zu einem Verlust an Traktion, kann die andere Achse nur ein entsprechend vermindertes Antriebsmoment übertragen. Durch den Einsatz einer Differenzialsperre kann auch bei diesen Bedingungen eine größtmögliche Traktion aufgebaut werden. Das Regelziel der Sperre ist hierbei die Differenzdrehzahl zwischen Vorder- und Hinterachse zu begrenzen [6, 7].

Extern geregelte Sperren bzw. Kupplungen ermöglichen einen günstigen Kompromiss zwischen den Anforderungen: Traktion, Fahrdynamik, Gesamtwirkungsgrad und Komfort. Systeme dieser Art nutzen oftmals folgende Zustände des Fahrzeuges für eine gezielte Antriebssteuerung [6]:

- Raddrehzahl
- Motormoment, Fahrerwunschkraft
- Bremssituation
- Fahrzeug-Sensorik (z.B. ESP-Signale)
- Lenkwinkel, Retourfahrt, Kupplung, Gangstatus
- Sondersituationen (z.B. Abschleppen, Übertemperatur)

Die Steuergeräte für Motoren, Getriebe und Bremsen werden mithilfe eines BUS-Systems miteinander verbunden [6].

## 2.4 Traktionsregelung

Ist der Schlupf des Reifens zu hoch, kommt es im Allgemeinen zu einem Abfall der übertragbaren Reifenumfangskraft (siehe Abbildung 2-3). Der Laufflächenverschleiß erhöht sich und das Seitenführungspotential der Reifen ist stark verringert. Dies soll vermieden werden, um bestmögliche Beschleunigung sowie ein sicheres Fahrverhalten und Lenkbarkeit zu erreichen. Deshalb ist der Einsatz einer Traktionsregelung sinnvoll [3, 7, 16].

Die Effizienz der Umwandlung der Antriebsleistung  $P$  zur Zugleistung  $P_d$  eines Off-Road-Fahrzeuges wird oftmals durch die Traktionseffizienz beschrieben. Gleichung ( 2-6 ) zeigt die Traktionseffizienz ohne Berücksichtigung des Wirkungsgrades des Antriebsstranges [13, 17].

$$\eta_t = \frac{P_d}{P} = \frac{F_x v_x}{T \omega_M} = \frac{F_x (1 - s_A) r_{dyn}}{T i_{AS}} \quad (2-6)$$

$P_d$	Zugleistung [kW]
$P$	Antriebsleistung [kW]
$F_x$	Reifenumfangskraft [N]
$T$	Antriebsmoment [Nm]
$\omega_M$	Winkelgeschwindigkeit des Antriebsmotors [rad/s]
$i_{AS}$	Übersetzung des Antriebsstranges [-]

Bei einer konventionellen Traktionsregelung gibt der/die Fahrer\*in durch das Gaspedal sein/ihr gewünschtes Antriebsmoment bekannt. Über die Umsetzung des Drehmomentwunsches entscheidet jedoch die Traktionsregelung. Ist der Schlupf der angetriebenen Räder  $s_A$  zu groß, wird die Motorleistung reduziert. Abhängig u.a. vom Reifen, der Fahrbahn sowie der Geschwindigkeit befindet sich der Regelbereich für den Reifenschlupf in einer Größenordnung von 8 bis 15 %. Abbildung 2-16 zeigt den Regelbereich einer Traktionsregelung [3].

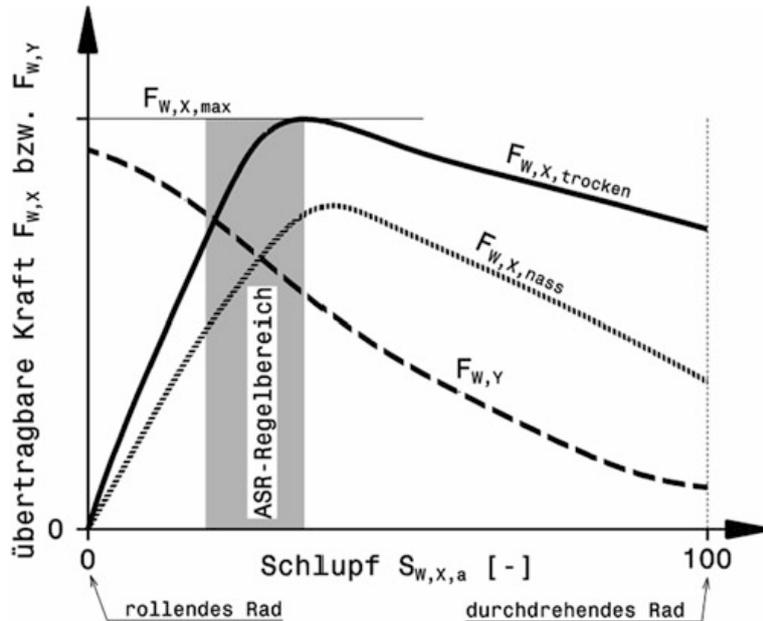


Abbildung 2-16: Regelbereich einer Traktionsregelung [3]

Im Bereich des Rallye Sportes ist eine Traktionsregelung aufgrund der unterschiedlichen Fahrbahnbeläge, z.B. Asphalt und Schotter, schwierig zu realisieren. Deshalb setzen viele Teams die Drehzahlbegrenzung des Motors als Stellgröße zur Begrenzung des Reifenschlupfes ein [3].

## 2.5 Eigenschaften des elektrischen Antriebsstranges

Der konventionelle Antriebsstrang eines Verbrennungsmotors besteht aus Motor, Kupplung, Getriebe, Differential, Antriebswellen und Reifen [18]. Bei elektrischen Fahrzeugen entfällt die passive Dämpfung der Torsionsschwingungen durch Drehmomentwandler oder Torsionsdämpfer (Doppelkupplungsgetriebe), da diese für den elektrischen Antriebsstrang nicht benötigt werden [19, 20]. Im Allgemeinen ist das Ansprechverhalten (Drehmomentaufbau) des Elektromotors im Vergleich zu einem Verbrennungsmotor weitaus schneller [20, 21]. Somit neigt der Antriebsstrang eines elektrischen Fahrzeuges bei transienten Betriebsfällen stärker zu Torsionsschwingungen als der Antriebsstrang eines Verbrennungsmotors. Diese transienten Betriebsfälle sind unter anderem „tip in/out“ Manöver und regeneratives Bremsen. Torsionsschwingungen verursachen unter anderem Schwingungen des Fahrzeuges in Längsrichtung, das sogenannte „Fahrzeugruckeln“ [8, 16, 20, 22, 23].

Der vordere Achsantrieb eines Elektrofahrzeuges bestehend aus Motor, Getriebe, Differenzial und Antriebswellen (siehe Kapitel 2.1) ist in Abbildung 2-17 ersichtlich.

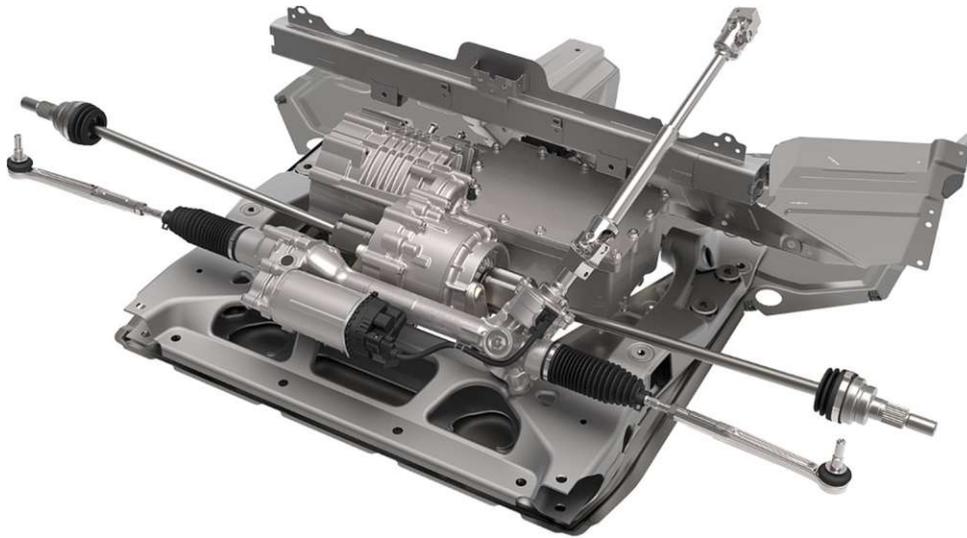


Abbildung 2-17: Vorderwagen mit elektrischem Achsantriebssystem [1]

Abbildung 2-18 zeigt den Messschrieb eines Testfahrzeugs mit konventionellen Antriebsstrang ohne zusätzlicher Regeleinrichtung zur Antriebsstrangdämpfung bei einem „tip in/out“ Manöver, beginnend bei negativer Beschleunigung. Das aufgrund des Drehmomentsprunges entstehende „Fahrzeugruckeln“ ist anhand der Fahrzeugbeschleunigung zu erkennen. Zuvor zeigt sich der Einfluss des Getriebespieles infolge des Vorzeichenwechsels des Antriebsmomentes [18, 24].

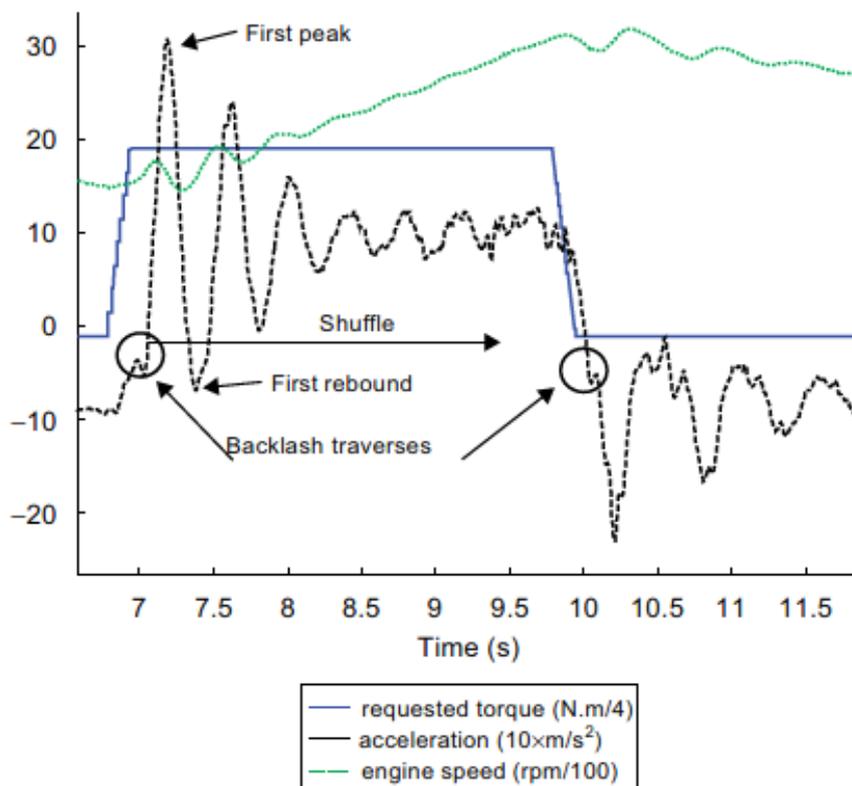


Abbildung 2-18: „tip in/out“ Manöver eines Testfahrzeugs mit konventionellem Antriebsstrang ohne zusätzliche Regeleinrichtung zur Antriebsstrangdämpfung [18]

Haupteinflüsse des Fahrzeugruckelns sind die Dynamik des Triebstranges, der Reifenschlupf sowie die Masse und der Fahrwiderstand des Fahrzeuges. Zur Untersuchung wird ein Ersatzmodell eines Achsantriebes verwendet (siehe Abbildung 2-19). Dämpfung und Reibung im Triebstrang wurden vernachlässigt, da diese gering ausfallen und ein Abklingen der Schwingungen bei kleinen Schlüpfen hauptsächlich durch den Reifenschlupf erfolgt. Gleichung ( 2-10 ) zeigt die Dämpfungskonstante infolge des Reifenschlupfes. Die Radmasse ist über die Tangentialsteifigkeit des Reifens verhältnismäßig starr an die Masse des Fahrzeuges gekoppelt. Dem gegenüber ist die Radmasse über die Elastizität des Antriebsstranges weich an den Motor gekoppelt. Das Trägheitsmoment des Reifens lässt sich gegenüber der Fahrzeugmasse vernachlässigen. Da kein Torsionsdämpfer bei einem elektrischen Antriebsstrang vorhanden ist, wird der Antriebsstrang der Motor-Getriebeeinheit näherungsweise als starr angenommen. Mit diesen Vereinfachungen lässt sich für den ungedämpften Fall das Modell aus Abbildung 2-19 auf einen ungefesselten Zweimassenschwinger reduzieren. Aus der Übertragungsfunktion dieses Schwingers ergibt sich die Berechnung der ungedämpften Ruckeleigenkreisfrequenz  $\omega_{0,Ruckel}$  des Antriebsstranges (siehe Gleichung ( 2-9 )) [16, 25, 26].

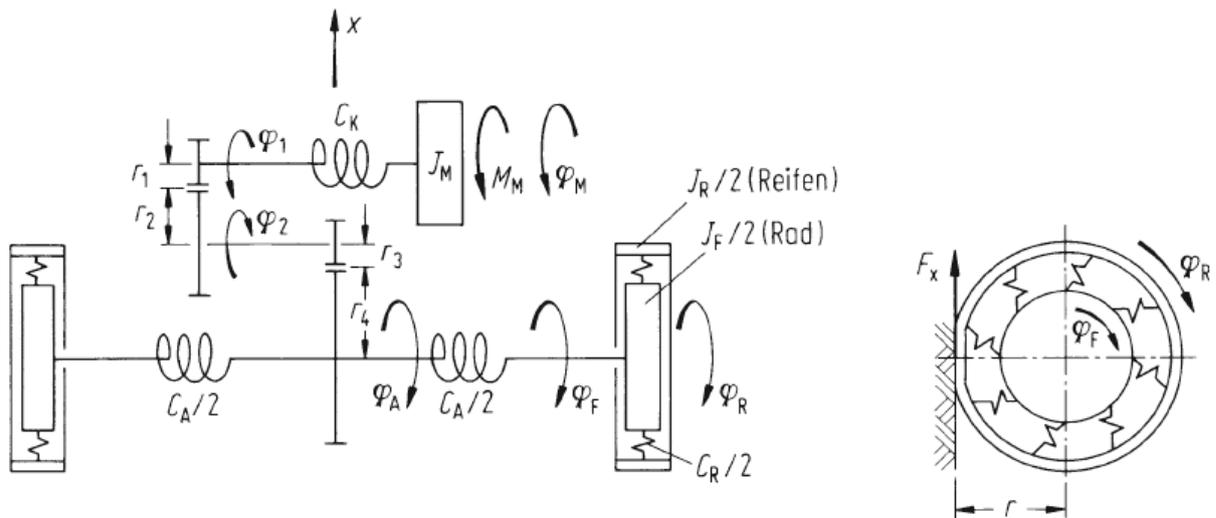


Abbildung 2-19: Schwingungsersatzmodell für „Fahrzeugruckeln“ [16]

$$n_R = \frac{1}{C_R} \quad (2-7)$$

$$n_A = \frac{1}{C_A} \quad (2-8)$$

$$\omega_{0,Ruckel} = \sqrt{\frac{J_M i_G^2 i_A^2 + m r_{stat}^2}{(n_R + n_A) J_M i_G^2 i_A^2 m r_{stat}^2}} \quad (2-9)$$

$$d_S = \frac{k_0 F_z r_{stat}}{\omega_R} \quad (2-10)$$

$\omega_{0,Ruckel}$	Ruckeleigenkreisfrequenz Antriebsstrang [rad/s]
$C_R$	Tangentialsteifigkeit der Reifen [Nm/rad]
$C_A$	Tangentialsteifigkeit der Antriebswellen [Nm/rad]
$n_R$	Nachgiebigkeit der Reifen [rad/ Nm]
$n_A$	Nachgiebigkeit der Antriebswellen [rad/Nm]
$J_M$	Trägheitsmoment Motor [kgm <sup>2</sup> ]
$i_G$	Übersetzung Getriebe [-]
$i_A$	Übersetzung Achsgetriebe [-]
$m$	Fahrzeugmasse [kg]
$r_{stat}$	statischer Reifenhalbmesser [m]
$d_S$	Dämpfungskonstante infolge Reifenschlupf [Nm*s]
$k_0$	Anfangssteigung Reibwert-Schlupf-Kurve [-]
$\omega_R$	Winkelgeschwindigkeit des Rades [rad/s]
$F_z$	vertikale Radlast [N]

In Abbildung 2-20 a) wird ein Fahrzeug aus dem Stillstand auf einen Asymptotenwert von ca. 2.2m/s<sup>2</sup> beschleunigt. Das Motormoment  $M_M$  steigt rampenförmig an und ist unabhängig von der Motordrehzahl sowie rückwirkungsfrei vom Antriebsstrang. Es entsteht eine abklingende Schwingung mit einer Frequenz von etwa 4Hz. Die Abbildung 2-20 b) zeigt, dass eine gute Übereinstimmung zwischen der Rechnung und dem Experiment herrscht. Die beiden ersten Schwingungsamplituden sind in der Theorie zu groß, die Frequenz stimmt sehr gut überein [16].

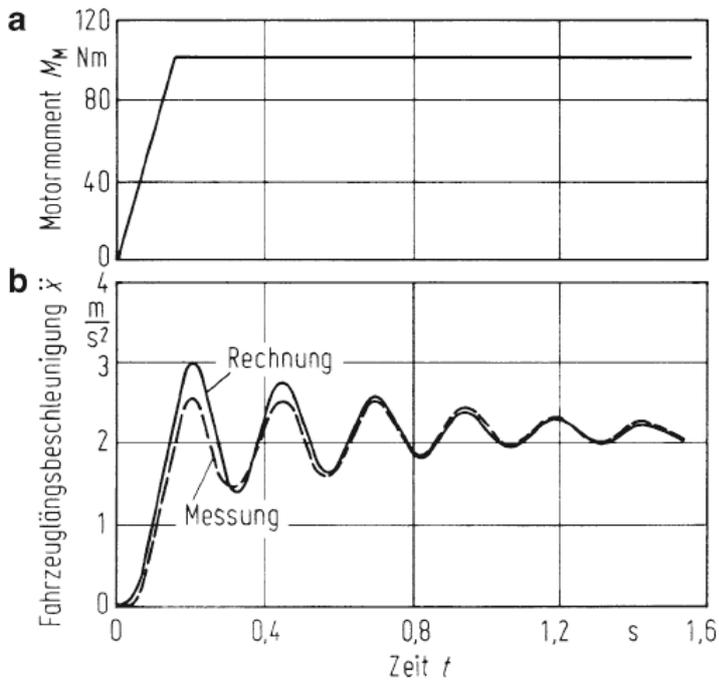


Abbildung 2-20: Verlauf Längsbeschleunigung Fahrzeug bei rampenförmigen Motormomentanstieg [27]

Abbildung 2-21 zeigt, dass sich das Abklingen der Ruckelschwingung hauptsächlich aus dem Reifenschlupf ergibt [16].

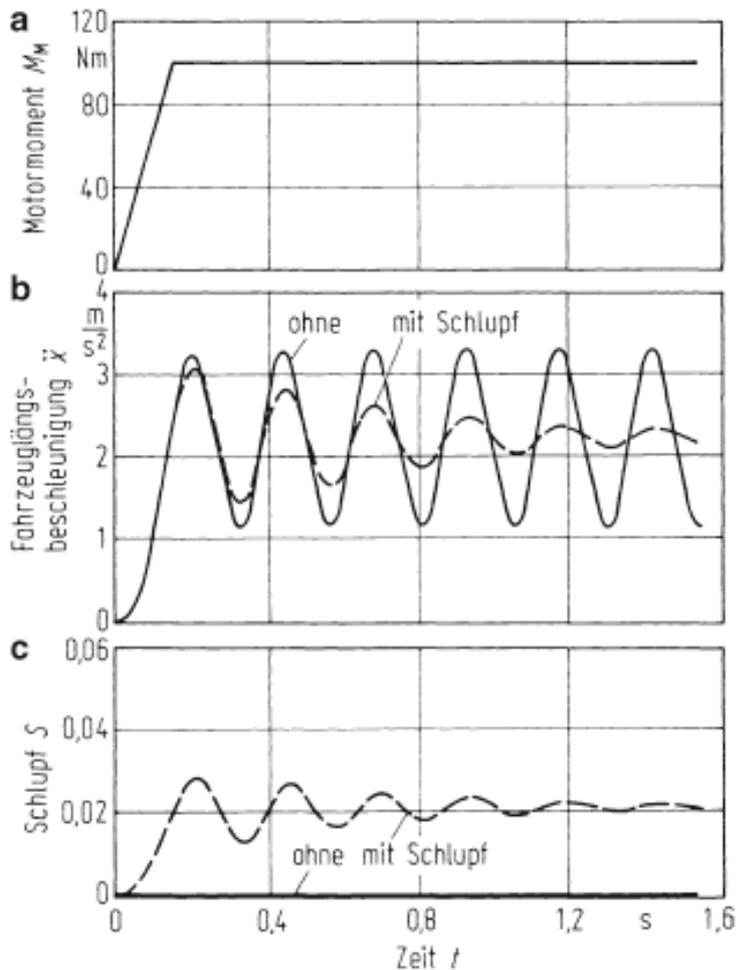


Abbildung 2-21: Berechnung Längsbeschleunigung Fahrzeug mit und ohne Schlupf [16]

## 2.6 Aktive Dämpfung des Antriebsstranges

Die in Kapitel 2.5 beschriebenen Torsionsschwingungen innerhalb des Antriebsstranges führen unter der Betrachtung von Komfort, Haltbarkeit und Fahrbarkeit des Fahrzeuges zu folgenden Problemen:

- Verminderte Komforteigenschaften [20, 23]
- Bei Eingriffen des ABS und der Traktionskontrolle mithilfe der Elektromotoren (Drehmomentänderung) kann es zu Stabilitätsproblemen dieser Regler aufgrund von Resonanzeffekten kommen [28]
- Hohe mechanische Belastung der Bauteile des Antriebsstranges [23, 24]

Die Problematik der Torsionsschwingungen bei Elektrofahrzeugen kann durch die mechanische Auslegung des Antriebsstranges verringert werden. Hierbei ist die Erhöhung des Trägheitsmomentes des Motors ein effektiver Weg, ein Abschwächen der Resonanzeffekte zu erreichen [28, 29, 30].

Regelungen, die die verfügbaren Sensoren im Fahrzeug nutzen, werden meist zusätzlich zu den mechanischen Auslegungsmaßnahmen eingesetzt, um auf effiziente Weise die Torsionsschwingungen zu reduzieren. Ein weit verbreiteter Algorithmus zur Dämpfung von Schwingungen eines Antriebsstranges ist ein Regelgesetz proportional zur Differenzwinkelgeschwindigkeit zwischen An- und Abtriebsseite. Abbildung 2-22 zeigt den Aufbau einer solchen Regelung. Die Winkelgeschwindigkeit des Antriebsmotors wird hierbei mit der Winkelgeschwindigkeit der Radnabe verglichen und die Getriebeübersetzung berücksichtigt. Die Abweichung zwischen diesen beiden Signalen ergibt mithilfe eines positiven Verstärkungsfaktors  $K_{D,AS}$  ein dämpfendes Moment  $M_{D,AS}$  (siehe Gleichung ( 2-11 )). Diese Methode entspricht aus physikalischer Sicht einem Dämpfer zwischen der Motorwelle und der Radnabe. Der Verstärkungsfaktor  $K_{D,AS}$  kann als viskose Dämpfungskonstante des Antriebsstranges aufgefasst werden [20, 28, 31, 32].

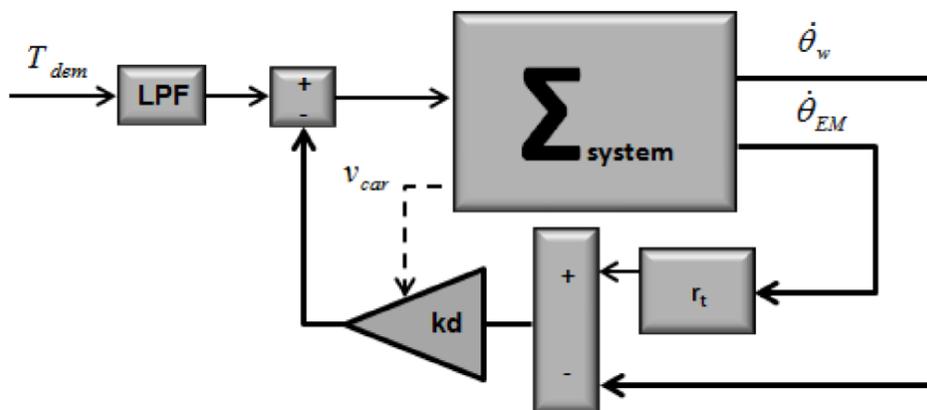


Abbildung 2-22: Regelschema aktiver Dämpfer, Regelabweichung proportional zur Winkelgeschwindigkeitsdifferenz [31]

$$M_{D,AS} = K_{D,AS} \left( \frac{\omega_{an}}{N} - \omega_{RN} \right) \quad (2-11)$$

$M_{D,AS}$	Dämpfungsmoment des aktiven Dämpfers [Nm]
$K_{D,AS}$	viskose Dämpfungskonstante [Nm s/rad]
$\omega_{an}$	Winkelgeschwindigkeit Antrieb [rad/s]
$\omega_{RN}$	Winkelgeschwindigkeit an der Radnabe [rad/s]
$N$	Gesamtübersetzung Antriebsstrang [-]

Die Linearisierung der Bewegungsgleichungen eines Antriebsstranges nach Abbildung 2-23 führt unter Vernachlässigung des verzögerten Aufbaus der Reifenumfangskraft und des Antriebsmomentes des Motors sowie des Rollwiderstandes der Reifen und des Luftwiderstandes zu einem Systemverhalten zweiter Ordnung. Die Parameter dieses Systems sind abhängig vom Reifenschlupf, der Reifenaufstandskraft, der Steigung der Schlupfkurve und der Fahrzeuggeschwindigkeit des betrachteten Betriebspunktes [31].

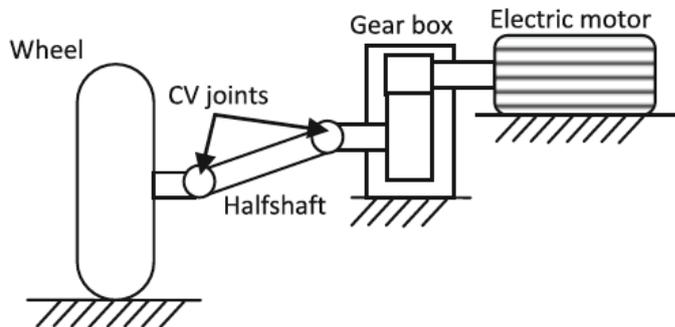


Abbildung 2-23: Antriebsstrang eines Radantriebes [31]

Die Ziele der Auslegung eines aktiven Dämpfers nach Abbildung 2-22 für einen Antriebsstrang entsprechend Abbildung 2-23 können unter folgenden Punkten zusammengefasst werden [31]:

- Das System soll eine geringe Reaktionszeit aufweisen. Somit wird eine gute Leistung der Traktionskontrolle und des ABS des Fahrzeuges erreicht sowie die Instabilität des geschlossenen Regelkreises vermieden.
- Die Schwingungsamplituden des Antriebsstrangdrehmomentes sollen innerhalb festgelegter Grenzen bleiben. Dies erhöht die Belastungsfähigkeit des Systems und unerwünschtes „Fahrzeugruckeln“ wird reduziert.

Abbildung 2-24 zeigt das Amplitudenverhältnis und die Phasenverschiebung zwischen der Drehmomentanforderung an den Elektromotor und dem Moment an der Radnabe eines Systems mit aktiver Dämpfung nach Abbildung 2-22 und Abbildung 2-23. Das Regelgesetz verhält sich nach Gleichung ( 2-11 ). Zusätzlich wurde ein Tiefpass-Filter (LPF) hinzugefügt, um das Sensorrauschen und die Frequenzanteile betreffend den Elektromotor zu reduzieren. Die Resonanzspitze wird mit zunehmender Verstärkung  $K$  abgebaut. Jedoch steigt mit zunehmender Verstärkung die Reaktionszeit des Systems (siehe Abbildung 2-25) [31].

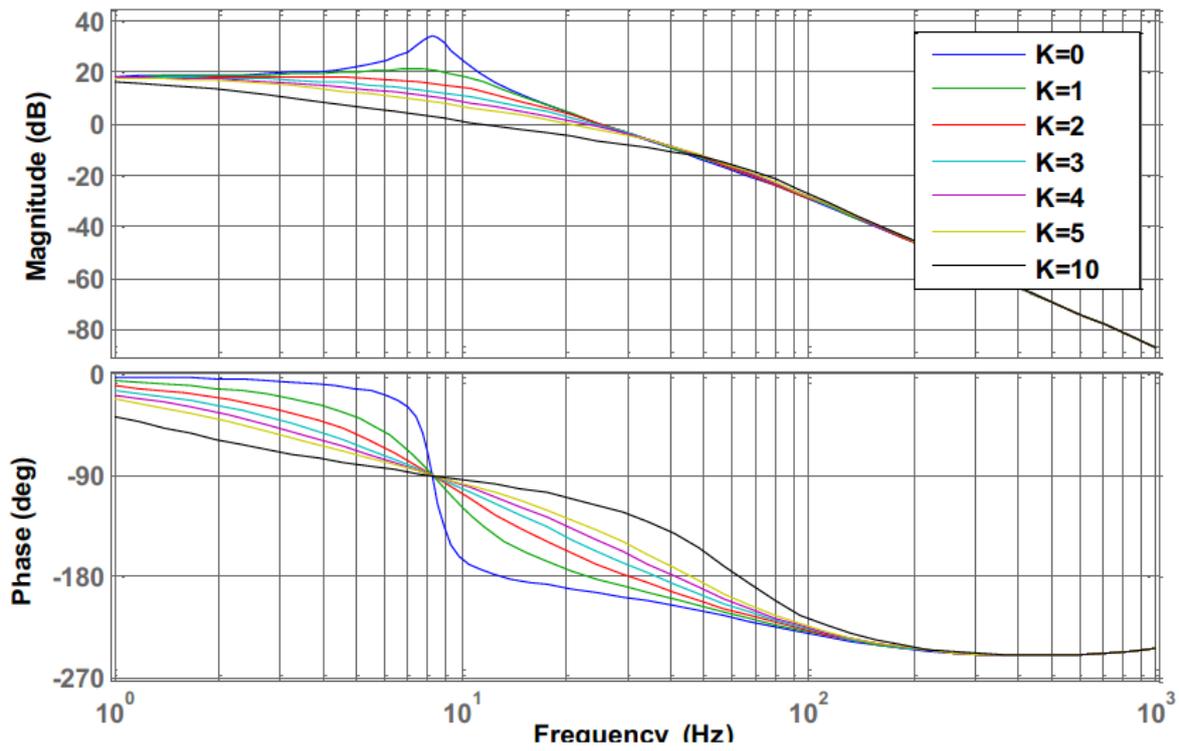


Abbildung 2-24: Bode Diagram, betrachtet zwischen Drehmomentanforderung an den Elektromotor und dem Moment an der Radnabe [31]

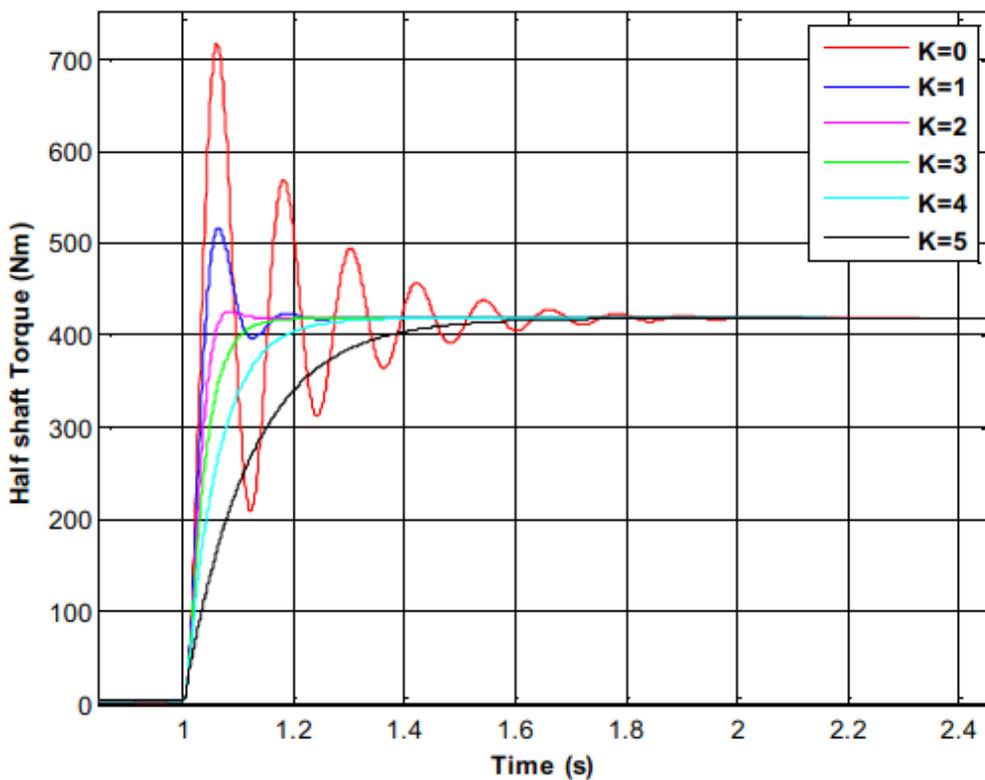


Abbildung 2-25: Sprungantwort, betrachtet zwischen Drehmomentanforderung an den Elektromotor und dem Moment an der Radnabe [31]

### 3 Antriebsmomentenverteilung

Um die Traktion und das Handling eines elektrischen, allradgetriebenen Rallyecross-Fahrzeuges zu verbessern, wird eine Strategie zur Verteilung des Antriebsmomentes zwischen den beiden Achsen des Fahrzeuges entwickelt.

Das betrachtete Fahrzeug besitzt jeweils an der Vorder- und Hinterachse einen elektrischen Achsantrieb (siehe Kapitel 2.1). Bei dieser Allradkonfiguration kann das geforderte Gesamtantriebsmoment beliebig zwischen den beiden Antriebsachsen verteilt werden (siehe Kapitel 2.3.4). Der Allradantrieb hat dabei aber, im Gegensatz zu konventionellen Antrieben (siehe Kapitel 2.3), keinerlei mechanische Verbindung zwischen den beiden Antriebssträngen. Steigt bei diesem Fahrzeug der Reifenschlupf an einer Achse über den Punkt mit maximalem Kraftschlussbeiwert  $\mu_{\max}$  hinaus und trifft man keine weiteren Vorkehrungen, sinkt (unter anderem) die Traktion und die Fahrzeugstabilität wird negativ beeinflusst (siehe Kapitel 2.2 und 2.4). Um die Traktion und das Fahrverhalten des Fahrzeuges zu optimieren, wird in dieser Arbeit ein Regler, der das Antriebsmoment zwischen den Achsen verteilt und gegebenenfalls die Drehzahlen der Antriebsachsen miteinander koppelt, verwendet. Dabei gilt es die ständig wechselnden Fahrbahnbeläge (z.B. Asphalt, Schotter, etc.) – wie im Bereich des Rallyecross üblich – zu berücksichtigen [1, 2].

Dafür gibt der/die Fahrer\*in zunächst die gewünschte Verteilung des Antriebsmomentes zwischen Vorder- und Hinterachse frei vor. Die Antriebsmomentenverteilung in Längsrichtung beeinflusst folgende Faktoren (siehe Kapitel 2.3.2, 2.3.3, 2.2 und 2.4):

- Traktion
- Mögliche Quereschleunigung
- Fahrverhalten (Über- oder Untersteuertendenz)
- Fahrstabilität

Der Vorteil hierbei liegt insbesondere darin, dass durch die freie Wahl der gewünschten Verteilung des Antriebsmomentes das Fahrverhalten einerseits den Anforderungen des/der Fahrer\*in und andererseits den Streckenbedingungen entsprechend (siehe Kapitel 2.3.2) angepasst werden kann.

Kommt es im Fahrbetrieb allerdings dazu, dass der Umfangsschlupf einer oder mehrere Reifen den Punkt mit maximalem Kraftschlussbeiwert  $\mu_{\max}$  überschreitet und es infolgedessen zu einer Erhöhung der Raddrehzahl kommt, wird mithilfe des Reglers die Verteilung des Antriebsmomentes angepasst und die Drehzahlen der Antriebsachsen gekoppelt. Dadurch wird das vorhandene Kraftschlusspotenzial an beiden Achsen bestmöglich genutzt. Folge dessen wird die Traktion optimiert sowie das Seitenführungspotenzial erhöht (siehe Kapitel 2.4).

Das vom Piloten oder der Pilotin durch die Fahrpedalstellung vorgegebene Antriebsmoment wird im Gegensatz zu einer konventionellen Traktionsregelung dabei nicht reduziert. Der/Die Fahrer\*in behält die gesamte Kontrolle über das abgegebene Antriebsmoment und kann somit die gewünschten Fahrmanöver ausführen (siehe Kapitel 2.4).

Aufgrund der in Kapitel 2.5 angeführten Eigenschaften eines elektrischen Antriebsstranges, kann es dabei zu Torsionsschwingungen kommen, die zu Stabilitätsproblemen der involvierten Regler führen können (siehe Kapitel 2.6). Außerdem stellt die verzögerte Ankunft der Messsignale infolge der Datenübertragung über das Bus-System des Fahrzeuges eine weitere Herausforderung für die Regelung der Antriebsmomentenverteilung dar (siehe Kapitel 2.3.4). Aus diesen Gründen wird in dieser Arbeit ein elektrischer Antriebsstrang mit entsprechenden Elastizitäten, Dämpfungen und Signalverzögerungen abgebildet, um die Auswirkungen auf den hier entworfenen Regler zu simulieren. Zusätzlich können Torsionsschwingungen häufig zu einem verminderten Komfort des Fahrzeuges sowie erhöhter mechanischer Belastung der Bauteile innerhalb des Antriebsstranges führen. Der Einsatz einer aktiven Dämpfung soll diese Probleme reduzieren (siehe Kapitel 2.6).

Die Funktion des Reglers wird anhand einer Simulation nachgewiesen. Simuliert wird dabei die Längsdynamik des Fahrzeuges bei Beschleunigungsvorgängen. Als Vergleichsbasis dient das Fahrzeug ohne Kopplung der Achsen durch den Regler. Die Elastizitäten, Dämpfungen und Signalverzögerungen innerhalb des Antriebsstranges werden bei der Simulation berücksichtigt und somit die Robustheit des Regelkreises anhand dieser Bedingungen aufgezeigt. Anschließend folgt der Nachweis der Kompatibilität mit einer aktiven Dämpfung. Die Auslegung des Reglers und die anschließende Simulation wurde mit der Software Matlab bzw. Simulink durchgeführt.

Die folgenden Kapitel geben zunächst eine detaillierte Beschreibung der Modellbildung des Fahrzeuges und der Fahrbahn (siehe Kapitel 3.1) sowie der angewandten Regelstrategie (siehe Kapitel 3.2). In Kapitel 3.5 wird die Auslegung des Reglers für die Verteilung des Antriebsmomentes entsprechend der gewählten Fahrzeug- und Fahrbahnparameter gezeigt. Außerdem folgt eine Überprüfung der Stabilität des Regelkreises mittels numerischer Simulation.

### 3.1 Modellbildung

Da der Fokus der vorliegenden Arbeit auf der Längsdynamik des Fahrzeuges liegt, wird in weiterer Folge ausschließlich die Geradeausfahrt betrachtet. Hub-, Wank- und Nickbewegungen des Fahrzeuges werden vernachlässigt sowie die Fahrzeugmasse im Massenmittelpunkt zusammengefasst. Die Reifenkräfte greifen an gedachten Radaufstandspunkten unterhalb der Achsmitteln an (siehe Abbildung 3-1). Der Einfluss der Achskinematik wird vernachlässigt [10].

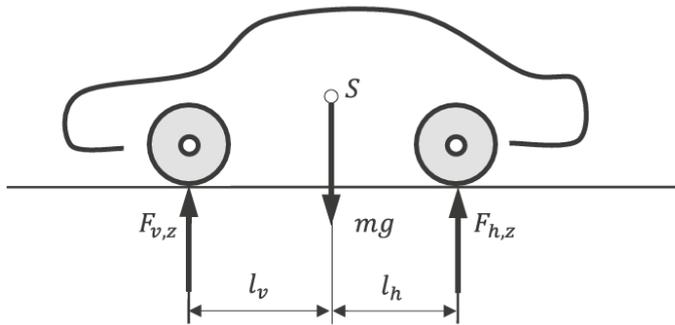


Abbildung 3-1: Seitenansicht Fahrzeug [10]

Der Schwerpunktsatz in Längsrichtung bezüglich des Fahrzeugschwerpunktes nach Abbildung 3-2 ist in Gleichung ( 3-1 ) ersichtlich. Der Rollwiderstand der Reifen wird unter Annahme eines festen Untergrundes vernachlässigt sowie eine ebene Fahrbahn betrachtet [10, 16, 28, 33].

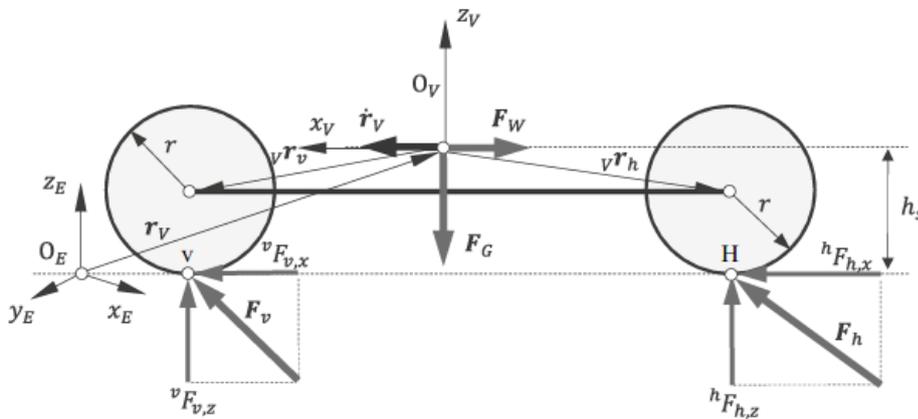


Abbildung 3-2: Seitenansicht Fahrzeugmodell [10]

$$ma_x = F_{xv} + F_{xh} - F_{Wx} = F_{x,vl} + F_{x,vr} + F_{x,hl} + F_{x,hr} - F_{Wx} \quad (3-1)$$

$$F_{Wx} = c_x A \frac{\rho}{2} v_x^2 \quad (3-2)$$

$v_x$	Längsgeschwindigkeit Fahrzeugschwerpunkt [m/s]
$a_x$	Längsbeschleunigung Fahrzeugschwerpunkt [m/s <sup>2</sup> ]
$m$	Fahrzeugmasse [kg]
$F_x$	Reifenumfangskraft [N]
$F_{Wx}$	Kraft Luftwiderstand in Längsrichtung [N]
$c_x$	Luftwiderstandsbeiwert [-]
$A$	Querspanfläche [m <sup>2</sup> ]

Die vertikale Radlast ergibt sich bei Geradeausfahrt vereinfacht aus der statischen Radlast und dem dynamischen Anteil infolge der Längsbeschleunigung des Fahrzeuges (siehe Gleichung ( 3-3 ) und ( 3-4 )) [10, 33].

$$F_{z,v} = \frac{1}{2} \frac{l_h mg - h_s ma_x}{l} \quad (3-3)$$

$$F_{z,h} = \frac{1}{2} \frac{l_v mg + h_s ma_x}{l} \quad (3-4)$$

$F_z$	vertikale Radlast [N]
$g$	Erdbeschleunigung [m/s <sup>2</sup> ]
$l$	Radstand [m]
$l_v$	horizontaler Abstand von Fahrzeugschwerpunkt zu Vorderachse [m]
$l_h$	horizontaler Abstand von Fahrzeugschwerpunkt zu Hinterachse [m]
$h_s$	Höhe Fahrzeugschwerpunkt [m]

Die Abbildung der Kraft zwischen Reifen und Fahrbahn erfolgt durch das semi-empirische Reifenmodell „Magic Formula“ (siehe Gleichung ( 3-5 ) bis ( 3-7 )). Die Ausgangsvariable  $Y$  ist in dieser Anwendung die Reifenumfangskraft in Längsrichtung  $F_x$ . Als Eingangsgröße  $X$  wird der Umfangsschlupf  $\kappa$  verwendet. Der Umfangsschlupf  $\kappa$  der Reifen berechnet sich nach Gleichung ( 2-2 ) (siehe Kapitel 2.2). Die Größen  $B$ ,  $C$ ,  $D$  und  $E$  sind Formfaktoren. Diese sind abhängig von den Eigenschaften des Reifens, der Fahrbahn und der vertikalen Radlast. Die Werte  $S_V$  und  $S_H$  beschreiben eine Verschiebung der Kurve. Es wird in dieser Arbeit lediglich ein reiner Längsschlupf berücksichtigt, da wie bereits oben beschrieben ausschließlich die Längsdynamik des Fahrzeuges bei Geradeausfahrt betrachtet wird. Ebenso entfällt, wie oben beschrieben, der Einfluss der Achskinematik. Deshalb kommt es zu keiner Verschiebung der Kurve durch  $S_V$  und  $S_H$ . [10, 11, 16, 28].

Abbildung 3-3 zeigt die Form einer Kurve, die durch die „Magic Formula“ erzeugt wird.

$$y = D \sin[C \arctan\{Bx - E(Bx - \arctan Bx)\}] \quad (3-5)$$

$$Y(X) = y(x) + S_V \quad (3-6)$$

$$x = X + S_H \quad (3-7)$$

$X$	Eingangsgröße
$Y$	Ausgangsgröße
$B$	Steifigkeitsfaktor
$C$	Formfaktor – Strecken in x-Richtung
$D$	Maximalwert
$E$	Krümmungsfaktor
$BCD$	Steigung der Kennlinien bei Nullschlupf
$S_V$	Vertikale Verschiebung
$S_H$	Horizontale Verschiebung

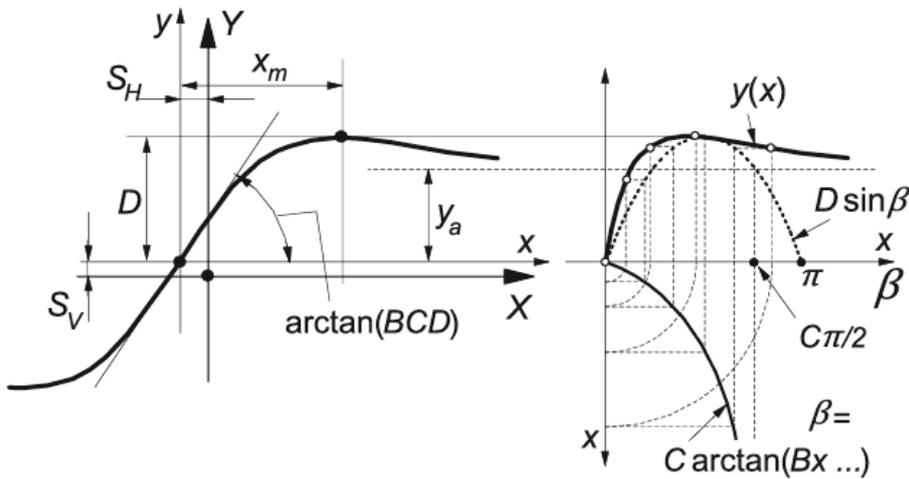


Abbildung 3-3: Kurvenform „Magic Formula“ [11]

Um die Kennlinie der „Magic Formula“ den gewünschten Fahrbahn- und Umgebungsbedingungen anpassen zu können gibt es die Skalierungsfaktoren  $\lambda$ . In dieser Arbeit werden die Faktoren  $\lambda_{\mu x}$ ,  $\lambda_{Cx}$  und  $\lambda_{Kx}$  genutzt, um den Reifen-Fahrbahn-Kontakt den gewünschten Bedingungen anzupassen. Der Faktor  $\lambda_{\mu x}$  beeinflusst den Maximalwert  $D$ ,  $\lambda_{Cx}$  den Formfaktor  $C$  und  $\lambda_{Kx}$  die Steigung der Kennlinien bei Nullschlupf [11].

Die Reifenkräfte bauen sich zeitlich verzögert auf. Mithilfe eines Verzögerungsgliedes 1. Ordnung lässt sich dieses Verhalten in guter Näherung beschreiben (siehe Gleichung ( 3-8 )) [7, 10].

$$\frac{\sigma_s}{v_x} \frac{dF_x}{dt} + dF_x = F_{x,stat} \quad (3-8)$$

$F_{x,stat}$  statische Reifenumfangskraft [N]

$\sigma_s$  Einlauflänge Reifen [m]

Der in dieser Arbeit eingesetzte Achsantrieb aus Abbildung 2-1 besteht aus Motor, Getriebe, Differential und den Antriebswellen.

Das dynamische Verhalten der Elektromotoren samt Inverter wird durch ein Verzögerungsglied 1. Ordnung beschreiben (siehe Gleichung ( 3-9 )) [10, 28].

$$T_d = \frac{1}{1 + t_M s} T \quad (3-9)$$

$t_M$  Zeitkonstante Elektromotor [s]

$T$  Referenzdrehmoment Elektromotor [Nm]

$T_d$  dynamisches Antriebsdrehmoment Elektromotor [Nm]

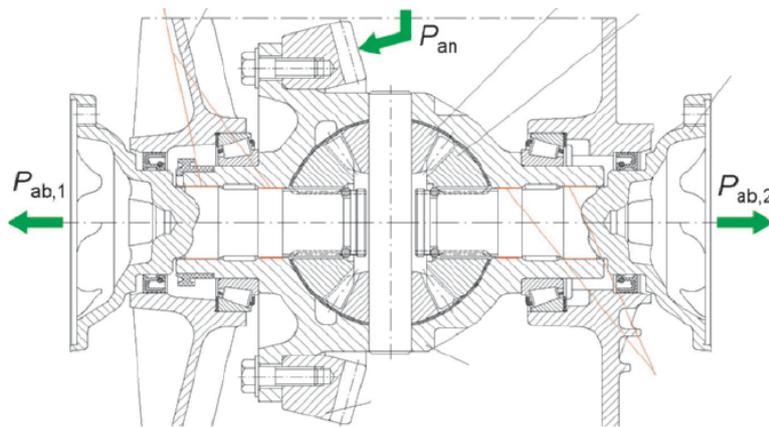
Das Getriebe des Achsantriebes, das sich zwischen dem Elektromotor und dem Differential befindet, beschreiben vereinfachend die Gleichungen ( 3-10 ) und ( 3-11 ).

$$T_{an} = T_d i_G \quad (3-10)$$

$$\omega_{an} = \frac{\omega_M}{i_G} \quad (3-11)$$

$T_{an}$	Antriebsmoment Differenzial [Nm]
$\omega_M$	Winkelgeschwindigkeit Elektromotor [rad/s]
$\omega_{an}$	Winkelgeschwindigkeit Antrieb Differenzial [rad/s]
$i_G$	Übersetzung Getriebe [-]

Abbildung 3-4 zeigt den Schnitt durch ein Differential ohne Sperreinrichtung mit Kennzeichnung des Leistungsflusses.



**Abbildung 3-4: Schnitt eines Hinterachsdifferentials [34]**

Die zugeführte Leistung  $P_{an}$  und die abgeführten Leistungen  $P_{ab,1}$  und  $P_{ab,2}$  sind in Gleichung ( 3-12 ) bis ( 3-14 ) angeführt [34].

$$P_{an} = T_{an} \omega_{an} \quad (3-12)$$

$$P_{ab,1} = T_{ab,1} \omega_{ab,1} \quad (3-13)$$

$$P_{ab,2} = T_{ab,2} \omega_{ab,2} \quad (3-14)$$

$P_{an}$	Antriebsleistung [W]
$P_{ab}$	Leistung an den Wellenantrieben der Räder, Differentialseitig [W]
$T_{ab}$	Moment an den Wellenantrieben der Räder, Differentialseitig [Nm]
$\omega_{ab}$	Winkelgeschwindigkeit an den Wellenantrieben der Räder, Differentialseitig [rad/s]

Aus Gleichung ( 3-15 ) ergibt sich die Drehgeschwindigkeitsdifferenz  $\Delta\omega$  zwischen den beiden Wellenantrieben der Räder [34].

$$\Delta\omega = \frac{(\omega_{ab,1} - \omega_{ab,2})}{2} \quad (3-15)$$

$\Delta\omega$	Drehgeschwindigkeitsdifferenz zwischen den beiden Wellenantrieben der Räder [rad/s]
----------------	---

Die Drehzahlen  $\omega_{ab,1}$  und  $\omega_{ab,2}$  sind in Gleichung ( 3-16 ) und ( 3-17 ) ersichtlich [34].

$$\omega_{ab,1} = \frac{\omega_{an}}{i_A} + \Delta\omega \quad (3-16)$$

$$\omega_{ab,2} = \frac{\omega_{an}}{i_A} - \Delta\omega \quad (3-17)$$

$i_A$  Übersetzung Achsgetriebe [-]

Aus Gleichung ( 3-16 ) bzw. Gleichung ( 3-17 ) ergibt sich durch Umformen Gleichung ( 3-18 ).

$$\omega_{an} = i_A \frac{(\omega_{ab,1} + \omega_{ab,2})}{2} \quad (3-18)$$

Gleichung ( 3-19 ) und ( 3-20 ) beschreiben analog zu den Raddrehzahlen das Abtriebsmoment  $T_{ab,1}$  und  $T_{ab,2}$  [34].

$$T_{ab,1} = \frac{T_{an} i_A}{2} + \Delta T \quad (3-19)$$

$$T_{ab,2} = \frac{T_{an} i_A}{2} - \Delta T \quad (3-20)$$

Die Leistungsbilanz des Differentials ergibt Gleichung ( 3-21 ). Diese Gleichung zeigt, dass ein reibungsfrei arbeitendes Differential bei stationärer Kurvenfahrt idente Momente an das kurveninnere und -äußere Rad abgibt. Bei gegebener Drehzahldifferenz  $\Delta\omega$  muss das Differenzmoment  $\Delta T$  nach Gleichung ( 3-21 ) verschwinden [34].

$$P_{an} - (P_{ab,1} + P_{ab,2}) = -2\Delta T \Delta\omega = 0 \quad (3-21)$$

Gleichung ( 3-22 ) bis ( 3-26 ) zeigen die Modellbeschreibung des offenen Differentials das in dieser Arbeit eingesetzt wird [35].

Die interne Dämpfung und der Leistungsverlust des Differentials werden vernachlässigt.

$$\dot{\omega}_{an} J_{an} = T_{an} - T_i \quad (3-22)$$

$$\dot{\omega}_{ab,1} J_{ab,1} = T_{ab,1} - T_{i,ab,1} \quad (3-23)$$

$$\dot{\omega}_{ab,2} J_{ab,2} = T_{ab,2} - T_{i,ab,2} \quad (3-24)$$

$$T_{i,ab,1} = T_{i,ab,2} = i_A \frac{T_i}{2} \quad (3-25)$$

$$\omega_{an} = i_A \frac{(\omega_{ab,1} + \omega_{ab,2})}{2} \quad (3-26)$$

$T_i$  internes Drehmoment Differential [Nm]

$J_{an}$  Trägheitsmoment Differential Antriebsseite [kgm<sup>2</sup>]

$J_{ab}$  Trägheitsmoment an den Wellenantrieben der Räder, Differentialseitig [kgm<sup>2</sup>]

Die Antriebswellen werden durch die Gleichung ( 3-27 ) und ( 3-28 ) abgebildet. Diese sind zwischen dem Abtrieb des Differentials und den Rädern angeordnet [28, 31, 36].

$$T_{ab} = k_S(\varphi_{ab} - \varphi_{RN}) + d_S(\omega_{ab} - \omega_{RN}) \quad ( 3-27 )$$

$$T_{RN} = T_{ab} - \left( \frac{J_S}{2} + J_F \right) \dot{\omega}_{RN} \quad ( 3-28 )$$

$T_{RN}$	Drehmoment an der Radnabe [Nm]
$J_S$	rotatorisches Trägheitsmoment der Bgr. Antriebswelle [kgm <sup>2</sup> ]
$J_F$	rotatorisches Trägheitsmoment der Felge [kgm <sup>2</sup> ]
$\varphi_{ab}$	Verdrehwinkel an den Wellenantrieben der Räder, Differentialseitig [rad]
$\varphi_{RN}$	Verdrehwinkel an der Radnabe [rad]
$\omega_{RN}$	Winkelgeschwindigkeit der Radnabe [rad/s]
$\dot{\omega}_{RN}$	Winkelbeschleunigung der Radnabe [rad/s <sup>2</sup> ]
$k_S$	Torsionssteifigkeit der Antriebswelle [Nm/rad]
$d_S$	viskose Dämpfung der Antriebswelle [Nm s/rad]

Anhand der Gleichung ( 3-29 ) und ( 3-30 ) wird die Torsionssteifigkeit und -dämpfung der Reifenseitenwand beschrieben [16, 37].

$$T_R = k_R(\varphi_R - \varphi_{RN}) + d_R(\omega_R - \omega_{RN}) \quad ( 3-29 )$$

$$J_R \dot{\omega}_R = T_R - r_{stat} F_x \quad ( 3-30 )$$

$T_R$	Drehmoment an dem Reifen [Nm]
$J_R$	rotatorisches Trägheitsmoment des Reifens [kgm <sup>2</sup> ]
$\varphi_R$	Verdrehwinkel des Reifens [rad]
$\omega_R$	Winkelgeschwindigkeit des Reifens [rad/s]
$\dot{\omega}_R$	Winkelbeschleunigung des Reifens [rad/s <sup>2</sup> ]
$k_R$	Torsionssteifigkeit der Reifenseitenwand [Nm/rad]
$d_R$	viskose Dämpfung der Reifenseitenwand [Nm s/rad]

Die Begrenzung der Drehzahl des Antriebsstranges erfolgt in dieser Arbeit durch jeweils eine Regelschleife pro Achse. Wird der zulässige Höchstwert der Motordrehzahl einer Achse erreicht, so kommt es zur Abschaltung des Antriebsmomentes dieser Achse. Sinkt die Drehzahl anschließend unterhalb des Grenzwertes, wird das Antriebsmoment wieder frei gegeben [38].

Die Verbindung der einzelnen elektronischen Steuergeräte des Fahrzeuges erfolgt im Allgemeinen durch ein Bus-System (siehe Kapitel 2.3.4). Derzeit wird oftmals ein FlexRay-Bus im KFZ-Bereich eingesetzt, da dieser ein deterministisches Laufzeitverhalten bietet [39, 40]. Das statische Segment jedes Zyklus ermöglicht, im Gegensatz zu dem eventgesteuerten CAN-Bus, eine echtzeitfähige Übertragung kritischer Daten. Im Fahrzeugbereich liegt die Dauer des Kommunikationszyklus des FlexRay-Bus üblicherweise bei einem Wert von 5ms [39, 40, 41].

Dieser Zeitverzug von 5ms zwischen jedem Kommunikationszyklus wird durch eine Totzeit im Signal der Raddrehzahl sowie des Beschleunigungssensors bei der Modellbildung berücksichtigt. Zusätzlich werden die Sensorsignale entsprechend dem Kommunikationszyklus des FlexRay-Bus diskretisiert.

## 3.2 Regelstrategie

Der Regler für die Verteilung des Antriebsmomentes ist der gewünschten Momentenverteilung des/der Fahrer\*ins nachgeschaltet. Das Ziel dieses Reglers ist es, dass der Differenzschluss zwischen den beiden Achsen innerhalb einer vorgegebenen Grenze bleibt.

Ausgehend von der Annahme eines linearen Zusammenhanges zwischen der Umfangskraft  $F_x$  und des Umfangsschlupfs  $\kappa$  des Reifens (siehe Kapitel 2.2) sowie identen Reibungsverhältnissen an linkem und rechtem Rad pro Achse folgt die Gleichung ( 3-31 ) und ( 3-32 ). Der lineare Zusammenhang ist bei kleinem Reifenschlupf gültig [10, 11, 16].

$$F_{x,v} = \frac{T_v}{r_{stat,v}} = 2 * c_{x,v} * \kappa_{x,v} = 2 * c_{x,v} \frac{r_{dyn,v} * \omega_{R,v} - v_x}{v_x} \quad (3-31)$$

$$F_{x,h} = \frac{T_h}{r_{stat,h}} = 2 * c_{x,h} * \kappa_{x,h} = 2 * c_{x,h} \frac{r_{dyn,h} * \omega_{R,h} - v_x}{v_x} \quad (3-32)$$

$F_x$	Summe der Reifenumfangskräfte einer Achse [N]
$T$	Antriebsdrehmoment [Nm]
$r_{stat}$	statischer Reifenhalbmesser [m]
$r_{dyn}$	dynamischer Reifenhalbmesser [m]
$c_x$	Längsschlupfsteifigkeit des Reifens [N]
$\kappa$	Umfangsschlupf Reifen [-]
$\omega_R$	Winkelgeschwindigkeit des Rades [rad/s]
$v_x$	Geschwindigkeit des Fahrzeugschwerpunktes in Längsrichtung [m/s]

Durch das Verknüpfen der Gleichungen ( 3-31 ) und ( 3-32 ) lässt sich eine geforderte Geschwindigkeitsdifferenz  $v_{diff}^*$  angeben, mit der eine gewünschte Differenz der Antriebsmomente  $T_{diff}^*$  zwischen beiden Achsen erreicht wird (siehe Gleichung ( 3-33 )) [41].

Damit die Gleichung ( 3-33 ) in dieser Form angeschrieben werden kann, wird ein mittlerer statischer Reifenhalbmesser  $r_{stat,m}$  sowie eine mittlere Schlupfsteifigkeit  $c_{x,m}$  der Reifen verwendet (siehe Gleichung ( 3-34 ) und ( 3-35 )).

$$v^*_{diff} = r_{dyn,h} * \omega_{R,h} - r_{dyn,v} * \omega_{R,v} = \frac{T^*_{diff}}{2 * r_{stat,m} * c_{x,m}} * v_x \quad (3-33)$$

$$r_{stat,m} = \frac{r_{stat,v} + r_{stat,h}}{2} \quad (3-34)$$

$$c_{x,m} = \frac{c_{x,v} + c_{x,h}}{2} \quad (3-35)$$

- $v^*_{diff}$  geforderte Geschwindigkeitsdifferenz zwischen den Achsen [m/s]
- $T^*_{diff}$  gewünschte Differenz der Antriebsmomente [Nm]
- $c_{x,m}$  mittlerer Schlupfsteifigkeit der Reifen [N]

Die geforderte Geschwindigkeitsdifferenz  $v^*_{diff}$  ist neben der gewünschten Antriebsmomentenverteilung  $x_{h0}$  und den als bekannt vorausgesetzten statischen Reifenhalmessern  $r_{stat}$  noch von der Schlupfsteifigkeit der Reifen  $c_x$  sowie der Fahrzeuggeschwindigkeit  $v_x$  abhängig.

Grundsätzlich ist die Umfangsschlupfsteifigkeit  $c_x$  eines Reifens von der Dimension der Kontaktfläche, der Profilhöhe sowie dem komplexen Schubmodul des Reifenoberflächenmaterials abhängig. Daraus folgt, dass sowohl der Reifen als auch die Fahrbahn einen Einfluss auf die Umfangsschlupfsteifigkeit  $c_x$  haben [10, 42, 43].

Bis zur statischen Betriebslast hängen die Umfangskräfte  $F_{x,max}$  bzw.  $F_x$  nahezu proportional von der Radlast  $F_z$  ab. Aufgrund dessen lässt sich in diesem Betriebsbereich des Reifens eine Näherung der Schlupfsteifigkeit  $c_x$  des Reifens abhängig von der Radlast  $F_z$  angeben. Diese Schätzung wird in dieser Arbeit für die Berechnung der Schlupfsteifigkeit  $c_x$  in Gleichung ( 3-33 ) verwendet. Die Schlupfsteifigkeit  $c_x$  der Reifen der jeweiligen Achse wird proportional zur aktuellen Radlast  $F_z$  entsprechend einem Referenzwert der Radlast  $F_{z,N}$  angenähert (siehe Gleichung ( 3-36 ) und ( 3-37 )). Der Referenzwert der Schlupfsteifigkeit  $c_{x,N}$  wird für trockenen Asphalt gewählt. Die Änderung infolge eines Wechsels des Fahrbahnbelages bleibt in dieser Arbeit zu Zwecken der Robustheit der Führungsgröße unberücksichtigt. Als Referenzradlast  $F_{z,N}$  wird die statische Radlast eingesetzt [10, 44].

$$\hat{c}_{x,v} = c_{x,N,v} \frac{F_{z,v}}{F_{z,N,v}} \quad (3-36)$$

$$\hat{c}_{x,h} = c_{x,N,h} \frac{F_{z,h}}{F_{z,N,h}} \quad (3-37)$$

$$\hat{c}_{x,m} = \frac{\hat{c}_{x,v} + \hat{c}_{x,h}}{2} \quad (3-38)$$

- $F_z$  vertikale Radlast [N]
- $F_{z,N}$  Referenzwert vertikale Radlast [N]
- $\hat{c}_x$  geschätzte Schlupfsteifigkeit des Reifens [N]
- $\hat{c}_{x,m}$  geschätzte mittlerer Schlupfsteifigkeit der Reifen [N]
- $c_{x,N}$  Referenzwert Schlupfsteifigkeit Reifen bei trockenem Asphalt und vertikaler Referenzradlast  $F_{z,N}$  [N]

Die tatsächliche Fahrzeuggeschwindigkeit  $v_x$  ist in dieser Arbeit nicht bekannt und wird deshalb durch das arithmetische Mittel der Geschwindigkeiten der Radmittelpunkte geschätzt. Die dazu notwendigen Raddrehzahlen werden durch die Messung der Motordrehzahlen ermittelt. Dies hat den Vorteil, dass sich Schwingungen innerhalb des Antriebsstranges aufgrund des Trägheitsmomentes des Motors in abgemilderter Form in der Motordrehzahl abbilden (siehe Kapitel 2.6). Außerdem wird zur Berechnung der dynamische Reifenradius  $r_{dyn}$  benötigt. Dieser bezieht sich auf ein schlupffrei rollendes Rad. Infolge von Beschleunigungen, welche in dieser Arbeit angenommen werden, kommt es jedoch zu einem Antriebsschlupf zwischen dem Reifen und der Fahrbahn. Deshalb ist die geschätzte Fahrzeuggeschwindigkeit höher als die tatsächliche Geschwindigkeit (siehe Abbildung 3-5). [10, 16, 29, 30, 41].

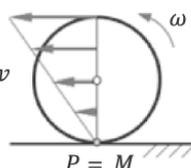
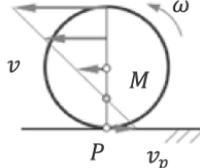
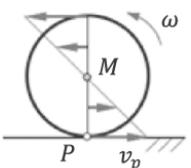
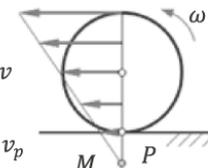
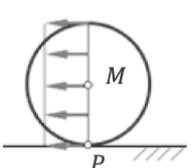
$v = \omega r$	$v < \omega r$		$v > \omega r$	
rollendes Rad	angetriebenes Rad	durchdrehendes Rad	gebremstes Rad	blockiertes Rad
				
kein Schlupf	Antriebsschlupf		Bremschlupf	
$s_A = 0$ $s_B = 0$	$s_A = \frac{v_p}{\omega r}$ $= \frac{\omega r - v}{\omega r}$	$s_A = 1$	$s_B = \frac{v_p}{v}$ $= \frac{v - \omega r}{v}$	$s_B = 1$

Abbildung 3-5: Starrkörperschlupf [10]

Somit lässt sich Gleichung ( 3-33 ) durch Gleichung ( 3-39 ) annähern.

$$v^{*diff} \approx \frac{T^{*diff}}{2 * r_{stat,m} * \hat{c}_{x,m}} * \frac{1}{2} \left( \frac{r_{dyn,h} * \omega_{M,h}}{i_{G,h} * i_{A,h}} + \frac{r_{dyn,v} * \omega_{M,v}}{i_{G,v} * i_{A,v}} \right) \quad ( 3-39 )$$

$i_G$  Übersetzung Getriebe [-]

$i_A$  Übersetzung Achsgetriebe [-]

$\omega_M$  Winkelgeschwindigkeit des Elektromotors [rad/s]

Der Zusammenhang zwischen der Differenz der Antriebsmomente  $T^*_{diff}$  und der daraus folgenden Geschwindigkeitsdifferenz  $v^*_{diff}$  zwischen den Achsen (siehe Gleichung ( 3-39 )) dient als Grundlage des Regelgesetzes für diese Arbeit. Die geforderte Geschwindigkeitsdifferenz  $v^*_{diff}$  ist hierbei die Führungsgröße. Der/Die Fahrer\*in gibt das Antriebsdrehmoment sowie die gewünschte Momentenverteilung  $x_{h0}$  vor. Die Verteilung  $x_{h0}$  hat einen Wertebereich von null bis eins. Null bedeutet, dass das gesamte Antriebsmoment an die Vorderachse geleitet wird. Bei  $x_{h0}$  gleich eins wird das gesamte Antriebsmoment an die Hinterachse geleitet. Somit ergibt sich die gewünschte Differenz der Antriebsmomente  $T^*_{diff}$  aus Gleichung ( 3-40 ).

$$T^*_{diff} = T^*_{HA} - T^*_{VA} = T(2 * x_{h0} - 1) \quad (3-40)$$

T	Antriebsdrehmoment [Nm]
$x_{h0}$	gewünschte Momentenverteilung zwischen Vorder- und Hinterachse [-]

Die Regelgröße ist in dieser Arbeit die Geschwindigkeitsdifferenz zwischen den Achsen  $v_{diff}$ . Ähnlich wie bereits bei der Ermittlung der Fahrzeuggeschwindigkeit  $v_x$  beschrieben, wird  $v_{diff}$  mithilfe der Motordrehzahlen  $\omega_M$  der zwei Motoren ermittelt.

Die Berechnung der Geschwindigkeitsdifferenz zwischen den Achsen ist in Gleichung ( 3-41 ) ersichtlich [10, 16, 41].

$$v_{diff} = \left( \frac{v_{R,hl} + v_{R,hr}}{2} \right) - \left( \frac{v_{R,vl} + v_{R,vr}}{2} - \dot{\psi} * l_v * \tan(\delta) \right) \quad (3-41)$$

$$= \left( \frac{r_{dyn,h} * \omega_{M,h}}{i_{G,h} * i_{A,h}} \right) - \left( \frac{r_{dyn,v} * \omega_{M,v}}{i_{G,v} * i_{A,v}} - \dot{\psi} * l_v * \tan(\delta) \right)$$

$v_{diff}$	Geschwindigkeitsdifferenz zwischen den Achsen [m/s]
$v_R$	fiktive Geschwindigkeit des Radmittelpunkts [m/s]
$\dot{\psi}$	Gierwinkelgeschwindigkeit des Fahrzeuges [rad/s]
$l_v$	Abstand von Fahrzeugschwerpunkt zu Vorderachse [m]
$\delta$	Lenkwinkel [rad]

In der Kurvenfahrt kommt es aufgrund der unterschiedlichen Kurvenradien der Vorder- und Hinterachse zu einer Geschwindigkeitsdifferenz zwischen den Achsen (siehe Kapitel 0). Diese soll die Momentenverteilung des Antriebsmomentes nicht beeinflussen und wird deshalb in Gleichung ( 3-41 ) durch eine Näherung berücksichtigt. Grundlage hierfür bildet das lineare Einspurmodell sowie die Annahme, dass die Ackermann-Bedingung erfüllt ist, siehe Abbildung 3-6. Somit ist die Gleichung ( 3-41 ) im Falle von großen Schräglaufwinkeln sowie hohen Lenkwinkeln ungenau. Deshalb wird in dieser Arbeit der Maximalwert des Lenkwinkels  $\delta$  in Gleichung ( 3-41 ) auf 20° festgelegt, um dessen Einfluss zu begrenzen. Typische Werte von maximal möglichen Lenkwinkeln bei Fahrzeugen liegen bei 30 bis 43° [7, 12, 41].



Um zu verhindern, dass der darin verwendete Regler permanent aktiv ist, schlägt Bauer et al. [41] den Einsatz einer symmetrischen Regelschwelle vor.

Aufgrund dieser Punkte wird in der vorliegenden Arbeit eine symmetrische Toleranzschwelle eingeführt. Der Regler greift erst in die Verteilung des Antriebsmomentes  $x_h$  ein, wenn die Regeldifferenz eine vorgegebene Grenze überschreitet.

Die hier eingesetzte Regelschwelle steigt linear mit zunehmender Geschwindigkeit und wird abhängig von der Fahrpedalstellung gewählt. Ein Maximalwert ist notwendig, da bei hohem Triebsschlupf der Räder die geschätzte Geschwindigkeit des Fahrzeuges höher als die tatsächliche ist (siehe Kapitel 3.2). Der geschwindigkeitsabhängige Regelfehler wird durch Simulation bei offenem Regelkreis auf trockener asphaltierter Fahrbahn ermittelt. Die Auslegung der Regelschwelle erfolgt mit einer Sicherheit von 20% gegenüber des Regelfehlers. Als Maximalwert der Regelschwelle wird der entsprechende Wert bei einer Geschwindigkeit von 56m/s gewählt. Dies entspricht dem Bereich der üblichen Maximalgeschwindigkeit eines Rallyecross Fahrzeuges. Der Hyundai Veloster WRX besitzt beispielsweise eine Höchstgeschwindigkeit von 190km/h [45].

Die Abbildung 3-7 zeigt die Regelschwelle abhängig von der Geschwindigkeit bei einer Fahrpedalstellung  $G$  von 25 % und einer Momentenverteilung zwischen Vorder- und Hinterachse  $x_h$  von eins.

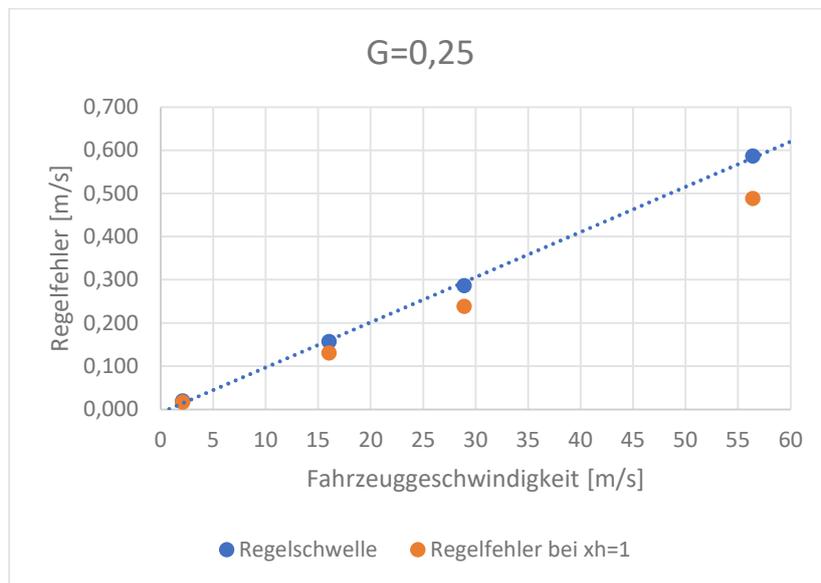


Abbildung 3-7: Regelschwelle bei  $G=0,25$

### 3.4 Stabilität des Regelkreises

Der Begriff Stabilität beschreibt die Eigenschaft eines Systems, auf Störung mit einer beschränkten Bewegung zu reagieren. Es gibt zwei unterschiedliche Betrachtungsweisen, die diese einleitende Formulierung des Stabilitätsbegriffes in eine exakte Definition überführen. Der Begriff Störung kann als Auslenkung  $x_0$  des Zustandes

aus der Gleichgewichtslage aufgefasst werden. Die Eigenschaft des Systems von diesem Anfangszustand in die Gleichgewichtslage zurückzukehren, wird durch die Zustandsstabilität (Ljapunow-Stabilität) beschrieben. Die zweite Stabilitätsdefinition der Eingangs-Ausgangs-Stabilität (E/A-Stabilität) besagt, dass ein System E/A-stabil ist, wenn bei einer „Störung“ des Systems aus der Ruhelage  $x(0)=0$  durch ein beliebiges beschränktes Eingangssignal  $u(t)$  das Ausgangssignal  $y(t)$  beschränkt bleibt. Abbildung 3-8 zeigt die zwei angeführten Stabilitätsdefinitionen. [46, 47]

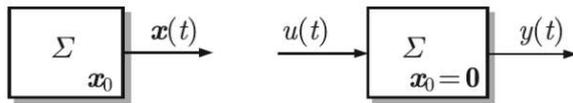


Abbildung 3-8: Stabilitätsdefinitionen [46]

In der vorliegenden Arbeit wird in weiterer Folge die E/A-Stabilität zur Untersuchung der Stabilität des Regelkreises herangezogen. Eine Lösung der Übertragungsfunktion ist E/A-stabil, wenn alle Pole dieses Elementes einen negativen Realteil aufweisen. [46, 47, 48]. Bei der Auslegung darf es zu keiner Kürzung instabiler Pole der Regelstrecke durch Nullstellen des Reglers kommen. Durch nicht exakt bekannte Parameter des Systems kann einerseits eine kleine Differenz zwischen dem Pol und der Nullstelle entstehen und somit ein instabiles Verhalten. Andererseits können Störungen  $D$  (siehe Abbildung 3-9) ebenfalls zur Instabilität führen [46, 49]. Wird die Stabilitätsanforderung an den Regelkreis auf die E/A-Stabilität beschränkt, so wäre dieses Vorgehen möglich, jedoch verhindert dies das Kriterium der inneren Stabilität. Ein Regelkreis erfüllt die Forderung nach innerer Stabilität erst dann, wenn sein Ausgangssignal und alle seine inneren Signale stabil auf ein beliebiges äußeres Anregungssignal reagieren. Dies erfolgt durch Untersuchung der Übertragungsfunktionen der Matrix  $G_{EA}$  (siehe Gleichung ( 3-44 )). Ein geschlossener Regelkreis erfüllt die Eigenschaft der inneren Stabilität, wenn alle Elemente der Matrix  $G_{EA}$  stabil sind. Abbildung 3-9 zeigt den untersuchten Regelkreis [46, 48].

$$G_{EA} = \begin{pmatrix} \frac{G * K}{1 + G * K} & \frac{G}{1 + G * K} \\ \frac{K}{1 + G * K} & -\frac{G * K}{1 + G * K} \end{pmatrix} \quad ( 3-44 )$$

$G$  Übertragungsfunktion der Regelstrecke

$K$  Übertragungsfunktion des Reglers

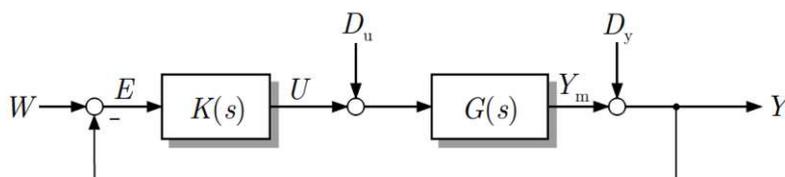


Abbildung 3-9: Regelkreis bei Untersuchung der inneren Stabilität [46]

### 3.5 Auslegung des Reglers

Bei der Auslegung des Reglers werden die Parameter passend zur jeweiligen Fahrpedalstellung gewählt und damit eine Kennlinie der Reglerparameter erzeugt. Die Signalverzögerung der Sensorsignale der Raddrehzahl und der Beschleunigung von 5ms wird bei der Auslegung berücksichtigt (siehe Kapitel 3.1). Tabelle 3-1 zeigt die gewählten Parameter des Fahrzeuges.

**Tabelle 3-1: Fahrzeugparameter [10, 25, 28, 31, 37, 39, 40, 50, 51]**

Fahrzeugmasse	1200	kg
statischer Rollradius VA <sup>1</sup>	0.29	m
dynamischer Rollradius VA <sup>1</sup>	0.308	m
statischer Rollradius HA <sup>2</sup>	0.294	m
dynamischer Rollradius HA <sup>2</sup>	0.315	m
Schlupfst. Reifen trocken (F <sub>z</sub> 3000N)	111100	N
max. Antriebsmoment (Reifen)	3850	Nm
Übersetzungsverhältnis Motor-Reifen	9	
Zeitkonstante Motor	0.005	s
Signalverzögerung Sensorsignal	0.005	s
Radstand	2.5	m
horizontaler Abstand SP-VA	1.4	m
vertikaler Schwerpunktsabst.	0.38	m
Luftwiderstandsbeiwert	0.4	
Querspanfläche	2.1	m <sup>2</sup>
Einlauflänge Reifen	0.588	m
rotatorisches THM Felge	0.7	kgm <sup>2</sup>
rotatorisches THM Reifen	0.7	kgm <sup>2</sup>
rot. THM Motor-Getriebe	0.032	kgm <sup>2</sup>
rot. THM Differential Antr.-Seite	0.016	kgm <sup>2</sup>
rot. THM Differential Abtr.-Seite	0.0025	kgm <sup>2</sup>
rot. THM Bgr. Antriebswelle	0.005	kgm <sup>2</sup>
rot. THM Auslegung Regler	1.4	kgm <sup>2</sup>
Torsionssteif. Reifenseitenwand	25000	Nm/rad
Torsionssteifigkeit Antriebswelle	7050	Nm/rad
viskose Dämpfung Reifenseitenw.	15	Nm s/rad
viskose Dämpfung Antriebswelle	0.41	Nm s/rad

<sup>1</sup>Reifendimension 195/65R15

<sup>2</sup>Reifendimension 205/65R15

Die Kraft-Schlupf-Kurve zwischen Reifen und Fahrbahn entspricht bei der Auslegung des Reglers einer Niedrigreibwert-Fahrbahn (ähnlich Schnee, siehe Abbildung 3-10) und ist unabhängig vom tatsächlichen Untergrund gewählt. Der Grund dafür ist, dass sich bei kleiner (übertragbarer) Umfangskraft eine hohe Winkelbeschleunigung des Reifens ergibt, siehe Gleichung ( 3-30 ). Dadurch ist sichergestellt, dass der Regelkreis bei Fahrbahnbedingungen mit geringer Traktion und somit hoher Dynamik der Regelstrecke ebenfalls stabil arbeitet. Für den Startpunkt der Reglerauslegung wird ein hoher Umfangsschlupf der Reifen gewählt, bei dem bereits der Punkt mit maximalen Kraftschluss  $\mu_{\max}$  überschritten wurde. In diesem Bereich muss der Regelkreis stabil sein, da die Regelschwelle im Allgemeinen überschritten und somit die Regelung aktiv wird, wenn die Räder einer Achse im Vergleich hohen Schlupf aufweisen. Das Fahrzeug startet mit einer Geschwindigkeit von 2m/s. Der Grund für die Wahl einer geringen Geschwindigkeit liegt daran, dass der verzögerte Aufbau der Reifenkräfte bei niedrigen Geschwindigkeiten den größten Einfluss hat (siehe Gleichung ( 3-8 )). Elastizitäten und Dämpfungen innerhalb des Antriebsstranges werden bei der Berechnung der Parameter vernachlässigt und somit der Antriebsstrang als starr definiert. Die Auslegung des Reglers erfolgt ausreichend robust, damit Elastizitäten und Dämpfungen der Bauteile des Antriebsstranges unproblematisch für die Stabilität des Regelkreises sind [52]. Die Überprüfung der Robustheit des Regelkreises findet anschließend durch eine Simulation statt (siehe Kapitel 4).

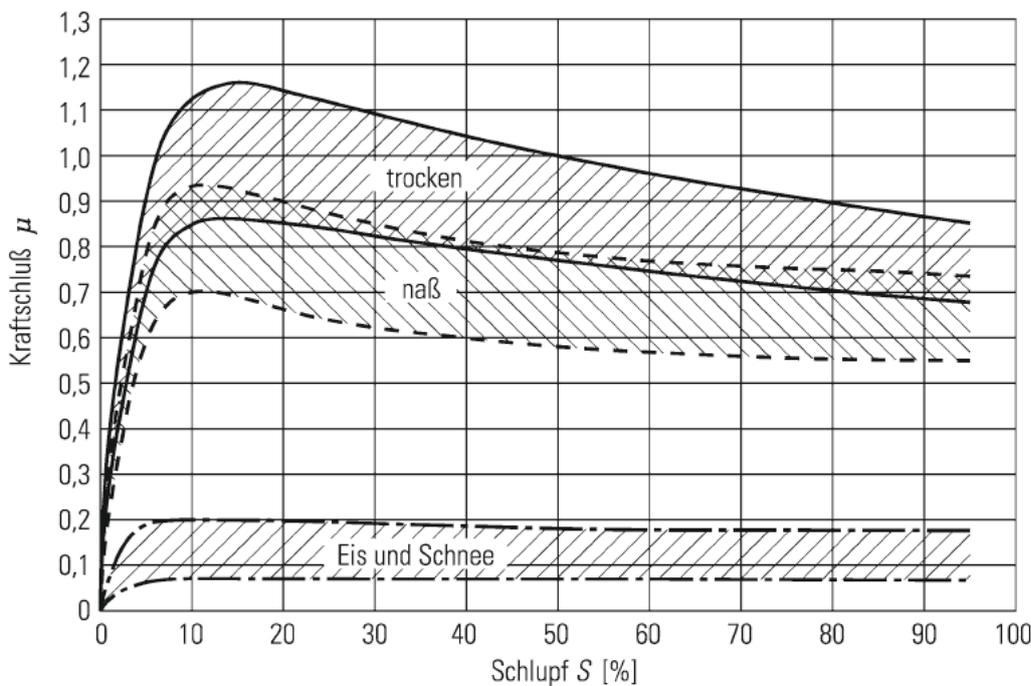


Abbildung 3-10: Gemessene Reibwert-Schlupf-Kurven auf ebenen, homogenen Fahrbahnen im öffentlichen Straßenverkehr [16, 53]

Abbildung 3-11 bildet den Verlauf der Umfangskraft  $F_x$  des Reifens bei statischer Radlast  $F_{z0}$  des in dieser Arbeit verwendeten Fahrzeuges ab. Dieser Zusammenhang ist die Grundlage für die Darstellung des Reifen-Fahrbahn-Kontaktes bei der Auslegung des Reglers.

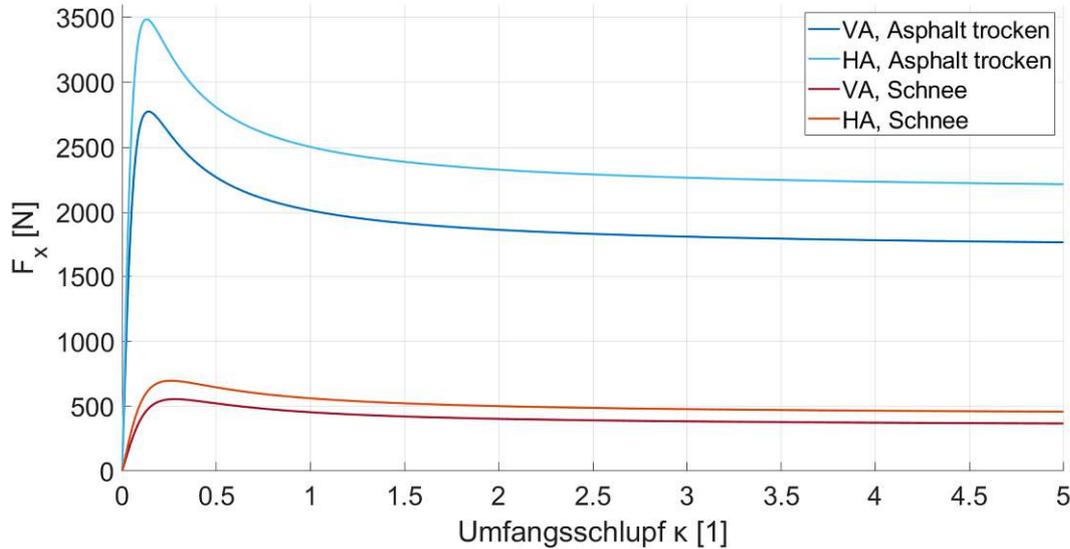


Abbildung 3-11: Umfangskraft-Schlupf-Kurve des simulierten Fahrzeuges bei statischer Radlast  $F_{z0}$

Der Startpunkt der Auslegung des Reglers ergibt sich, wie bereits oben beschrieben aus den Bedingungen einer Fahrzeuggeschwindigkeit von 2m/s und einem hohen Antriebsschlupf von ca. 80%. Tabelle 3-2 zeigt den gewählten Startpunkt der Auslegung des Reglers abhängig von der Fahrpedalstellung.

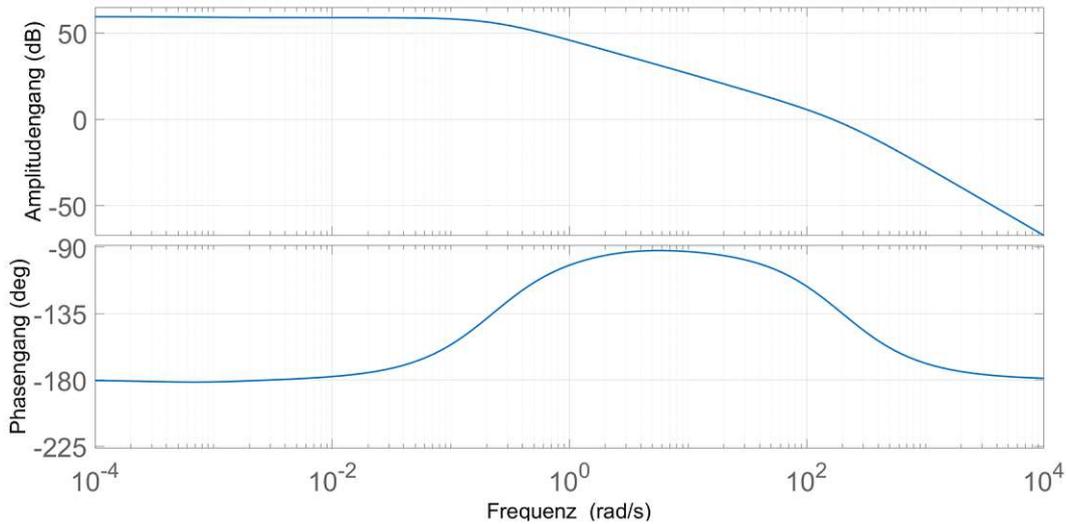
Tabelle 3-2: Startpunkt der Reglerauslegung, Fahrzeuggeschwindigkeit 2m/s

Fahrpedalstellung [%]	25	50	75	100
Fahrzeuggeschwindigkeit [m/s]	2,085	2,023	2,009	2,006
Antriebsschlupf Vorderrad $\kappa_v$ [-] <sup>1</sup>	4,143	4,645	4,026	4,346
Antriebsschlupf Hinterrad $\kappa_h$ [-] <sup>1</sup>	4,203	4,939	4,595	5,144
Antriebsschlupf Vorderrad $s_{A,v}$ [%] <sup>2</sup>	80,56	82,29	80,1	81,29
Antriebsschlupf Hinterrad $s_{A,h}$ [%] <sup>2</sup>	80,78	83,16	82,13	83,72

<sup>1</sup>Definition nach Gleichung ( 2-2 )

<sup>2</sup>Definition nach Gleichung ( 2-3 )

Aus der numerischen Simulation der Regelstrecke bei einer Fahrpedalstellung von 25% und dem Betriebspunkt nach Tabelle 3-2 ergibt sich das Bode-Diagramm in Abbildung 3-12. Die Analyse der Übertragungsfunktion in Abbildung 3-12 zeigt, dass die Strecke in diesem Betriebspunkt einen Pol mit positivem Realteil besitzt (siehe Tabelle 3-3). Dies bedeutet ein instabiles Verhalten der Regelstrecke [48].



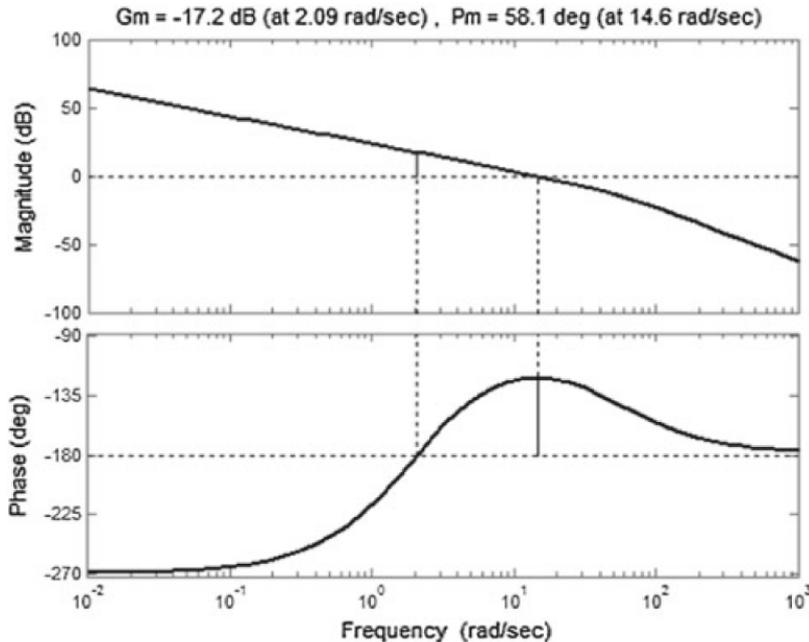
**Abbildung 3-12: Bode-Diagramm der Regelstrecke (numerische Simulation), Betriebspunkt nach Tabelle 3-2 ohne Berücksichtigung der Signalverzögerung, Fahrpedalstellung 25%**

**Tabelle 3-3: Nullstellen, Pole und Verstärkung der Regelstrecke (numerische Simulation), Betriebspunkt nach Tabelle 3-2 ohne Berücksichtigung der Signalverzögerung, Fahrpedalstellung 25%**

	<b>G<sub>s</sub></b>
Nullstelle	-3,548
Pole	-200
	-3,776
	0,228
Verstärkung	42831,250

Der instabile Pol der Regelstrecke lässt sich nicht durch eine Nullstelle aufheben, da bereits eine kleine Differenz zwischen dem Pol und der Nullstelle eine instabile Regelschleife verursacht (siehe Kapitel 3.4). Ein PI-Element ist in der Lage den instabilen Pol zu kompensieren und ein PD-Element kann das System beschleunigen. Deshalb wird für die vorliegende Regelstrecke ein PID-Regler verwendet [41, 49].

Abbildung 3-13 zeigt die offene Regelschleife eines ausgeführten PID-Reglers für eine Regelstrecke mit einem instabilen Pol.



**Abbildung 3-13: Bode Diagramm der offenen Schleife einer PID-Regelung eines instabilen Prozesses [49]**

Die Auslegung des PID-Reglers für die Verteilung des Antriebsmomentes erfolgt anhand der Schätzung der Frequenzantwort des geschlossenen Regelkreises. Mithilfe dieser Methode können Systeme mit Totzeit behandelt werden [54].

Als Werkzeug für die Reglerauslegung anhand der Frequenzantwort des geschlossenen Regelkreises wird ein Optimierer von Simulink verwendet. Dieser Optimierer stimmt die Verstärkungen des PID-Reglers basierend auf einem Simulationsexperiment ab, das den Frequenzgang des Regelkreises schätzt. Als erster Schritt wird hierzu der Regelkreis am Eingang des Reglers unterbrochen und mit sinusförmigen Signalen beaufschlagt. Diese Signale besitzen vier Frequenzen nahe der Bandbreite des Reglers  $\omega_c$  ( $[1/3; 1; 3; 10] \cdot \omega_c$ ). Die resultierende Systemantwort wird genutzt, um den Frequenzgang zu schätzen. Mithilfe des Frequenzganges erfolgt anschließend die Ermittlung der Parameter des PID-Reglers [55].

Der instabile Pol der Regelstrecke begrenzt das untere Limit der Bandbreite des Reglers  $\omega_c$  (siehe Gleichung ( 3-45 )). Die Signalverzögerung (Totzeit) limitiert die maximal mögliche Bandbreite  $\omega_c$  (siehe Gleichung ( 3-46 )) [48, 54].

$$\omega_c \geq 3 * |p^i|_{max} = 0.684rad/s \tag{ 3-45 }$$

$\omega_c$  Bandbreite des Reglers [rad/s]

$p^i$  instabile Pol der Regelstrecke [-]

$$\omega_c \leq \frac{0.5}{T_d} = 100rad/s \tag{ 3-46 }$$

$T_d$  Totzeit durch die Verzögerung des Sensorsignales [s]

Die Eigenkreisfrequenz des Antriebsstranges ergibt sich nach Gleichung ( 2-9 ) zu 54.2rad/s. Somit wird unter Berücksichtigung der Gleichungen ( 3-45 ) und ( 3-46 ) die Bandbreite des Reglers mit 50rad/s unterhalb der Eigenkreisfrequenz des Antriebsstranges gewählt, um Resonanzeffekte infolge von Regeleingriffen zu verhindern [6, 41].

Für die Phasenreserve der offenen Regelschleife wird als Auslegungsziel 60° gewählt. Daraus folgt ein gutes Übergangsverhalten und eine ausreichende Robustheit des Regelkreises [46].

In Tabelle 3-4 sind die Ergebnisse der Auslegung des PID-Reglers auf Grundlage der Fahrzeugparameter nach Tabelle 3-1 ersichtlich.

**Tabelle 3-4: Parameter PID-Regler, Startgeschwindigkeit  $v_0=2m/s$**

Fahrpedalstellung	$K_P$	$K_I$	$K_D$	N
25%	0,23934	1,301	0,00061498	150
50%	0,11993	0,64899	0,00030116	150
75%	0,079974	0,43254	0,00020017	150
100%	0,059989	0,32437	0,0001499	150

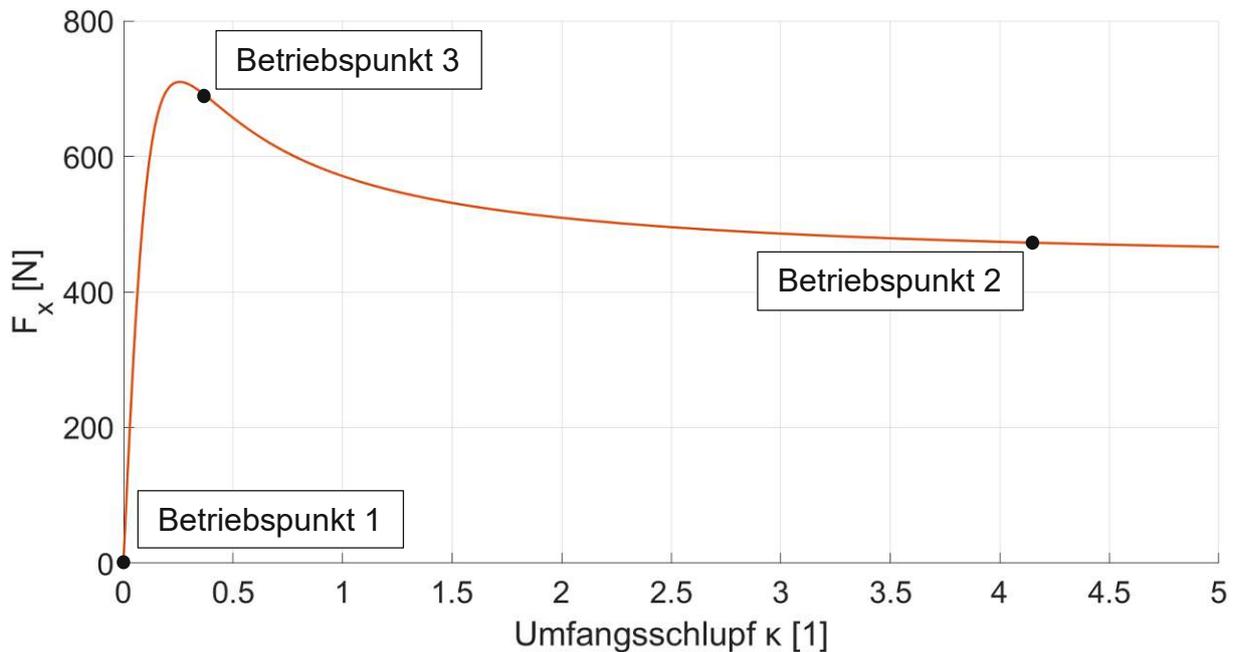
Die Stabilität des Regelkreises wird mit den aus der Auslegung hervorgegangenen Parametern des PID-Reglers (siehe Tabelle 3-4) anhand der Fahrpedalstellung von 25% und 100% gezeigt. Tabelle 3-5 stellt die betrachteten Betriebspunkte zur Untersuchung der Stabilität des Regelkreises dar. Diese Punkte decken sowohl einen niedrigen als auch einen hohen Geschwindigkeitsbereich ab, sowie Bereiche geringen und hohen Schlupfes. Der Betriebspunkt 2 ist der Auslegungspunkt des Reglers (siehe Kapitel 3.4). Abbildung 3-14 zeigt qualitativ die untersuchten Betriebspunkte anhand der Umfangskraft-Schlupf-Kurve des Reifen-Fahrbahn-Kontaktes.

**Tabelle 3-5: Betriebspunkte Stabilitätsuntersuchung**

Betriebspunkt	Fahrpedalstellung 25%			Fahrpedalstellung 100%		
	1	2	3	1	2	3
$v_x$ [m/s]	2	2,085	56,51	2	2,006	56
$x_h$ [-]	0,6	0,5061	0,5484	0,6	0,4864	0,5094
$K_v$ [-] <sup>1</sup>	0	4,143	0,3543	0	4,346	0,3466
$K_h$ [-] <sup>1</sup>	0	4,203	0,3549	0	5,144	0,3459
$s_{A,v}$ [%] <sup>2</sup>	0	80,56	26,16	0	81,29	25,74
$s_{A,h}$ [%] <sup>2</sup>	0	80,78	26,19	0	83,72	25,7

<sup>1</sup>Definition nach Gleichung ( 2-2 )

<sup>2</sup>Definition nach Gleichung ( 2-3 )



**Abbildung 3-14: Qualitative Darstellung der Betriebspunkte der Stabilitätsuntersuchung**

Tabelle 3-6 und Tabelle 3-7 zeigen die Pole, Nullstellen und die Verstärkung des Regelkreises bei einer Fahrpedalstellung von 25% und 100% nach Gleichung ( 3-44 ). Es lässt sich erkennen, dass der geschlossene Regelkreis  $G_{EA,11}$  keine Pole mit positivem Realteil besitzt. Daraus folgt, dass der Regelkreis E/A-stabil ist. Zusätzlich haben keine Pole der Übertragungsfunktionen  $G_{EA,12}$ ,  $G_{EA,21}$  und  $G_{EA,22}$  einen positiven Realteil. Somit ist das Kriterium der inneren Stabilität des Regelkreises für die Betriebspunkte nach Tabelle 3-5 erfüllt.

Tabelle 3-6: Übertragungsfunktionen nach Gleichung ( 3-44 ), keine Signalverzögerung, Fahrpedalstellung 25%, Betriebspunkte nach Tabelle 3-5

<b>Betriebsp. 1</b>	<b><math>G_{EA,11}</math></b>	<b><math>G_{EA,12}</math></b>	<b><math>G_{EA,21}</math></b>	<b><math>G_{EA,22}</math></b>
Nullstellen	-106,677	-150	-200	-106,677
	-1,701±26,212i	-1,701±26,211i	-106,677	-1,701±26,212i
	-5,517	-3,401	-1,701±28,033i	-5,517
	-3,401	0	-1,701±23,603i	-3,401
			-5,517	
Pole	-147,327±76,346i	-147,327±76,346i	-147,327±76,346i	-147,327±76,346i
	-28,743±17,657i	-28,743±17,658i	-28,743±17,657i	-28,743±17,657i
	-1,877±26,156i	-1,876±26,155i	-1,877±26,156i	-1,877±26,156i
	-0,910	-0,910	-0,910	-0,910
Verstärkung	14202,286	42831,250	0,332	-14202,286
<b>Betriebsp. 2</b>	<b><math>G_{EA,11}</math></b>	<b><math>G_{EA,12}</math></b>	<b><math>G_{EA,21}</math></b>	<b><math>G_{EA,22}</math></b>
Nullstellen	-106,681	-150	-200	-106,677
	-5,517	-3,545	-106,677	-5,517
		0	-5,517	
			-3,770	
			0,225	
Pole	-148,179±77,774i	-148,094±77,673i	-148,094±77,673i	-148,124±77,705i
	-47,337	-47,546	-47,547	-47,459
	-6,304	-6,238	-6,238	-6,294
		-3,572	-3,572	
Verstärkung	14202,286	42831,250	0,332	-14202,286
<b>Betriebsp. 3</b>	<b><math>G_{EA,11}</math></b>	<b><math>G_{EA,12}</math></b>	<b><math>G_{EA,21}</math></b>	<b><math>G_{EA,22}</math></b>
Nullstellen	-96,125	-150,024	-200	-96,121
	-6,111	0	-96,347	-6,120
			-6,125	
			0,221	
Pole	-148,153±77,693i	-148,169±77,687i	-148,188±77,715i	-148,161±77,682i
	-47,065	-47,157	-47,043	-47,114
	-6,334	-6,312	-6,348	-6,337
Verstärkung	14202,286	42831,250	0,332	-14202,286

Tabelle 3-7: Übertragungsfunktionen nach Gleichung ( 3-44 ), keine Signalverzögerung, Fahrpedalstellung 100%, Betriebspunkte nach Tabelle 3-5

<b>Betriebsp. 1</b>	$G_{EA,11}$	$G_{EA,12}$	$G_{EA,21}$	$G_{EA,22}$
Nullstellen	-107,553	-150	-200	-107,553
	-1,701±26,212i	-1,701±26,211i	-107,553	-1,701±26,212i
	-5,485	-3,401	-1,701±28,033i	-5,485
	-3,401	0	-1,701±23,603i	-3,401
			-5,485	
Pole	-147,087±75,538i	-147,087±75,538i	-147,087±75,538i	-147,087±75,538i
	-28,984±17,481i	-28,985±17,482i	-28,984±17,481i	-28,984±17,481i
	-1,876±26,156i	-1,876±26,155i	-1,876±26,156i	-1,876±26,156i
	-0,908	-0,908	-0,908	-0,908
Verstärkung	14129,858	171325	0,082	-14129,858
<b>Betriebsp. 2</b>	$G_{EA,11}$	$G_{EA,12}$	$G_{EA,21}$	$G_{EA,22}$
Nullstellen	-107,554	-149,999	-200	-107,554
	-5,485	-3,411	-107,553	-5,485
		-0,001	-5,485	
			-3,600	
			0,189	
Pole	-148,015±77,102i	-147,838±76,885i	-147,87±76,925i	-148,037±77,13i
	-47,700	-48,099	-48,026	-47,646
	-6,267	-6,205	-6,216	-6,279
		-3,431	-3,430	
Verstärkung	14129,858	171325	0,082	-14129,858
<b>Betriebsp. 3</b>	$G_{EA,11}$	$G_{EA,12}$	$G_{EA,21}$	$G_{EA,22}$
Nullstellen	-95,254	-150,020	-200	-95,253
	-6,199	0,002	-95,469	-6,196
			-6,201	
			0,214	
Pole	-147,771±76,726i	-147,898±76,906i	-147,933±76,929i	-147,973±76,978i
	-47,953	-47,843	-47,601	-47,526
	-6,277	-6,177	-6,306	-6,308
Verstärkung	14129,858	171325	0,082	-14129,858

Anhand der offenen Regelschleife  $G_o(s)$  mit  $n_r$  Pole mit positivem Realteil und  $n_i$  Pole auf der imaginären Achse lässt sich die E/A-Stabilität des Regelkreises mithilfe des Nyquist-Kriteriums beurteilen. Dieses besagt, dass der geschlossene Regelkreis E/A-stabil ist, wenn der vom kritischen Punkt  $(-1, j0)$  an die Ortskurve  $G_o(j\omega)$  gezogene Fahrstrahl bei Durchlaufen der Ortskurve im Bereich  $[0 \leq \omega \leq \infty]$  eine Winkeländerung  $\Delta\varphi$  nach Gleichung ( 3-47 ) beschreibt. Das Nyquist-Kriterium ist für Systeme mit Totzeit anwendbar. Die Phasenreserve  $\varphi_R$  ist ein qualitatives Maß für die Stabilitätsgüte [46, 56].

$$\Delta\varphi = (2n_r + n_i) * \frac{\pi}{2} \quad ( 3-47 )$$

$\Delta\varphi$  Winkeländerung [rad]

$n_r$  Anzahl der Pole mit positivem Realteil der offenen Regelschleife [-]

$n_i$  Anzahl der Pole auf der imaginären Achse der offenen Regelschleife [-]

Nach Gleichung ( 3-47 ) und Tabelle 3-8 muss der Punkt -1 auf der realen Achse 1.5 Umdrehungen gegen den Uhrzeigersinn entlang der Ortskurve des offenen Regelkreises  $G_o(j\omega)$  im Bereich  $[-\infty \leq \omega \leq \infty]$  umkreist werden, damit der geschlossene Regelkreis bei einer Fahrpedalstellung von 25% E/A-stabil ist. Es wird hierbei beispielhaft der Betriebspunkt 2 (Fahrpedalstellung 25%) nach Tabelle 3-5 betrachtet.

**Tabelle 3-8: Nullstellen, Pole und Verstärkung des offenen Regelkreises, keine Signalverzögerung, Fahrpedalstellung 25%**

	<b>G<sub>o</sub></b>
Nullstellen	-106,677
	-5,517
	-3,548
Pole	-200
	-150
	-3,776
	0
	0,228
Verstärkung	14202,286

Anhand von Abbildung 3-15 und Abbildung 3-16 lässt sich erkennen, dass der geschlossene Regelkreis E/A-stabil ist. Die Phasenreserve  $\varphi_R$  nimmt mit zunehmender Totzeit ab (siehe Abbildung 3-16). Die gewählte Phasenreserve von 60% und Bandbreite von 50rad/s bei der Auslegung des Reglers (siehe Kapitel 3.4) wird eingehalten.

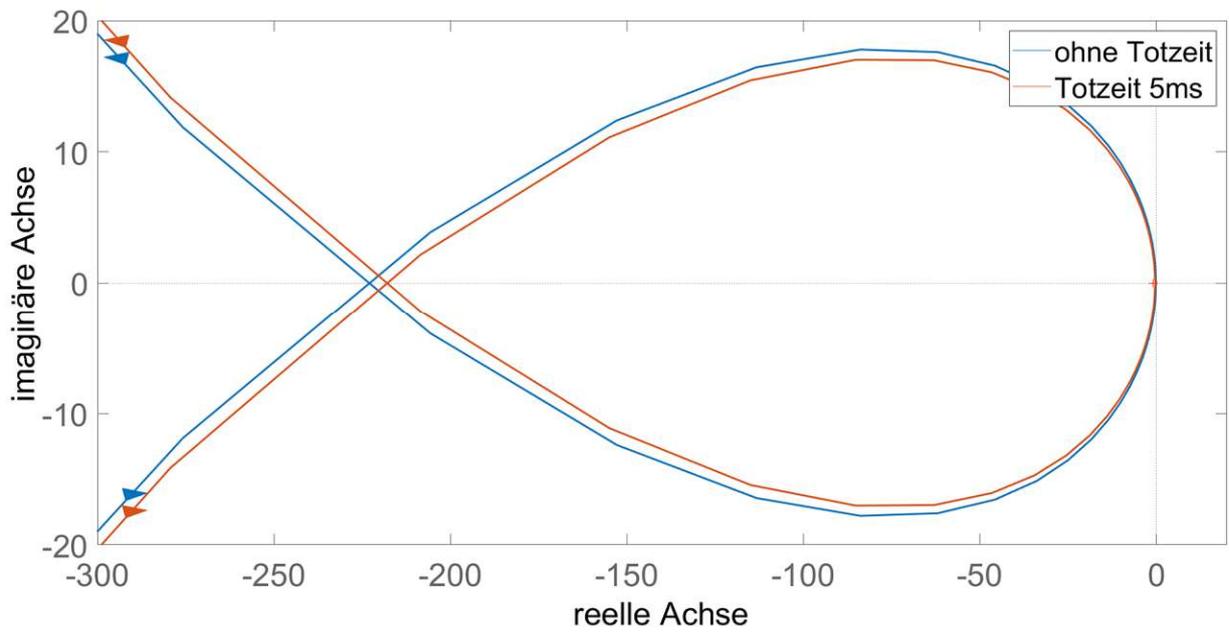


Abbildung 3-15: Ortskurve der offenen Regelschleife  $G_o$ , Betriebspunkt 2 nach Tabelle 3-5, Fahrpedalstellung 25%

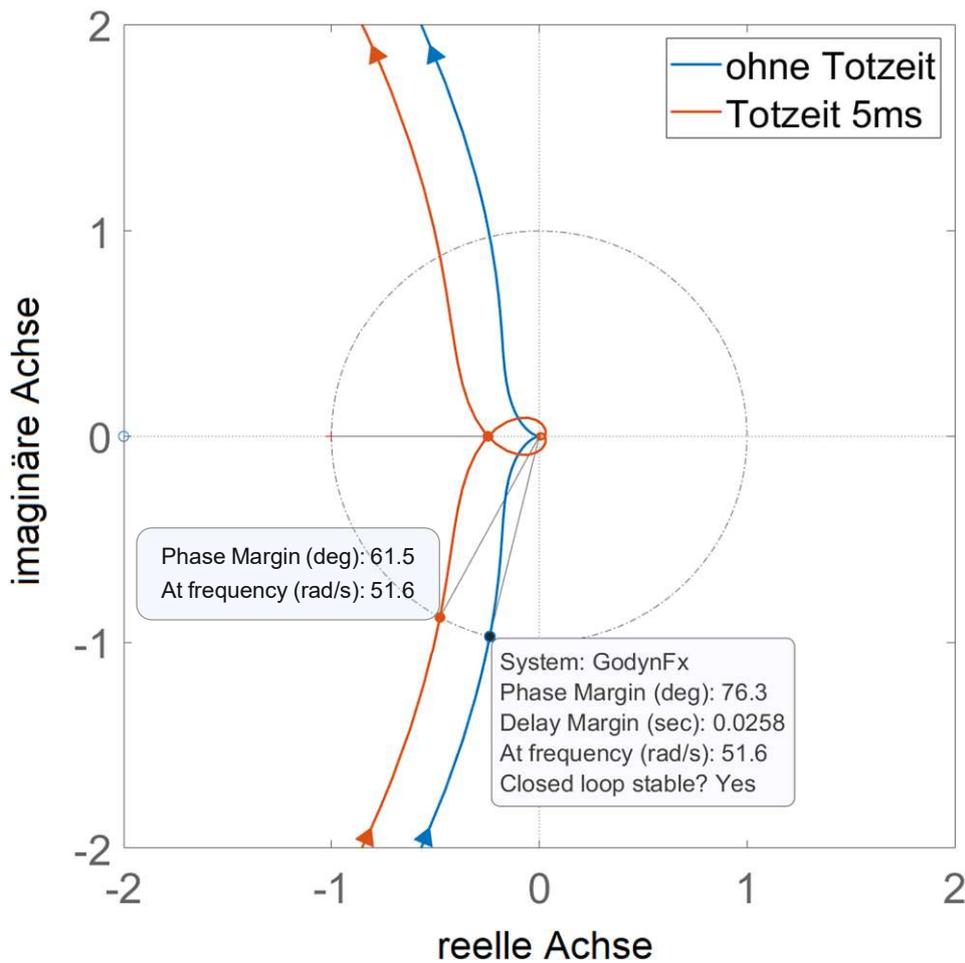
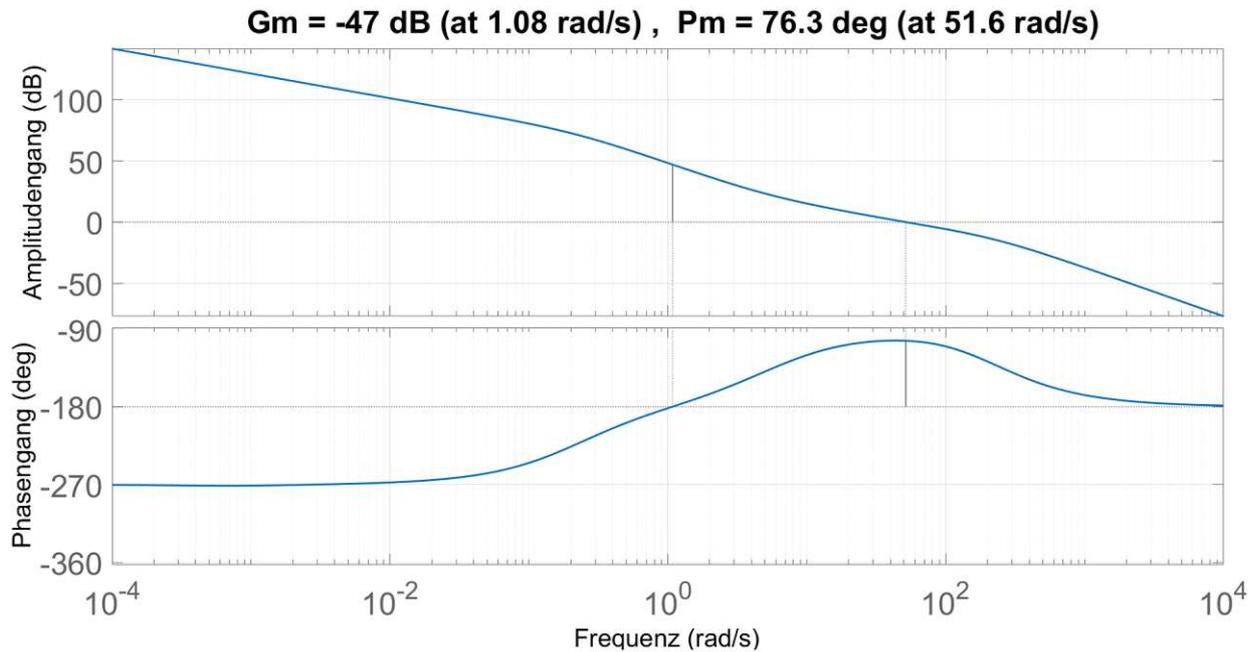


Abbildung 3-16: Detail der Ortskurve der offenen Regelschleife  $G_o$ , Betriebspunkt 2 nach Tabelle 3-5, Fahrpedalstellung 25%

Abbildung 3-17 zeigt den Bode Plot des offenen Regelkreises für den Betriebspunkt 2 nach Tabelle 3-5 ohne Signalverzögerung und einer Fahrpedalstellung von 25%.



**Abbildung 3-17: Bode-Diagramm der offenen Regelschleife  $G_o$ , Betriebspunkt 2 nach Tabelle 3-5, Fahrpedalstellung 25%**

Anhand von Abbildung 3-18 sieht man, dass eine Verringerung des Trägheitsmomentes des Antriebsstranges  $J_{AS}$  zu einer Verringerung der Phasenreserve führt. Umgekehrt erhöht ein größeres Trägheitsmoment die Phasenreserve. Deshalb wurde das Trägheitsmoment für die Auslegung des Reglers aus Gründen der Robustheit und der Sicherheit kleiner gewählt als das tatsächliche Trägheitsmoment des Antriebsstranges (siehe Tabelle 3-1).

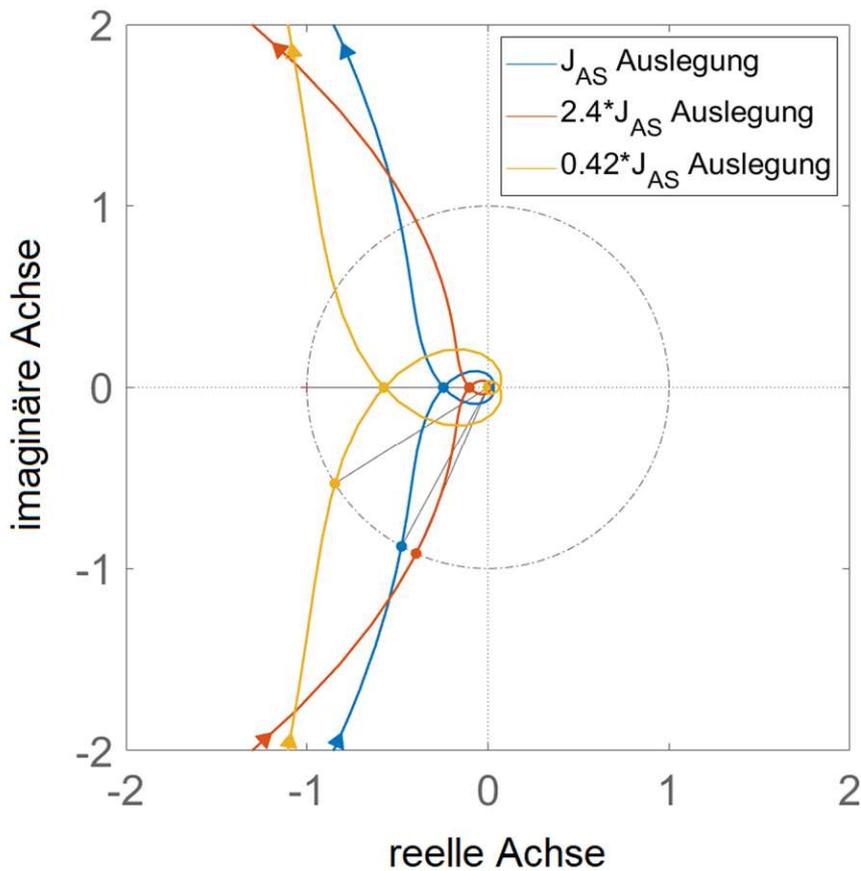
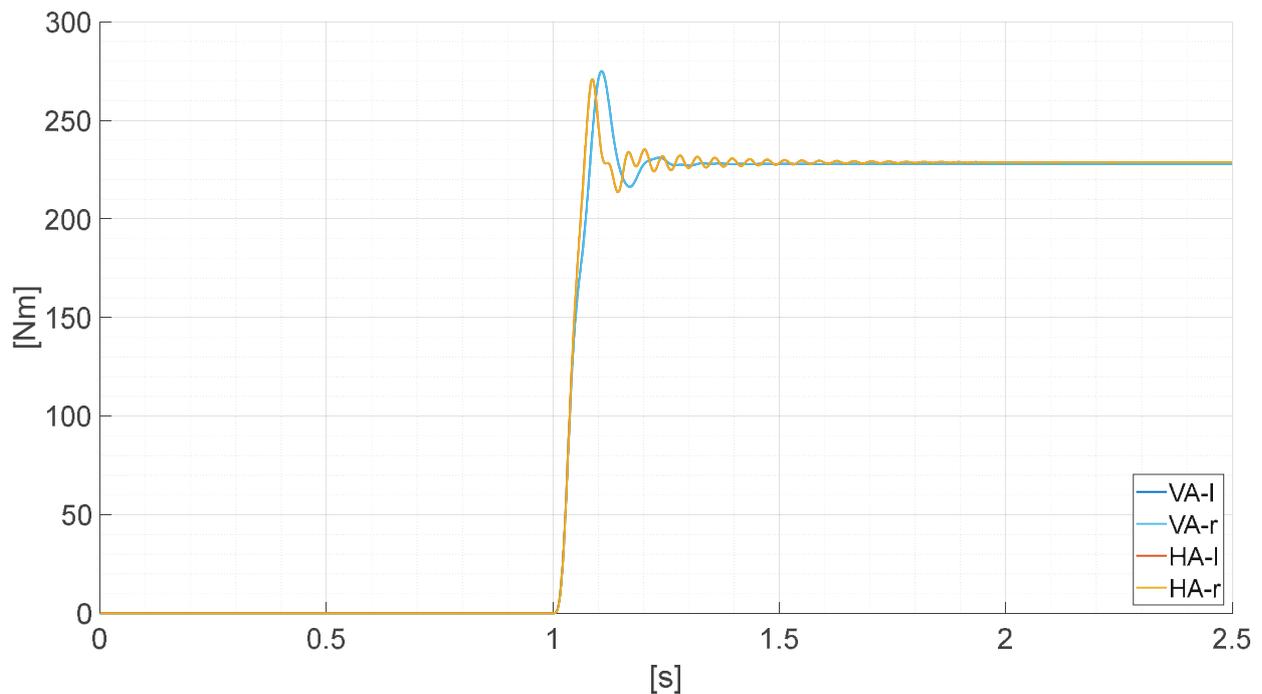


Abbildung 3-18: Einfluss des Trägheitsmomentes des Antriebsstranges auf die Stabilität des Regelkreises, offener Regelkreis  $G_o$ .

### 3.6 Aktive Dämpfung des Antriebsstranges

Um die Belastbarkeit des Systems zu erhöhen und den störenden Einfluss der Drehmomentschwingungen des Antriebsstranges zu reduzieren (siehe Kapitel 2.6), ist es sinnvoll, die Schwingungen durch eine aktive Dämpfung zu minimieren. Deshalb wird überprüft, ob der Regler für die Verteilung des Antriebsmomentes mit einer aktiven Dämpfung (siehe Kapitel 2.6) kompatibel ist. In dieser Arbeit kommt ein aktiver Dämpfer nach Abbildung 2-22 zum Einsatz. Als Auslegungsziel für die Verstärkung des P-Reglers wird ein maximales Überschwingen von 20% bei einem Drehmomentsprung gewählt (siehe Kapitel 2.6).

Abbildung 3-19 zeigt einen Drehmomentsprung des Referenzmomentes von null auf eine Fahrpedalstellung von 25% bei einer Momentenverteilung zwischen Vorder- und Hinterachse  $x_{h0}$  von 0.5. Die Startgeschwindigkeit  $v_0$  beträgt 5m/s und es herrscht ein Kraftschlussbeiwert  $\mu_{\max}$  von 1 zwischen Reifen und Fahrbahn. Es wird die Regelstrecke aus Kapitel 3.1 simuliert und ein aktiver Dämpfer nach Abbildung 2-22 eingesetzt.



**Abbildung 3-19: Moment an Radnabe, Sprung gewünschtes Antriebsmoment auf  $G=25\%$  bei  $t=1s$ ,  $v_0=5m/s$ ,  $x_{h0}=0.5$**

## 4 Simulation

Die folgenden Kapitel zeigen das Verhalten des Reglers für die Längsverteilung des Antriebsmomentes während der Fahrt des elektrischen Rallyecross-Fahrzeuges. Die Funktion des Reglers wird hierbei durch eine Simulation des Regelkreises getestet. Aufgrund des Einsatzes im Rallyecross-Bereich, wird das Verhalten des Fahrzeuges auf wechselnden Fahrbahnbelägen simuliert. Da der Fokus der vorliegenden Arbeit auf der Analyse der Längsdynamik des Fahrzeuges liegt, berücksichtigt die Simulation auch ausschließlich diese bei Beschleunigungsvorgängen.

Kapitel 4.1 stellt zunächst die Kopplung der Achsen durch den Regler einer fixierten Momentenverteilung gegenüber. Hierbei wird der Antriebsstrang als starr festgelegt. Dadurch kann die grundlegende Funktionsweise des Reglers unabhängig von den Einflüssen etwaiger Torsionsschwingungen innerhalb des Antriebsstranges dargestellt werden. Die Berücksichtigung der Elastizitäten und Dämpfungen der Reifenseitenwände sowie der Antriebswellen erfolgt anschließend in Kapitel 4.2. Gleichzeitig wird dabei die Robustheit der Auslegung des Reglers aufgezeigt, da diese bei starrem Antriebsstrang erfolgt ist (siehe Kapitel 3.4). Weiters zeigt das Kapitel die Kompatibilität der Regelung für die Längsverteilung des Antriebsmomentes mit jener einer aktiven Dämpfung des Antriebsstranges. Abschließend vergleicht Kapitel 4.3 das Verhalten des Fahrzeuges mit einer Regelung der Antriebsmomentenverteilung mit dem bei einer starren Momentenverteilung bei  $\mu$ -split-Bedingungen auf der Fahrbahn.

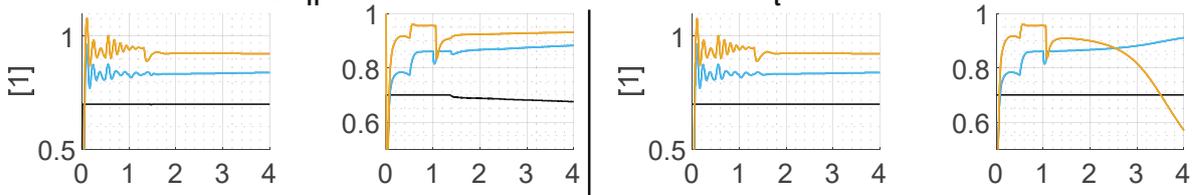
## 4.1 Längsverteilung des Antriebsmomentes bei starrem Antriebsstrang

Während Abbildung 4-1 a) die Simulation des Fahrzeuges mit aktiviertem Regler für die Verteilung des Antriebsmomentes darstellt, zeigt Abbildung 4-1 b) das Verhalten des Fahrzeuges bei konstanter Momentenverteilung. Elastizitäten und Dämpfungen der Reifenseitenwände und der Antriebswellen werden, wie auch bereits bei der Auslegung des Reglers, nicht berücksichtigt (siehe Kapitel 3.4). Somit kann die Funktionsweise der Verteilung des Antriebsmomentes unabhängig von der Problematik möglicher Torsionsschwingungen des Antriebsstranges betrachtet werden. Die Robustheit des Regelkreises mit Berücksichtigung der Elastizität und Dämpfung des jeweiligen Antriebsstranges wird anschließend in Kapitel 4.2 dargestellt. Die Startgeschwindigkeit des Rallyecross-Fahrzeuges liegt in beiden abgebildeten Fällen a) und b) bei 2m/s und 42 m/s. Dadurch lässt sich das Verhalten des Regelkreises sowohl bei niedriger als auch bei hoher Geschwindigkeit des Fahrzeuges überprüfen. Da bei Beschleunigungsvorgängen eine hecklastige Verteilung des Antriebsmomentes  $x_{h0}$  aufgrund der dynamischen Radlastverteilung sinnvoll ist (siehe Kapitel 3.1), wird bei allen Simulationen eine solche von 0.7 gewählt. Außerdem kommt es bei einer Fahrpedalstellung von 66% und einer Antriebsmomentenverteilung  $x_{h0}$  von 0.7 bei starrer Momentenverteilung auf nassem Asphalt zum Durchdrehen der Hinterräder. Es handelt sich deshalb um einen aussagekräftigen Betriebsfall. Zu Beginn der Simulation steigt das Antriebsmoment innerhalb von 0.5 s linear von 0 % bis zur vorgegebenen Fahrpedalstellung von 66 % an. Dies stellt den Fahrpedalbefehl des/der Fahrers/Fahrerin bei einem Beschleunigungsvorgang dar. Zum Simulationszeitpunkt  $t=1$  s wechselt der Fahrbahnbelag von trockenem ( $\lambda_{\mu}=1$ ) zu nassem Asphalt ( $\lambda_{\mu}=0.7$ ).

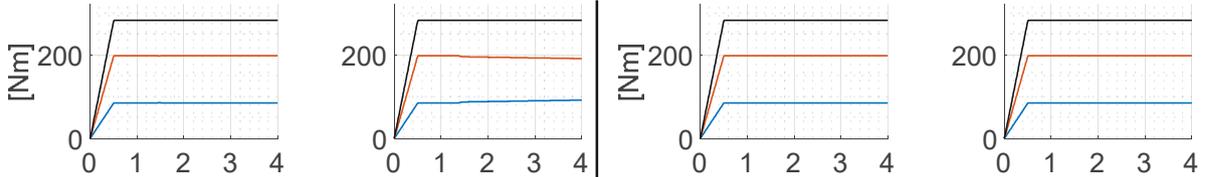
a) Regelung aktiviert

b) Regelung deaktiviert

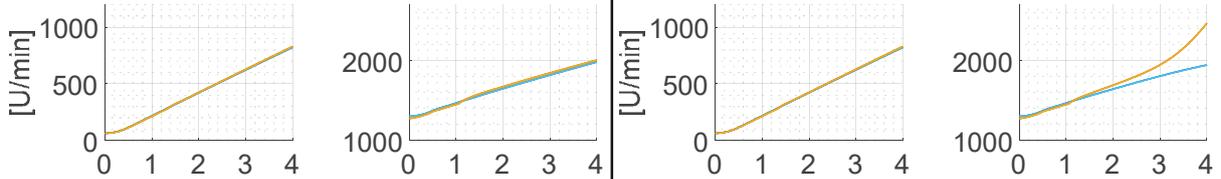
Momentenverteilung  $x_h$  (schwarz) und Traktionseffizienz  $\eta_t$



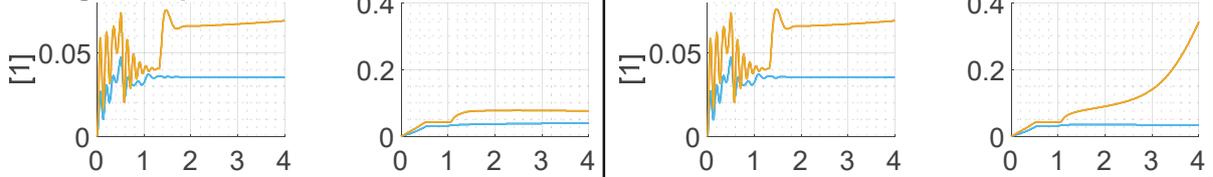
Antriebsmoment E-Motor (Gesamtmoment schwarz)



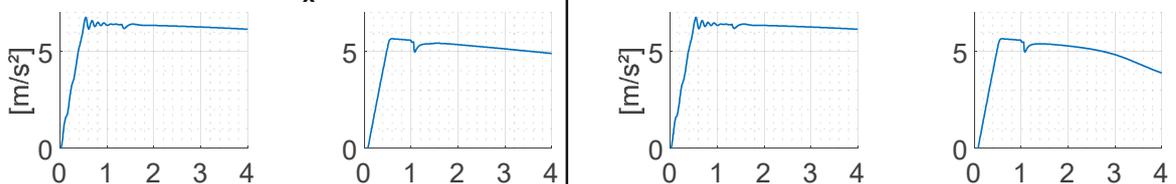
Drehzahl Radnabe



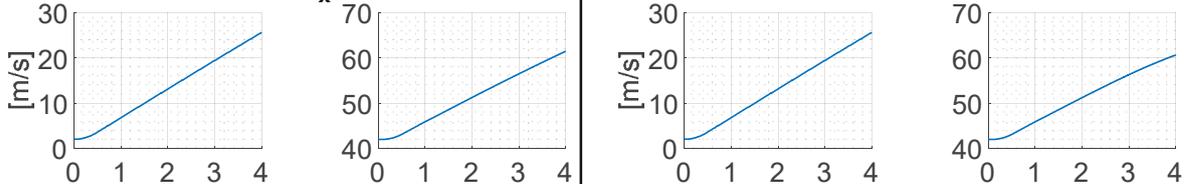
Längsschlupf  $\kappa$



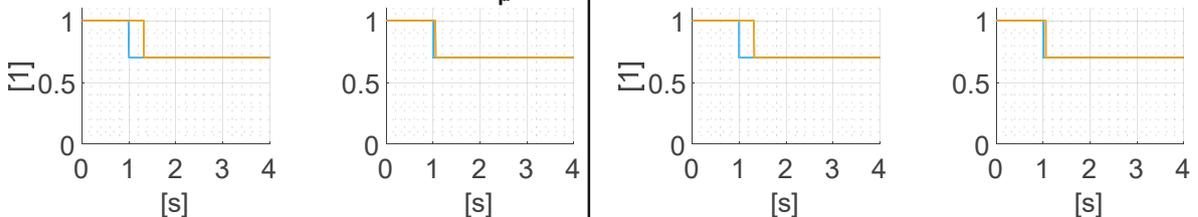
Längsbeschleunigung  $a_x$



Längsgeschwindigkeit  $v_x$



Skalierungsfaktor max. Kraftschluss  $\lambda_\mu$



$v_0=2m/s$

$v_0=42m/s$

$v_0=2m/s$

$v_0=42m/s$

- Rad vorne links
- Rad vorne rechts
- Rad hinten links
- Rad hinten rechts

Abbildung 4-1: Regelung der Antriebsmomentenverteilung bei einer Fahrpedalstellung von 66% und starrem Antriebsstrang

Betrachtet man zunächst die Simulationen bei der niedrigeren Startgeschwindigkeit von 2 m/s, so zeigt Abbildung 4-1 a), dass der Regler für die Verteilung des Antriebsmomentes die Momentenverteilung  $x_h$  nicht verändert. Dies folgt daraus, dass bei nasser Fahrbahn der Reifenschlupf den Schlupf bei maximalem Kraftschlussbeiwert  $\mu_{\max}$  nicht überschreitet (siehe Abbildung 2-3). Somit kommt es lediglich zu einer geringfügigen Erhöhung der Differenzgeschwindigkeit  $v_{\text{diff}}$ . Deshalb wird die Toleranzschwelle des Reglers nicht überschritten (siehe Kapitel 3.3) und der Regler bleibt inaktiv. Folglich ist auch die Traktionseffizienz  $\eta_t$  (siehe Kapitel 2.4) mit und ohne Regelung ident. Die ausgeprägte Schwingung des Umfangsschlupfes  $\kappa$  zu Beginn der Simulation (Startgeschwindigkeit: 2 m/s) ist auf die große Zeitkonstante des dynamischen Reifenschlupfes bei niedriger Geschwindigkeit zurückzuführen (siehe Kapitel 3.1).

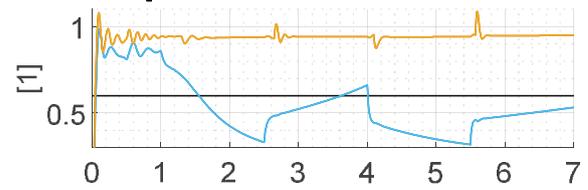
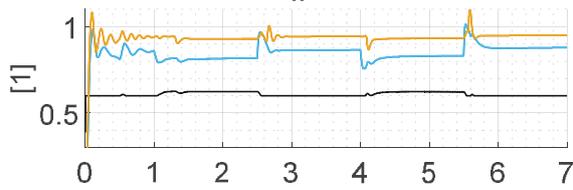
Im Falle der höheren Startgeschwindigkeit (42 m/s) verändert der Regler die Momentenverteilung zwischen den Achsen in Richtung der Vorderachse (siehe Abbildung 4-1 a)). Dadurch wird verhindert, dass der Reifenschlupf an der Hinterachse den Schlupf mit maximalem Kraftschlussbeiwert  $\mu_{\max}$  überschreitet und somit die Reifen durchdrehen. Die Anpassung der Momentenverteilung  $x_h$  im Vergleich zur niedrigeren Startgeschwindigkeit ergibt sich aufgrund der kleineren Beschleunigung des Fahrzeuges infolge des Luftwiderstandes. Die dynamische Radlastverteilung ist dadurch geringer und das Umfangskraftpotenzial der Vorderreifen größer (siehe Kapitel 2.3.2). Bleibt die Momentenverteilung jedoch unverändert, steigt der Schlupf an den Hinterreifen und überschreitet den Punkt mit maximalem Kraftschlussbeiwert  $\mu_{\max}$ . Dadurch sinkt die übertragbare Reifenumfangs- und -seitenkraft (siehe Kapitel 2.4) und die Raddrehzahl nimmt an der Hinterachse im Vergleich zur Vorderachse überproportional zu. Bei gleichbleibenden Bedingungen muss das Antriebsmoment an der Hinterachse bei Erreichen der Maximaldrehzahl durch die Drehzahlbegrenzung reduziert werden. Aufgrund des überproportionalen Drehzahlanstieges an der Hinterachse erhöht sich der Betrag der Differenzgeschwindigkeit  $v_{\text{diff}}$  zwischen den beiden Achsen. Dieses Verhalten spiegelt sich dann in der Traktionseffizienz  $\eta_t$  wider. Auch wenn ohne Einsatz des Reglers für die Momentenverteilung zwar die Traktionseffizienz an der Vorderachse auf nassem Asphalt aufgrund des geringeren Schlupfes im Vergleich etwas größer ist, fällt die Effizienz an der Hinterachse infolge des zunehmenden Reifenschlupfes stark ab. Das bedeutet, dass ohne Kopplung der Drehzahl der Achsen die Beschleunigung auf nasser Strecke, die Endgeschwindigkeit des Fahrzeuges und das Seitenführungspotenzial der Hinterräder geringer sind als bei einem Einsatz des Reglers für die Längsverteilung des Antriebsmomentes. Ein weiterer Vorteil der Regelung ist, dass durch die Begrenzung der Differenzgeschwindigkeit  $v_{\text{diff}}$  das Antriebsmoment der Hinterachse im Vergleich zu einer starren Momentenverteilung durch die Drehzahlbegrenzung nicht reduziert werden muss.

Im Laufe der Simulation kommt es in Abbildung 4-2 zu einer zweimaligen Änderung des Fahrbahnbelages von trockenem ( $\lambda_{\mu}=1$ ) zu nassem Asphalt ( $\lambda_{\mu}=0.7$ ). Abbildung 4-2 a) zeigt die Simulation des Fahrzeuges mit und Abbildung 4-2 b) ohne Regler. Hierdurch wird die Funktionsweise des Reglers sowohl bei sprunghafter Zunahme als auch Abfall des Kraftschlussbeiwertes  $\mu$  und der Schlupfsteifigkeit der Reifen gezeigt. Die gewünschte Momentenverteilung  $x_{h0}$  wird, wie zuvor beschrieben, heckbetont mit 0.6 gewählt und die Fahrpedalstellung liegt bei 71 %. Bei diesen Werten kommt es bei einer starren Momentenverteilung zum Durchdrehen der Vorderachse auf nassem Asphalt. Sowohl bei Abbildung 4-2 a) als auch bei Abbildung 4-2 b) liegt die Startgeschwindigkeit des Fahrzeuges bei 2 m/s. Bei niedrigen Geschwindigkeiten ist die Zeitkonstante der dynamischen Reifenumfangskräfte am größten und deshalb auch deren Einfluss auf das System. Die übrigen Bedingungen sind ident mit jenen in Abbildung 4-1.

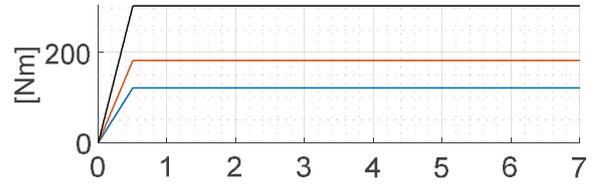
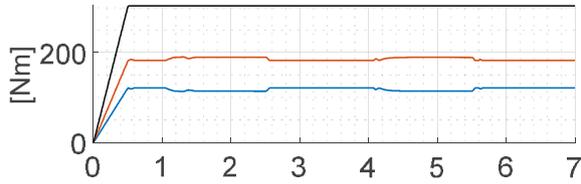
a) Regelung aktiviert

b) Regelung deaktiviert

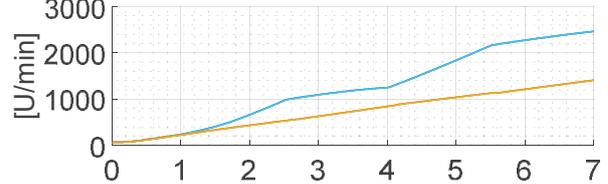
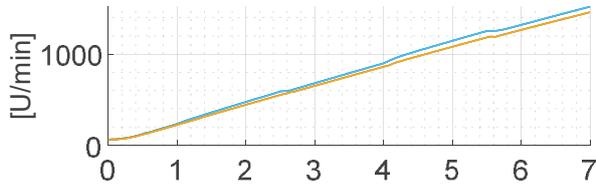
Momentenverteilung  $x_h$  (schwarz) und Traktionseffizienz  $\eta_t$



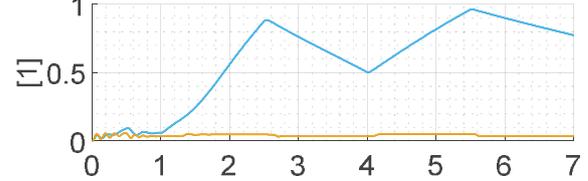
Antriebsmoment E-Motor



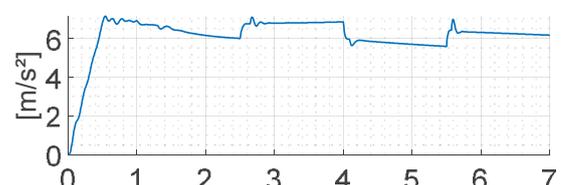
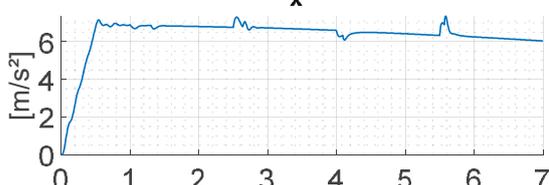
Drehzahl Radnabe



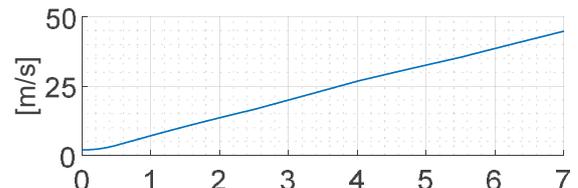
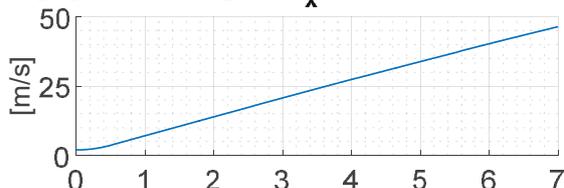
Längsschlupf  $\kappa$



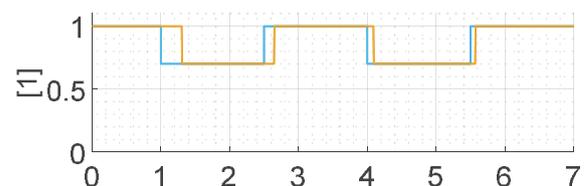
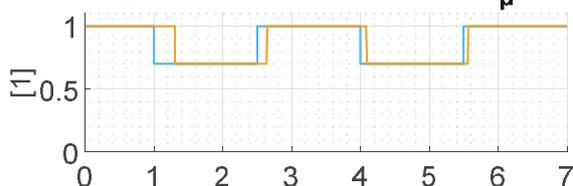
Längsbeschleunigung  $a_x$



Längsgeschwindigkeit  $v_x$



Skalierungsfaktor max. Kraftschluss  $\lambda_\mu$



[s]

[s]

- Rad vorne links
- Rad vorne rechts
- Rad hinten links
- Rad hinten rechts

Abbildung 4-2: Regelung der Antriebsmomentenverteilung bei einer Fahrpedalstellung von 71% und starrem Antriebsstrang sowie zweimaliger Änderung des Fahrbahnbelages

Abbildung 4-2 a) zeigt, dass ohne Einsatz des Reglers das Antriebsmoment an der Vorderachse auf der nassen Strecke größer als die maximal übertragbare Umfangskraft des Reifens ist. Der Reifenschlupf steigt und überschreitet den Punkt mit maximalem Kraftschlussbeiwert  $\mu_{\max}$ . Daraus folgt ein Abfall der übertragbaren Reifenumfangskraft, was sich in einer geringeren Traktionseffizienz  $\eta_t$  widerspiegelt. Die übertragbare Seitenkraft nimmt ab und die Raddrehzahl steigt an der Hinterachse im Vergleich zur Vorderachse überproportional an. Wie bereits bei Abbildung 4-1 beschrieben, nimmt hierbei der Betrag der Differenzgeschwindigkeit  $v_{\text{diff}}$  zwischen den beiden Achsen zu. Wird der Regler für die Verteilung der Antriebsmomente eingesetzt zeigt Abbildung 4-2 a), dass dieser die Momentenverteilung in den Streckenabschnitten mit nassem Asphalt verändert. In diesen Bereichen wird das Moment an der Vorderachse reduziert und um denselben Betrag an der Hinterachse erhöht. Der Reifenschlupf bleibt dabei an beiden Achsen unterhalb des Schlupfwertes mit maximalem Kraftschlussbeiwert  $\mu_{\max}$  (siehe Abbildung 2-3). Die Traktionseffizienz  $\eta_t$  an der Hinterachse ist im Vergleich zur starren Momentenverteilung marginal geringer; an der Vorderachse jedoch weitaus größer. Bei der Fahrzeugbeschleunigung  $a_x$  lassen sich bei Fahrbahnwechsel von nasser zu trockener Strecke kurzzeitig Spitzen erkennen. Dies lässt sich durch die kinetische Energie des Antriebsstranges erklären. Daraus folgt eine im Vergleich höhere Beschleunigung nach dieser Fahrbahnänderung ohne Einsatz des Reglers aufgrund der höheren Drehzahl des Antriebsstranges der Vorderachse. Ähnlich wie in Abbildung 4-1 ist die Beschleunigung auf nasser Strecke und die Endgeschwindigkeit des Fahrzeuges sowie das Seitenführungspotenzial der Vorderräder ohne Kopplung der Achsen geringer als bei Einsatz des Reglers für die Verteilung der Antriebsmomente.

## 4.2 Längsverteilung des Antriebsmomentes bei elastischem Antriebsstrang und aktiver Dämpfung

Abbildung 4-3 a) zeigt die Simulation des Fahrzeuges mit aktiver Dämpfung des Antriebsstranges und Regelung der Antriebsmomentenverteilung, während Abbildung 4-3 b) nur die Regelung der Antriebsmomentenverteilung ohne aktive Dämpfung darstellt. In Abbildung 4-3 c) ist die Simulation mit konstanter Verteilung des Antriebsmomentes und ohne aktive Dämpfung zu sehen. Im Laufe der Simulation kommt es zu einer zweimaligen Änderung des Fahrbahnbelages von trockenem Asphalt ( $\lambda_{\mu}=1$ ) zu einer Niedrigreibung-Fahrbahn (ähnlich Schnee,  $\lambda_{\mu}=0.2$ ). Dieses Manöver stellt den Wechsel von Fahrbahnbelägen bei der Fahrt des Fahrzeuges auf Rallyecross-Rundkursen dar (siehe Kapitel 1). Der Wechsel auf eine Schneefahrbahn wird deshalb gewählt, da sich bei Schnee aufgrund der kleinen (übertragbaren) Umfangskräfte eine hohe Winkelbeschleunigung der Reifen und somit eine hohe Dynamik der Regelstrecke ergibt (siehe Kapitel 3.5). Außerdem erweitert die Simulation des Regelkreises bei Schneefahrbahn, zusätzlich zu der bereits untersuchten Bedingung auf nasser Fahrbahn (siehe Kapitel 4.1), das Spektrum an kritischen Fahrbahnbedingungen. Die gewünschte Momentenverteilung  $x_{h0}$  wird, wie in Kapitel 4.1 bereits beschrieben, heckbetont mit 0.6 gewählt und die Fahrpedalstellung liegt bei 20%. Bei diesen Werten kommt es bei starrer Momentenverteilung zum Durchdrehen der Vorderachse auf Schneefahrbahn. Es handelt sich deshalb um einen aussagekräftigen Betriebsfall. Die Startgeschwindigkeit des Fahrzeuges liegt wie auch schon in Abbildung 4-2 bei 2m/s. Es werden Elastizitäten und Dämpfungen der Reifenseitenwände und der Antriebswellen berücksichtigt (siehe Kapitel 3.1). Dadurch können die Torsionsschwingungen innerhalb des Antriebsstranges abgebildet und die Robustheit der Auslegung des Reglers überprüft werden (siehe Kapitel 3.4). Die Parameter der Elastizitäten und Dämpfungen des Antriebsstranges sind in Tabelle 3-1 aufgelistet. Die übrigen Bedingungen sind dieselben wie in Kapitel 4.1.

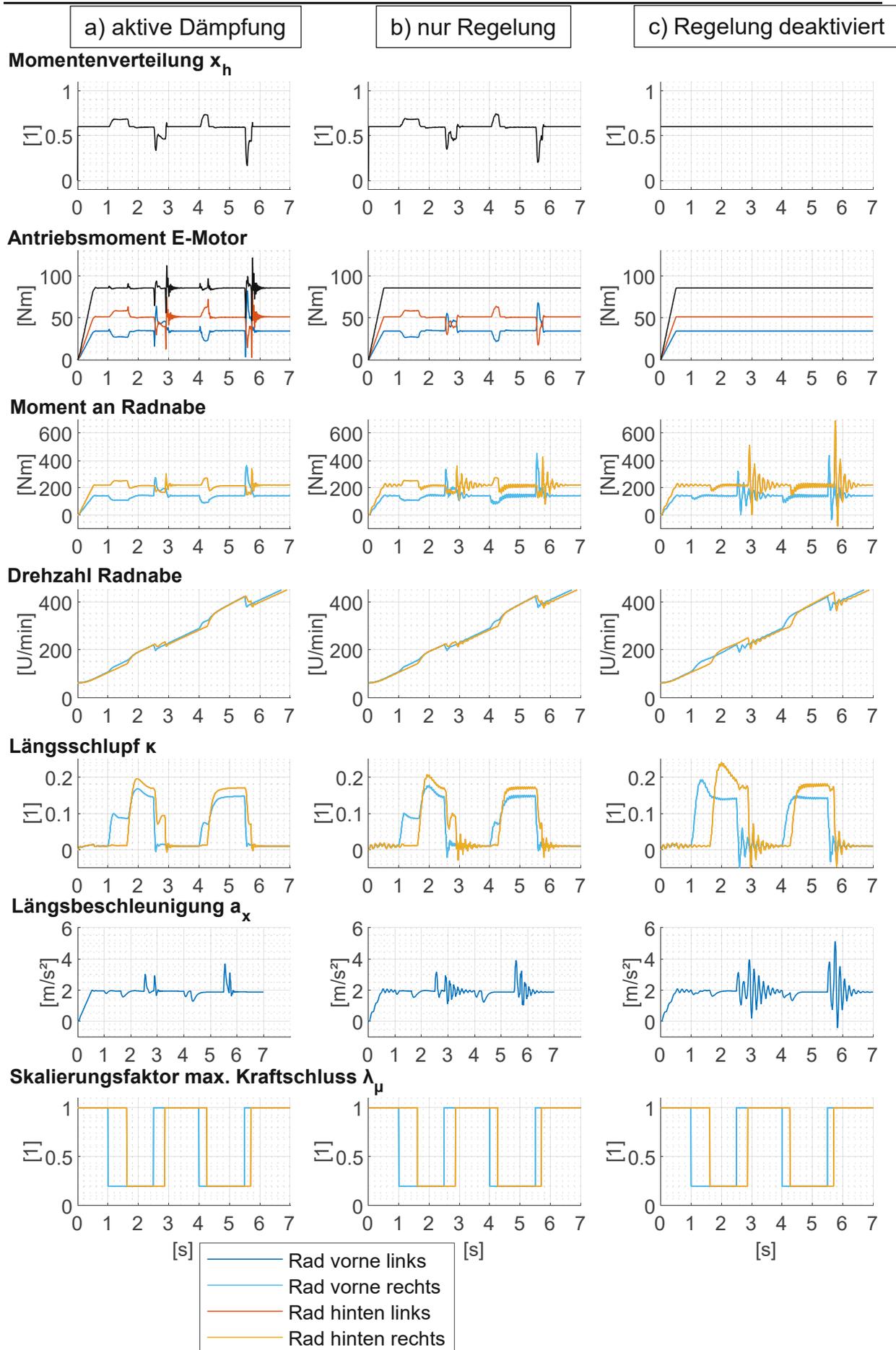


Abbildung 4-3: Regelung der Antriebsmomentenverteilung bei einer Fahrpedalstellung von 20%, einer Startgeschwindigkeit des Fahrzeuges von 2 m/s und elastischem Antriebsstrang

Ohne einer aktiven Dämpfung des Antriebsstranges kommt es bei einem Sprung von niedrigem zu hohem Kraftschlussbeiwert  $\mu$  zwischen Reifen und Fahrbahn zu einer ausgeprägten, abklingenden Torsionsschwingung. Grund dafür ist die „stoßartige“ Belastung des Antriebsstranges. Dieses Verhalten ist in Abbildung 4-3 b) und Abbildung 4-3 c) ersichtlich (siehe „Moment an Radnabe“). Daraus resultiert das Phänomen des „Fahrzeugruckelns“ (siehe Kapitel 2.5), das anhand der Fahrzeugbeschleunigung sichtbar wird (vgl. Abbildung 2-18). Als Folge des Reifenschlupfes ergibt sich ein Abklingen der Torsionsschwingung (siehe Kapitel 2.5). In Bereichen mit niedrigem Kraftschlussbeiwert  $\mu$  ist die Dämpfung durch den Reifenschlupf aufgrund der kleineren Anfangssteigung  $k_0$  geringer (siehe Gleichung ( 2-10 )). Abbildung 4-3 c) zeigt, dass die Amplitude der Torsionsschwingung an der hinteren Radnabe ohne Regelung der Antriebsmomentenverteilung größer ist als mit einer Regelung. Dies folgt aus der bei erhöhter Drehzahl der Hinterräder stärker ausgeprägten stoßartigen Belastung des Antriebsstranges bei Fahrbahnwechsel auf Asphalt. Abbildung 4-3 a) zeigt, dass eine aktive Dämpfung sowohl die Amplitude als auch die Abklingzeit der Torsionsschwingungen innerhalb des Antriebsstranges reduziert (siehe „Moment an Radnabe“). Dadurch kommt es zu einer geringeren mechanischen Belastung und zu einer Reduktion des Fahrzeugruckelns (siehe „Längsbeschleunigung  $a_x$ “), was wiederum zu einem verbesserten Komfort des Fahrzeuges beiträgt. Um dies zu erreichen wird das Antriebsmoment entsprechend variiert (siehe „Antriebsmoment E-Motor“). Die Beschleunigungsspitzen bei Wechsel von trockenem Asphalt zu Schneefahrbahn werden, wie bereits in Kapitel 4.1 beschrieben, durch den rotatorischen Anteil der kinetischen Energie des Antriebsstranges verursacht. Die Regelung der Antriebsmomentenverteilung arbeitet störungsfrei in Verbund mit einer aktiven Dämpfung (siehe „Momentenverteilung  $x_n$ “).

### 4.3 Längsverteilung des Antriebsmomentes bei $\mu$ -split-Bedingungen

Abbildung 4-4 zeigt die Simulation des Fahrzeuges bei  $\mu$ -split-Bedingungen auf der Fahrbahn. In Abbildung 4-4 a) ist die Regelung der Antriebsmomentenverteilung aktiviert, wohingegen sie in Abbildung 4-4 b) deaktiviert ist und es sich somit eine starre Momentenverteilung handelt. Zu Simulationsbeginn stehen die Räder der linken Fahrzeugseite auf trockenem ( $\lambda_{\mu,l}=1$ ) und die der rechten Seite auf nassem Asphalt ( $\lambda_{\mu,r}=0.7$ ). Im Laufe der Simulation kommt es zu einer zweimaligen Änderung des Fahrbahnbelages von Asphalt zu Schnee ( $\lambda_{\mu,l}=0.1$ ,  $\lambda_{\mu,r}=0.2$ ). Hierbei fällt der Kraftschluss  $\mu$  links auf 0.1 und rechts auf 0.2. Die gewünschte Momentenverteilung  $x_{h0}$  wird, wie bereits in Kapitel 4.1 beschrieben, heckbetont mit 0.6 gewählt und die Fahrpedalstellung liegt bei 25 %. Bei Schnee überschreitet bei diesen Werten der Radschlupf auf der linken Fahrzeugseite den Punkt mit maximalem Kraftschlussbeiwert  $\mu_{max}$ . Auf der rechten Seite wird dieser Punkt hingegen nicht überschritten. Dieser Betriebsfall ist deshalb besonders geeignet für die Betrachtung des Verhaltens bei  $\mu$ -split-Bedingungen. Die Startgeschwindigkeit des Fahrzeuges liegt, wie auch schon in den vorherigen Kapiteln, bei 2 m/s. Die übrigen Bedingungen sind ident mit jenen in Kapitel 4.1.

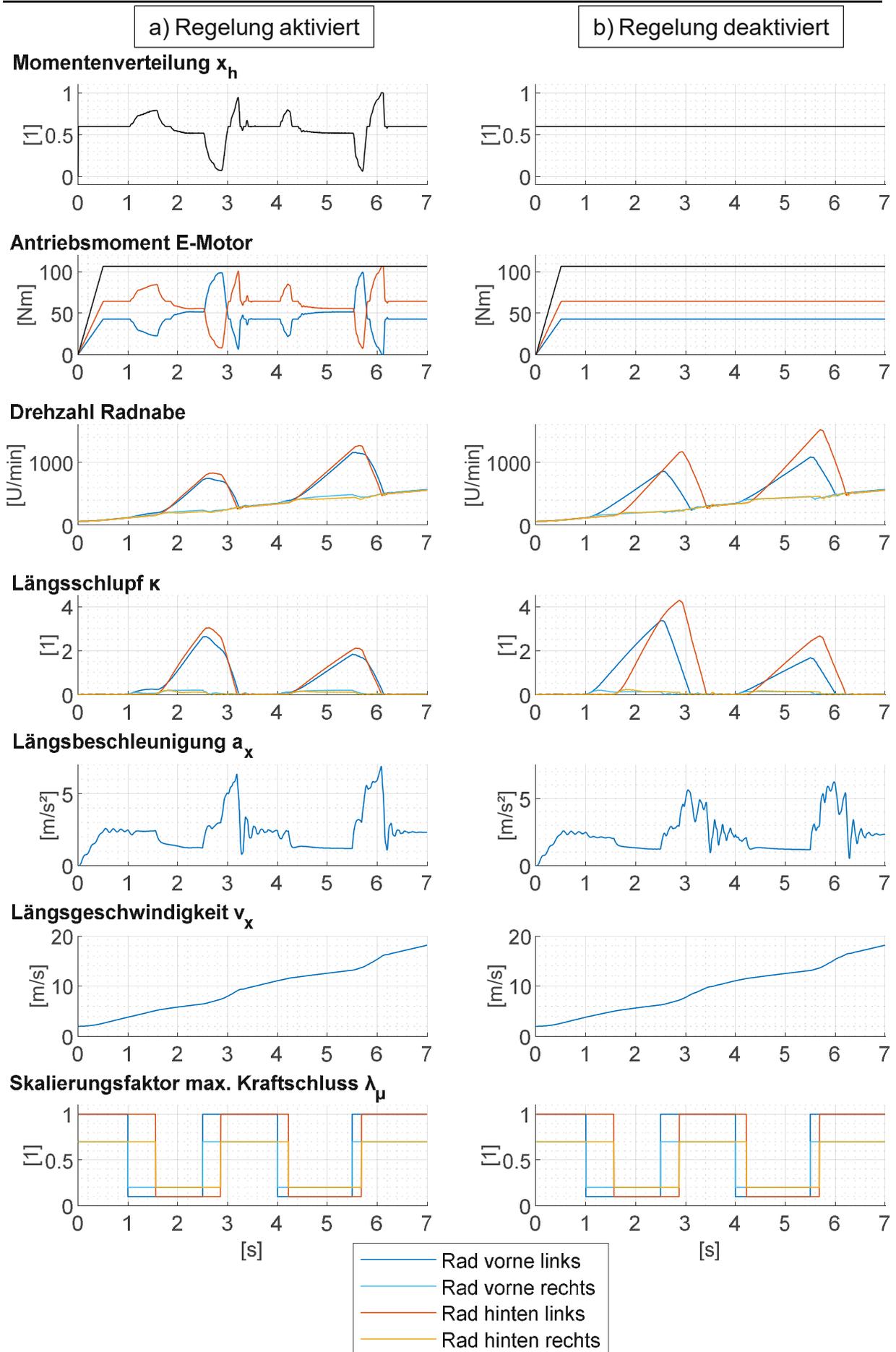


Abbildung 4-4: Regelung der Antriebsmomentenverteilung bei einer Fahrpedalstellung von 25%, elastischem Antriebsstrang und keiner aktiven Dämpfung

Sowohl mit als auch ohne Drehzahlkopplung der Achsen durch die Regelung steigt der Radschlupf an der linken Fahrzeugseite auf Schneefahrbahn in Abbildung 4-4. Dies lässt sich dadurch erklären, dass der Kraftschlussbeiwert  $\mu$  auf der linken geringer als auf der rechten Fahrzeugseite ist. Auf der linken Fahrzeugseite überschreitet er damit auch den Punkt mit maximalem Kraftschlussbeiwert  $\mu_{\max}$ . Aufgrund der offenen Differenziale an den Achsen ist keine Querregelung des Antriebsmomentes vorhanden. Dadurch kann an beiden Rädern einer Achse jeweils nur das Antriebsmoment des Rades mit dem geringsten Kraftschlussbeiwert  $\mu$  übertragen werden (siehe Kapitel 3.1). Dieses Antriebsmoment ist an den linken Reifen größer als die maximal übertragbare Umfangskraft. Dies führt dazu, dass das Seitenführungspotenzial der Reifen an der linken Fahrzeugseite abnimmt und die Raddrehzahl im Vergleich zur rechten Fahrzeugseite ansteigt. Der Regler für die Verteilung des Antriebsmomentes hält jedoch die Differenzgeschwindigkeit zwischen den Achsen  $v_{\text{diff}}$  innerhalb der vorgegebenen Grenze. Daraus folgt, dass der Differenzschlupf der linken Räder ebenfalls beschränkt bleibt. Somit ist der Radschlupf an der linken Fahrzeugseite mit Kopplung der Achsen geringer als ohne Kopplung (siehe „Umfangsschlupf  $\kappa$ “). Die Längsverteilung des Antriebsmomentes kann das Durchdrehen der Räder auf der linken Fahrzeugseite allerdings ohne Querregelung des Antriebsmomentes nicht verhindern. Ob die Drehzahl der Achsen miteinander gekoppelt sind oder nicht, ändert demnach nichts wesentliches an der Endgeschwindigkeit des Rallyecross-Fahrzeuges in der vorliegenden Simulation.

#### 4.4 Zusammenfassung der Ergebnisse

Zusammenfassend lässt sich sagen, dass es bei einer Startgeschwindigkeit von 42m/s durch die Regelung zu einer Verlagerung des Antriebsmomentes von der Hinter- zur Vorderachse kommt (siehe Abbildung 4-1 a)). Dadurch wird verhindert, dass der Umfangsschlupf an der Hinterachse den Punkt  $s_{\max}$  mit maximalem Kraftschluss  $\mu_{\max}$  überschreitet (siehe Abbildung 2-3). Somit wird neben verbesserter Traktion ein Abfall des Seitenführungspotenziales an der Hinterachse vermieden sowie der Reifenverschleiß vermindert. Die Tendenz zum Übersteuern wird dadurch ebenfalls reduziert (siehe Kapitel 2.3.3). Durch den geringeren Reifenverschleiß infolge des verminderten Umfangsschlupfes können im Renneinsatz weichere Reifen gewählt und somit die Traktion weiter verbessert werden (siehe Kapitel 2.3.1). Die Längsverteilung des Antriebsmomentes, abhängig von der gewünschten Momentenverteilung und dem Kraftschlussbeiwert  $\mu$ , kann erst bei einem entsprechend hohen Antriebsmoment einen Traktionsvorteil ermöglichen (siehe Kapitel 2.3.2) und das Fahrverhalten beeinflussen (siehe Kapitel 2.3.3). Abbildung 4-1 bestätigt, wie in der Literatur [3] beschrieben, dieses Verhalten bei einer Startgeschwindigkeit von 2m/s. Aufgrund des geringen Antriebsmomentes überschreitet der Umfangsschlupf der Reifen den Punkt mit maximalem Kraftschlussbeiwert  $\mu_{\max}$  dabei nicht. Die Differenzgeschwindigkeit  $v_{\text{diff}}$  bleibt deshalb ebenfalls innerhalb der Grenzen der Regelschwelle. Das bedeutet, dass der

Regler die Antriebsmomentenverteilung nicht verändert. Das Ergebnis ist in diesem Fall somit identisch mit dem einer starren Momentenverteilung. Abbildung 4-2 zeigt den entgegengesetzten Fall einer Verlagerung des Antriebsmomentes von der Vorder- zur Hinterachse. Es folgt ebenfalls eine verbesserte Traktion und eine Optimierung des Seitenführungspotenziales an der Vorderachse sowie verminderter Reifenverschleiß. Die Tendenz zum Untersteuern wird dadurch reduziert und die Lenkbarkeit bleibt erhalten. Vergleicht man Abbildung 4-3 b) und Abbildung 4-3 c) miteinander, ist zu sehen, dass die Drehmomentspitzen an der Radnabe der Hinterachse bei Einsatz der Regelung der Momentenverteilung geringer als bei einer starren Verteilung des Antriebsmomentes sind. Daraus folgt eine geringere mechanische Belastung der Bauteile des Antriebsstranges und somit ein verringerter Verschleiß. Die Kompatibilität des Reglers für die Verteilung des Antriebsmomentes mit einer aktiven Dämpfung des Antriebsstranges nach Kapitel 3.6 zeigt Abbildung 4-3 a). Durch den Einsatz der aktiven Dämpfung werden die Amplituden und die Abklingzeiten der Torsionsschwingungen reduziert. Dadurch wird das „Fahrzeugruckeln“ vermindert und es folgt ein verbesserter Komfort des Fahrzeuges. Außerdem ergibt sich auch dadurch wieder eine geringere mechanische Belastung der Bauteile der Antriebsstranges und somit ein verringerter Verschleiß.

Aus Abbildung 4-4 folgt, dass bei  $\mu$ -Split-Bedingungen auf der Fahrbahn die Längsverteilung des Antriebsmomentes ohne „torque vectoring“ quer zur Achse keine ausschlaggebenden Traktionsvorteile bietet. Die Ursache hierfür ist, dass die Antriebsmomentenregelung die Differenzgeschwindigkeit zwischen den Achsen  $v_{diff}$  innerhalb der vorgegebenen Grenzen hält, jedoch die Differenzgeschwindigkeit zwischen den Rädern einer Achse unberücksichtigt bleibt. Dadurch kommt es zum Durchdrehen eines Rades der jeweiligen Achse. Somit wird aufgrund der offenen Differenziale die Traktion durch die geringe übertragbare Umfangskraft der Durchdrehenden Räder an den beiden Achsen bestimmt. Jedoch wird durch die Regelung der Antriebsmomentenverteilung in Längsrichtung die Geschwindigkeitsdifferenz zwischen den Achsen  $v_{diff}$  – und daraus folgend die Differenz des Umfangsschlupfes zwischen linkem bzw. rechtem Vorder- und Hinterrad – begrenzt. Dies führt zu einem verminderten Reifenverschleiß.

## 5 Zusammenfassung und Ausblick

Ziel dieser Arbeit war die Verbesserung des Handlings und der Traktion eines elektrischen Rallye-Cross Fahrzeuges mithilfe einer Regelung für die Längsverteilung des Antriebsmomentes. Dafür wurde das Antriebsmoment entsprechend der Fahrsituation zwischen der Vorder- und Hinterachse verteilt. Das Konzept der Regelung in dieser Arbeit gibt dem/der Fahrer\*in die Möglichkeit, die gewünschte Antriebsmomentenverteilung, sowie das Antriebsmoment (Fahrpedalstellung), selbst zu wählen (siehe Kapitel 3). Im Gegensatz zu bisherigen Traktionsregelungen im

Rallyesport reduziert der Regler das vorgegebene Antriebsmoment nicht durch die Begrenzung der Drehzahl (siehe Kapitel 2.4). Das hat den Vorteil, dass der/die Fahrer\*in die Kontrolle über das Antriebsmoment hat und dadurch die gewünschten Fahrmanöver entsprechend ausführen kann. Eine Rücknahme des Antriebsmomentes ist erst notwendig, wenn der Umfangsschlupf an beiden Achsen den Punkt  $s_{\max}$  (siehe Abbildung 2-3) mit maximalem Kraftschluss  $\mu_{\max}$  überschreitet und durch den daraus folgenden Drehzahlanstieg die Maximaldrehzahl der jeweiligen Achse erreicht wird. Dadurch ergibt sich ein weiterer Vorteil der Regelung: Die Antriebsleistung der jeweiligen Achse muss im Vergleich mit einer konventionellen Traktionsregelung nicht bzw. später durch die Drehzahlbegrenzung reduziert werden (siehe Kapitel 4.1). Somit kann über einen längeren Zeitraum die gewünschte Antriebsleistung abgegeben werden. Die Wahl der gewünschten Momentenverteilung in Längsrichtung ermöglicht dem Piloten das Fahrverhalten des Fahrzeuges seinen Vorgaben sowie den Streckenbedingungen entsprechend anzupassen.

Kommt es im Fahrbetrieb dazu, dass die Geschwindigkeitsdifferenz zwischen den Achsen  $v_{\text{diff}}$  die in Kapitel 3.3 vorgegebenen Grenzen verlässt, verändert der Regler die Verteilung der Antriebsmomente in Längsrichtung entsprechend. Regelziel ist hierbei die geforderte Geschwindigkeitdifferenz  $v_{\text{diff}}^*$  einzuhalten (siehe Kapitel 3.2).

Die Ergebnisse der vorliegenden Arbeit zeigen, dass der Regler im Vergleich zu einer konstanten Momentenverteilung große Unterschiede in den Raddrehzahlen verhindert (z.B. bei wechselnden Fahrbahnoberflächen). Daraus folgt eine verbesserte Traktionseffizienz und somit eine höhere Beschleunigung und Endgeschwindigkeit des Fahrzeuges. Erhöhter Laufflächenverschleiß der Reifen wird vermieden und der starke Abfall des Seitenführungspotentials der jeweiligen Achsen verhindert (siehe Kapitel 2.4). Fügt man dem Modell des Antriebsstranges Elastizitäten und Dämpfungen der Reifen sowie der Antriebswellen hinzu, zeigt Kapitel 4.2, dass die Regelung der Antriebsmomentenverteilung auch unter diesen Bedingungen robust arbeitet. Die durch Sprünge des Antriebsmomentes und durch den Wechsel der Fahrbahnoberfläche entstehende Torsionsschwingungen innerhalb des Antriebsstranges führen zu keiner negativen Beeinflussung des Regelkreises. Die Auswirkungen der Torsionsschwingungen auf die Motordrehzahl wird durch das Trägheitsmoment der Motor-Getriebeeinheit ausreichend reduziert, bevor diese zur Berechnung der Regeldifferenz (siehe Kapitel 3.2) eingesetzt wird. Drehmomentspitzen infolge der Torsionsschwingungen werden durch die Regelung der Antriebsmomentenverteilung verringert.

Betrachtet man  $\mu$ -Split-Bedingungen auf der Fahrbahn zeigt sich, dass die Längsverteilung des Antriebsmomentes ohne Querregelung im Allgemeinen keine ausschlaggebenden Traktionsvorteile bietet. Die Regelung der Antriebsmomentenverteilung in Längsrichtung kann oftmals nicht verhindern, dass die Räder auf der Fahrzeugseite mit der geringsten Traktion bei entsprechenden

Bedingungen durchdrehen. Es wird jedoch die Geschwindigkeitdifferenz zwischen den Achsen  $v_{\text{diff}}$  und daraus folgend die Differenz des Umfangsschlupfes zwischen linkem bzw. rechtem Vorder- und Hinterrad begrenzt. Daraus folgt ein verminderter Reifenverschleiß. Um jedoch das volle Potenzial der in dieser Arbeit entworfenen Längsverteilung nutzen und ein Durchdrehen der Räder verhindern zu können, wäre eine zusätzlich Querregelung des Antriebsmomentes sinnvoll.

Zusammenfassend lassen sich folgende Vorteile der in dieser Arbeit entworfenen Längsverteilung des Antriebsmomentes gegenüber einer starren Momentenverteilung feststellen: Die Regelung begrenzt die Differenz der mittleren fiktiven Radgeschwindigkeiten zwischen den Achsen  $v_{\text{diff}}$ . Dadurch wird der Hochlauf der Räder einer einzelnen Achse verhindert und es ergeben sich durch optimierte Traktion Beschleunigungsvorteile. Ein Abfall des Seitenführungspotenziales und ein erhöhter Laufflächenverschleiß der Reifen wird dadurch ebenfalls verhindert. Bei  $\mu$ -split-Bedingungen der Fahrbahn wäre jedoch zusätzlich eine Querregelung des Antriebsmomentes notwendig, um diese Vorteile zu ermöglichen. Im Allgemeinen werden die Amplituden und die Abklingzeit der Torsionsschwingungen des Antriebsstranges durch die Regelung reduziert. Daraus folgt verbesserter Komfort des Fahrzeuges sowie verminderter Verschleiß der Bauteile des Antriebsstranges. Die Regelung ist kompatibel mit einer aktiven Dämpfung des Antriebsstranges. Mit einer solchen Dämpfung lassen sich der Fahrzeugkomfort verbessern und den Verschleiß der Bauteile des Antriebsstranges weiter verringern. Im Gegensatz zu einer klassischen Traktionsregelung wird das durch die Fahrpedalstellung vorgegebene Antriebsmoment nicht reduziert. Dies ermöglicht es dem/der Fahrer\*in die angestrebten Fahrmanöver, vor allem in Hinblick auf den Rallye-Cross Sport, entsprechend auszuführen. Die gewünschte Antriebsmomentenverteilung kann der/die Fahrer\*in frei wählen und somit das Fahrverhalten des Fahrzeuges seinen/ihren Wünschen und denen der Strecke anpassen.

Die Funktion und Robustheit der in dieser Arbeit entworfenen Regelung wurde durch längsdynamische Simulationen überprüft. Diese Simulationen stellen jedoch eine Vereinfachung der realen Verhältnisse dar. Die Regelung müsste daher in Zukunft an einem Fahrzeug bei realen Bedingungen getestet werden. Dabei wäre es sinnvoll zunächst querdynamische Aspekte anhand einer Simulation zu überprüfen. Somit kann das Kurvenverhalten des Fahrzeuges bei Einsatz der Regelung im Vorfeld analysiert und bewertet werden. Um auch unter  $\mu$ -Split-Bedingungen die Traktion und das Handling zu verbessern, sollte zusätzlich eine Querregelung des Antriebsmomentes für zukünftige Betrachtungen hinzugefügt werden. Abschließend stellt die Interaktion der Regelung mit dem/der Fahrer\*in einen noch zu untersuchenden Punkt dar. Dies kann beispielsweise durch eine Simulation, die die Modellierung des/der Fahrers\*in beinhaltet, oder durch reale Testfahrten erfolgen.

## Literaturverzeichnis

- [1] Tschöke, H.; Gutzmer, P.; Pfund, T.: Elektrifizierung des Antriebsstrangs: Grundlagen - vom Mikro-Hybrid zum vollelektrischen Antrieb. Berlin: Springer-Verlag GmbH Deutschland, ISBN: 978-3-662-60355-0, 2019.
- [2] Trzesniowski, M.: Handbuch Rennwagentechnik (Gesamtfahrzeug, Bd. 2). Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH, ISBN: 978-3-658-26695-0, 2019.
- [3] Trzesniowski, M.: Handbuch Rennwagentechnik (Antrieb, Bd. 3). Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH, ISBN: 978-3-658-26697-4, 2019.
- [4] FIA: Website: [www.fia.com](http://www.fia.com), [Online] <https://www.fia.com/events/world-rallycross-championship/season-2021/world-rallycross-championship>, Zugriff am 17.08.2021.
- [5] Stohl-Racing: Website: [www.stohl-racing.com](http://www.stohl-racing.com), [Online] <http://www.stohl-racing.com/news.php?lang=D&nid=178>, Zugriff am 18.08.2021.
- [6] Pischinger, S.; Seiffert, U.: Vieweg Handbuch Kraftfahrzeugtechnik. Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH, ISBN: 978-3-658-25556-5, 2021.
- [7] Ersoy, M.; Gies, S.: Fahrwerkhandbuch : Grundlagen, Fahrdynamik, Fahrverhalten, Komponenten, Elektronische Systeme, Fahrerassistenz, Autonomes Fahren, Perspektiven. Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH, ISBN: 978-3-658-15467-7, 2017.
- [8] Doppelbauer, M.: Grundlagen der Elektromobilität: Technik, Praxis, Energie und Umwelt. Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH, ISBN: 978-3-658-29729-9, 2020.
- [9] Naunheimer, H.; Bertsche, B.; Ryborz, J.; Novak, W.; Fietkau, P.; Gretzinger, Y.: Fahrzeuggetriebe: Grundlagen, Auswahl, Auslegung und Konstruktion. Berlin: Springer-Verlag Berlin Heidelberg, ISBN: 978-3-662-58882-6, 2019.
- [10] Schramm, D.; Hiller, M.; Bardini, R.: Modellbildung und Simulation der Dynamik von Kraftfahrzeugen. Berlin: Springer-Verlag Berlin Heidelberg, ISBN: 978-3-662-54480-8, 2018.
- [11] Pacejka, H. B.: Tire and vehicle dynamics. Oxford: Elsevier, ISBN: 978-0-08-097016-5, 2012.
- [12] Pfeffer, P.: Lenkungshandbuch : Lenksysteme, Lenkgefühl, Fahrdynamik von Kraftfahrzeugen. Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden, ISBN: 978-3-658-00976-2, 2013.
- [13] Senatore, C.; Sandu, C.: Torque distribution influence on tractive efficiency and mobility of off-road wheeled vehicles. Journal of Terramechanics, 2011, Jahrgang 48, Seite 372-383.
- [14] Lugner, P.: Theoretische Grenzen und Möglichkeiten der Fahrdynamik von Pkw mit Allradantrieb. VDI Verlag, Reihe 12, Bd. 81, Düsseldorf 1986

- [15] Greger, M.: Auswirkungen einer variablen Momentenverteilung auf die Fahrdynamik. Dissertation am Institut für Maschinen- und Fahrzeugtechnik der TU München, 2006
- [16] Mitschke, M.; Wallentowitz, H.: Dynamik der Kraftfahrzeuge. Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden, ISBN: 978-3-658-05067-2, 2014.
- [17] Wong, J. Y.: Theory of ground vehicles. New York: John Wiley & Sons, ISBN: 0-471-35461-9, 2001.
- [18] Berriri, M.; Chevrel, P.; Lefebvre, D.: Active damping of automotive powertrain oscillations by a partial torque compensator. Control Engineering Practice, 2008, Jahrgang 16, Seite 874-883.
- [19] Walker, P. D.; Zhang, N.: Active damping of transient vibration in dual clutch transmission equipped powertrains: A comparison of conventional and hybrid electric vehicles. Mechanism and Machine Theory, 2014, Jahrgang 77, Seite 1-12.
- [20] Tan, J.; Gao, F.; Xiang, C.: Advances in Mechanical Design. International Conference on Mechanical Design, Singapur 2017
- [21] Song, Z.; Li, J.; Shuai, Z.; Xu, L.; Ouyang, M.: Fuzzy logic torque control system in four-wheel-drive electric vehicles for active damping vibration control. International Journal of Vehicle Design, 2015, Jahrgang 68, Seite 55-80.
- [22] Lv, C.; Zhang, J.; Li, Y.; Yuan, Y.: Mode-switching-based active control of a powertrain system with non-linear backlash and flexibility for an electric vehicle during regenerative deceleration. Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 2015, Jahrgang 229, Seite 1429-1442.
- [23] Böcker, J.; Amann, N.; Schulz, B.: Active Suppression of Torsional Oscillations. IFAC Mechatronic Systems, 2004, Jahrgang 37, Seite 319-324.
- [24] Gotting, G.; Doncker, R. W. D.: Active drive control of electric vehicles using a modal state observer. 35th Annual IEEE Power Electronics Specialists Conference, Aachen 2004
- [25] Zeller, P.: Handbuch Fahrzeugakustik: Grundlagen, Auslegung, Berechnung, Versuch. Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH, ISBN: 978-3-658-18519-0, 2018.
- [26] Galvagno, E.; Morina, D.; Sorniotti, A.; Velardocchia, M.: Drivability analysis of through-the-road-parallel hybrid vehicles. Meccanica, 2013, Jahrgang 48, Seite 351-366.
- [27] Fan, J.: Theoretische und experimentelle Untersuchungen zu Längsschwingungen von Pkw (Ruckeln). Dissertation an der Technischen Universität Braunschweig, 1994
- [28] Rodríguez, J. M.; Meneses, R.; Orús, J.: Active Vibration Control for Electric Vehicle Compliant Drivetrains. 39th Annual Conference of the IEEE Industrial Electronics Society, Wien, 2013

- [29] Zhao, S.; Gao, Z.: An active disturbance rejection based approach to vibration suppression in two-inertia systems. *Asian Journal of Control*, 2013, Jahrgang 15, Seite 350-362.
- [30] Ellis, G.: *Control system design guide: using your computer to understand and diagnose feedback controllers*. Oxford: Elsevier, ISBN: 978-0-1238-5920-4, 2012.
- [31] Orús, J.; Theunissen, J.; Meneses, R.; Rodríguez-Fortún, J.: Active vibration control for torsional oscillations in powertrains for fully electric vehicles. *Vehicle Dynamics Control for Fully Electric Vehicles – Outcomes of the European Project E-VECTOORC*, 2014
- [32] Koch, A.; Schulz, L.; Jakstas, G.; Falkenstein, J.: Untersuchung und Optimierung des Einflusses von niedrig auflösenden Rotorlagegebern auf die Fahrbarkeitsfunktionen elektrifizierter Fahrzeugantriebssysteme mittels eines Hardware-in-the-Loop-Prüfstands. *Forschung im Ingenieurwesen*, 2020, Jahrgang 84, Seite 191-204.
- [33] Ruiz Diez, D.; Velenis, E.; Tavernini, D.; Smith, E. N.; Siampis, E.; Soltani, A.: Front/Rear Axle Torque Vectoring Control for Electric Vehicles. *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, 2019, Jahrgang 141, Seite 1-12.
- [34] Kirchner, E.: *Leistungsübertragung in Fahrzeuggetrieben : Grundlagen der Auslegung, Entwicklung und Validierung von Fahrzeuggetrieben und deren Komponenten*. Berlin, Heidelberg: Springer-Verlag Berlin Heidelberg, ISBN: 978-3-540-35288-4, 2007.
- [35] Mathworks: Website: [www.mathworks.com](http://www.mathworks.com), [Online] <https://www.mathworks.com/help/vdynblks/ref/pendifferential.html>, Zugriff am 16.07.2021.
- [36] Mathworks: Website: [www.mathworks.com](http://www.mathworks.com), [Online] <https://www.mathworks.com/help/vdynblks/ref/torsionalcompliance.html>, Zugriff am 19.07.2021.
- [37] Zegelaar, P. W. A.; Pacejka, H. B.: Dynamic Tyre Responses to Brake Torque Variations. *Vehicle System Dynamics*, 1997, Jahrgang 27, Seite 65-79.
- [38] Brankovic, A.; Berretta, D.; Formentin, S.; Corno, M.; Savaresi, S. M.: Modeling and speed limitation control of an electric kick scooter. *European Control Conference, Linz 2015*
- [39] Lukasiwycz, M.; Glaß, M.; Teich, J.; Milbredt, P.: FlexRay Schedule Optimization of the Static Segment. *7th IEEE/ACM international conference on Hardware/software codesign and system synthesis*, 2009
- [40] Berwanger, J.; Peteratzinger, M.; Schedl, A.: Flexray startet durch - FlexRay Bordnetz für Fahrdynamik und Fahrerassistenzsysteme. *Elektronik automotive: Sonderausgabe 7er BMW*, 2008

- [41] Bauer, M.; Graf, C.; Wein, M.; Strasser, S.; Schwarz, R.; Audi-AG: quattro with e-tron Technology – Electric All-Wheel Drive System with Wheel Selective Torque Control. 27th Aachen Colloquium Automobile and Engine Technology, Aachen 2018
- [42] Van Putten, S.: Eine hybride Methode zur objektiven Beschreibung von Reifencharakteristika. Dissertation am Institut für Automobiltechnik der TU Dresden, 2017
- [43] Wassertheurer, B.: Reifenmodellierung für die Fahrdynamiksimulation auf Schnee, Eis und nasser Fahrbahn. Dissertation am Institut für Fahrzeugsystemtechnik des Karlsruher Instituts für Technologie, 2019
- [44] Bechtloff, J. P.: Schätzung des Schwimmwinkels und fahrdynamischer Parameter zur Verbesserung modellbasierter Fahrdynamikregelungen. VDI Verlag, Reihe 12, Bd. 809, Düsseldorf 2018
- [45] Red Bull: Website: [www.redbull.com](http://www.redbull.com), [Online] <https://www.redbull.com/int-en/top-motorsports-cars-find-the-differences>, Zugriff am 18.03.2022.
- [46] Lunze, P. D. J.: Regelungstechnik 1: Systemtheoretische Grundlagen, Analyse und Entwurf einschleifiger Regelungen. Berlin: Springer-Verlag GmbH Deutschland, ISBN: 978-3-662-60745-9, 2020.
- [47] Tröster, F.: Regelungs- und Steuerungstechnik für Ingenieure. Berlin/Boston: Walter de Gruyter GmbH, ISBN: 9783110411140, 2015.
- [48] Keviczky, L.; Bars, R.; Hetthéssy, J.; Bányász, C.: Control Engineering. Singapur: Springer Nature Singapur, ISBN: 978-981-10-8296-2, 2019.
- [49] Keviczky, L.; Bars, R.; Hetthéssy, J.; Bányász, C.: Control Engineering: MATLAB Exercises. Singapur: Springer Nature Singapur, ISBN: 978-981-10-8320-4, 2019.
- [50] Vantsevich, V. V.; Gray, J. P.: Relaxation length review and time constant analysis for agile tire dynamics control. ASME International Design Engineering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference, Boston 2015
- [51] Guzzomi, A. L.; Sharman, A.; Stone, B. J.: Some torsional stiffness and damping characteristics of a small pneumatic tyre and the implications for powertrain dynamics. Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 2009
- [52] Hrycej, T.: Robuste Regelung: Ein Leitfaden für sicherheitskritische Anwendungen. Berlin: Springer-Verlag GmbH Deutschland, ISBN: 978-3-662-54167-8, 2018.
- [53] Roth, J.: Untersuchungen zur Kraftübertragung zwischen Pkw-Reifen und Fahrbahn unter besonderer Berücksichtigung der Kraftschlußerkennung im rotierenden Rad. VDI-Verlag, Düsseldorf 1993

- [54] Pegel, S.; Engell, S.: Design of PID Controllers via Frequency Response Approximation. IFAC Digital Control: Past, Present and Future of PID Control, Terrassa 2000
- [55] Mathworks: Website: [www.mathworks.com](http://www.mathworks.com), [Online] <https://www.mathworks.com/help/slcontrol/ug/frequency-response-based-tuning-basics.html>, Zugriff am 02.07.2021.
- [56] Zacher, S.: Regelungstechnik für Ingenieure : Analyse, Simulation und Entwurf von Regelkreisen. Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH, ISBN: 978-3-658-17631-0, 2017.