



# 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 Gutachtung in irgendeiner Form als Prüfungsarbeit vorgelegt. Diese Arbeit stimmt mit der von den Begutachterinnen/Begutachtern beurteilten Arbeit überein.

Weiters nehme ich zur Kenntnis, dass ich zur Drucklegung meiner Arbeit unter der Bezeichnung

## **Diplomarbeit**

nur mit Bewilligung der Prüfungskommission berechtigt bin.

Wien, am 19. August 2022

.....

(Philipp Gratzner)

# Danksagung

An dieser Stelle möchte ich bei allen Personen bedanken, die mich während der Erstellung meiner Arbeit unterstützt haben. Zu allererst gilt mein Dank meinen beiden Betreuern, Herrn Univ.Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Johannes Edelmann und Herrn Ao.Univ.Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Manfred Plöchl, die mich oft durch fachliche Gespräche, sowie auch motivierende Worte unterstützt haben. Sie haben es mir außerdem ermöglicht, dieses äußerst spannende Diplomarbeitsthema zu bearbeiten. Mein Dank gebührt natürlich auch allen anderen Mitarbeitern des Instituts für Mechanik und Mechatronik der TU Wien, die während der Testfahrten als Fahrer zur Verfügung standen.

Ich möchte mich auch bei allen Menschen bedanken, durch die es für mich möglich war, mein Studium zu absolvieren. Ein riesengroßes Dankeschön daher an meine beiden Eltern und an meine gesamte Familie, die mir diesen Lebensweg nicht nur ermöglicht haben, sondern mir auch währenddessen immer zur Seite gestanden sind. Ein großer Dank gilt auch meiner Freundin, die mich während meines Studiums stets unterstützt hat.

# Kurzfassung

Die Fahrzeugentwicklungen der letzten Jahre zeigen eine deutliche Tendenz zu Neuerungen, die sich nicht nur auf äußere, augenscheinliche Änderungen zwischen Baureihen beschränken. Die Hersteller erwarten sich durch die Einführung von neuen Technologien eine Verbesserung des Gesamtkonzeptes 'Fahrzeug'. Grund dafür ist sicher nicht zuletzt die seit diesem Jahrtausend sinkende Zahl an Neuzulassungen, welche dabei einen noch viel höher werdenden Innovationsdruck bei den Fahrzeugherstellern und deren Zulieferern bewirkt. In dieser Arbeit soll der Fokus auf Teilsystemen liegen, die durch die gezielte Beeinflussung der Querdynamik auf das Stabilitätsverhalten des Fahrzeugs Einfluss nehmen. Die Interaktion zwischen jenen Systemen und dem Fahrer ist ein wichtiges Thema derzeitiger Forschungen. Diese Tatsache macht die Kenntnis über die Lenkaufgabe des Fahrers und dessen Verhalten dieser Aufgabe gegenüber essenziell. In dieser Arbeit soll für die Anwendung in extremen Fahrsituationen passende Modelle für Fahrer, Fahrzeug und Reifen verwendet und verifiziert werden. Als Test wurde der Kickplattentest auf nasser Fahrbahn gewählt, bei der die Hinterachse des gerade aus fahrenden Fahrzeugs lateral verschoben wird um so eine Störung auf das System Fahrer und Fahrzeug aufzubringen. Auf die Abweichungen der Reaktionen von Fahrern mit unterschiedlichen Wissensständen und Erfahrungen soll dabei eingegangen werden. Der Versuch soll mithilfe der Modelle nachgestellt und simuliert werden, was eine anschließende Darstellung und Auswertung der Verbesserungspotentiale durch aktive Sicherheitssysteme ermöglicht.

# Abstract

Vehicle developments in recent years show a clear tendency toward innovations that are not limited to external, apparent changes between model series. Manufacturers expect the introduction of new technologies to improve the overall concept of the vehicle. The reason for this is certainly not least the decreasing number of new registrations since this millennium, which causes a much higher innovation pressure on the vehicle manufacturers and their suppliers. In this thesis, the focus will be on subsystems that influence a number of criteria by specifically influencing the lateral dynamics of the vehicle. The interaction between those systems and the driver is an important topic of current research. This fact makes knowledge about the driver's steering task and his behavior towards this task essential. In the literature many approaches are presented which are good approximations. In this work, suitable models for driver, vehicle and tires will be used and verified for the application in extreme driving situations. As a test the kick plate test on a wet road was chosen, where the rear axle of the vehicle driving straight out is shifted laterally to apply a disturbance to the driver and vehicle system. The variations in the reactions of drivers with different levels of knowledge and experience will be addressed. The test is to be simulated with the help of the models, which will enable a subsequent presentation and evaluation of the potential for improvement through active safety systems.

# Abkürzungen

## Griechische Buchstaben

$\alpha$	...	Schräglaufwinkel
$\beta$	...	Schwimmwinkel
$\beta_0$	...	Grundschwimmwinkel
$\gamma$	...	Sturzwinkel
$\Delta\delta$	...	Korrekturlenkwinkel
$\Delta\beta$	...	Differenzschwimmwinkel
$\delta_A$	...	Ackermann Lenkwinkel
$\delta_H$	...	Lenkradwinkel
$\epsilon_{max}$	...	Maximale Dehnung
$\kappa$	...	Schlupfmaß
$\mu$	...	Kraftschlussbeiwert
$\psi$	...	Gierwinkel
$\omega$	...	Winkelgeschwindigkeit
$\rho$	...	Radius des einhüllenden Bahnkurvenkreises
$\theta$	...	Maß für den Kraftschluss
$\tau$	...	Anströmwinkel

---

## Lateinische Buchstaben

$a$	...	Halbe Kontaktflächenlänge des Reifens
$a_{x,y}$	...	Längs-/Querbeschleunigung
$a_n$	...	Normalbeschleunigung
$a_t$	...	Tangentialbeschleunigung
$C_i$	...	Schräglaufsteifigkeit
$d$	...	Halbe Spurweite
$F$	...	Kraft
$g$	...	Erdbeschleunigung
$G$	...	Übertragungsfunktion
$I_Z$	...	Massenträgheitsmoment
$\mathbf{I}$	...	Einheitsmatrix
$i_L$	...	Mittlere Lenkübersetzung
$k_{b,z}$	...	Biege-/Zugdrucksteifigkeit der Borsten
$l$	...	Radstand
$l_{F,R}$	...	Vorderer/Hinterer Schwerpunktabstand
$M$	...	Moment
$m$	...	Masse des Fahrzeugs
$q_z$	...	Vertikalkraft pro Längeneinheit
$r_0$	...	Statischer Reifenhalmmesser
$s_{x,y}$	...	Längs-/Querschlupf
$W_L$	...	Luftwiderstand
$W_y$	...	Luftquerkraft
$M_L$	...	Luftmoment
$w_{a,q}$	...	Windgeschwindigkeiten

---

ABS	...	Antiblockiersystem
ACC	...	Adaptive Cruise Control
ADAS	...	Advanced Driver Assistance Systems
ARS	...	Active Roll Stabilization
ASS	...	Active Suspension System
BEV	...	Battery Electric Vehicle
CAN	...	Controller Area Network
CG	...	Center of Gravity
ESM	...	Einspurmodell
ESP	...	Elektronisches Stabilitätsprogramm
FAS	...	Fahrerassistenzsystem
HAL	...	Hinterachslenkung
ICE	...	Internal Combustion Engine
IMC	...	Internal Model Control
LMS	...	Least Mean Square
LMR	...	Linear Quadratic Regulator
MP	...	Momentalpol
OEM	...	Original Equipment Manufacturer
PT1	...	Übertragungsglied 1. Ordnung
RMSE	...	Root Mean Square Error
SMC	...	Sliding Mode Control
TV	...	Torque Vectoring

# Inhaltsverzeichnis

<b>1</b>	<b>Einleitung</b>	<b>1</b>
<b>2</b>	<b>Modellbildung</b>	<b>3</b>
2.1	Fahrzeugmodelle . . . . .	4
2.1.1	Zweiradmodell . . . . .	5
2.1.2	Stationäre Kreisfahrt . . . . .	11
2.1.3	Erweitertes Zweiradmodell . . . . .	13
2.1.4	Prädiktion . . . . .	14
2.2	Das Brush Tire Modell als Reifenmodell . . . . .	15
2.2.1	Reifendynamik . . . . .	17
2.2.2	Kombinierte Reifenkräfte . . . . .	19
2.3	Fahrer . . . . .	20
2.3.1	Antizipatorische Steuerung . . . . .	21
2.3.2	Kompensatorische Regelung . . . . .	22
2.3.3	Cross-Over Modell . . . . .	23
<b>3</b>	<b>Stabilitätsanalyse</b>	<b>24</b>
3.1	Stabilitätsverhalten des Fahrzeugs . . . . .	24
3.2	Stabilitätsverhalten mit Fahrer . . . . .	26
3.2.1	Reglerparameterbestimmung des linearen Fahrers . . . . .	26
<b>4</b>	<b>Messungen</b>	<b>31</b>
4.1	Die Messtechnik . . . . .	32
4.1.1	Optischer Geschwindigkeitssensor CORREVIT . . . . .	32

4.1.2	Die Kreiselplattform ADMA/OxTS . . . . .	33
4.1.3	Fahrzeuginterner CAN-Bus . . . . .	33
4.2	Umrechnung der Messgrößen in den Schwerpunkt . . . . .	35
4.3	Testfahrzeug . . . . .	36
<b>5</b>	<b>Mess- und Simulationsergebnisse</b>	<b>39</b>
5.1	Vergleich der Querbeschleunigung . . . . .	41
5.2	Vergleich des Gierwinkels und seiner Geschwindigkeit . . . . .	43
5.3	Vergleich der Kursabweichung . . . . .	46
5.4	Vergleich des Schwimmwinkels . . . . .	48
5.5	Vergleich des Lenkwinkels und seiner Geschwindigkeit . . . . .	51
5.5.1	Diskussion . . . . .	55
<b>6</b>	<b>Simulation</b>	<b>56</b>
6.1	Positionsberechnung . . . . .	57
6.2	Die Schleuderplatte . . . . .	58
<b>7</b>	<b>Maßnahmen zur Verbesserung der Stabilität</b>	<b>60</b>
7.1	Überblick . . . . .	60
7.2	Regelungsstrategie . . . . .	61
7.2.1	Controllereingänge . . . . .	61
7.2.2	Controllerausgänge . . . . .	62
7.3	High-Level Controller . . . . .	62
7.3.1	Feedforward Anteil . . . . .	64
7.3.2	Feedback Anteil . . . . .	65
7.3.3	Schwimmwinkel-Korrektur . . . . .	65
7.4	Aktive Hinterachslenkung . . . . .	65
7.5	Torque Vectoring . . . . .	66
7.6	Vergleich der Eingriffe . . . . .	67
<b>8</b>	<b>Zusammenfassung</b>	<b>69</b>

**A Anhang****73**

# Einleitung

Die Entwicklung moderner Fahrzeuge hat im letzten Jahrzehnt eine deutliche Zunahme von verbauten Aktuatoren erfahren. Gründe dafür sind die damit erhöhbar passive und aktive Sicherheit des Fahrzeugs, sowie auch der erhöhte Komfort und das verbesserte Fahrverhalten der Fahrzeuge. Da auch der Trend in Richtung autonomes Fahren geht, werden immer mehr Wege für den aktiven Eingriff der Onboard-Elektronik in das Fahrgeschehen und die Fahrdynamik, vor allem in Form von Fahrerassistenzsystemen (FAS) ermöglicht. Dabei kann es, je nach Fahrsituation, verschiedene Ansteuerungsstrategien geben, die die Fahrsicherheit unterschiedlich gut beeinflussen.

Aus dem Zusammenhang und der Interaktion zwischen dem Zustand des Fahrzeugs und seiner Umgebung entstehen eine Vielzahl an Aufgaben, die der Lenker bewältigen muss. Schwierigkeiten bei diesen Aufgaben können dabei durch das Zusammenspiel mit anderen Verkehrsteilnehmern oder auch durch das Erreichen von physikalischen Grenzen des Fahrzeugs auftreten. Die Fahraufgaben können dabei vom reinen Steuern und Navigieren zum erwünschten Ziel bis hin zur Stabilisierung des Fahrzeugs reichen [14]. Um den Fahrer bei diesen Aufgaben zu unterstützen, werden Fahrzeuge mit immer komplexer werdenden technischen Systemen ausgerüstet.

Fokussiert man sich auf Teilsysteme der Stabilisierungsebene wird schnell klar, dass Fahrdynamiksysteme, wie das Antiblockiersystem (ABS) oder das Elektronische Stabilitätsprogramm (ESP) bereits sehr erfolgreich in den Markt eingeführt wurden und mittlerweile zum Standard geworden sind. Sie tragen mittlerweile schon seit einigen Jahren enorm zur aktiven Sicherheit im Straßenverkehr bei. Bei der Auslegung solcher Systeme ist die Wech-

selwirkung mit dem Fahrer von größter Bedeutung.

Um nun das dynamische Verhalten von Fahrzeugen oder einzelner Systembestandteile von Fahrzeugen zu analysieren, werden in der Praxis der Fahrzeugentwicklung oftmals numerische Simulationen verwendet. Durch eine geeignete Modellbildung werden die relevanten Bestandteile des Fahrzeugs und seiner Umgebung rechnerisch erfasst und eingebunden. Es wird dadurch möglich, den Einfluss einzelner Parameter auf das System, beispielsweise hinsichtlich seines Stabilitätsverhaltens, zu analysieren. Das Fahrverhalten verschiedenster Fahrzeuge kann anhand von Open-Loop Simulationen bewertet werden. Entschließt man sich dazu, Regelgrößen rückzuführen, können dadurch wertvolle Aussagen, beispielsweise über die wahrgenommene Lenkbarkeit durch den Fahrer, erzeugt werden. Eine für diese Arbeit wesentliche weitere Erkenntnis, die gewonnen werden kann, ist die Auswirkung auf das Zusammenspiel zwischen Fahrer und der angesprochenen Regelung.

Im Zuge dieser Arbeit soll nun das Stabilitätsverhalten für das System Fahrer und Fahrzeug für die Fahraufgabe der Geradeausfahrt analysiert werden. Dazu werden Test auf einer Teststrecke durchgeführt, beidene Fahrer mit unterschiedlichen Erfahrungswerten durch eine Auslenkung der Hinterachse während der Fahrt in ihrem Vorhaben der Geradeausfahrt gestört werden. Der Grundgedanke hinter diesem Versuchsaufbau ist die bestmögliche Vernachlässigung der Längsdynamik des Fahrzeugs für die ersten Sekunden nach der Störung. Der Test soll mit bekannten mathematischen Modellen für alle Teilsysteme nachgestellt werden, um so zunächst die Anwendbarkeit dieser auf den Versuch zu prüfen und in weiterer Folge Aussagen über das Stabilitätsverhalten und dessen Verbesserungspotential durch aktive Assistenzsysteme treffen zu können.

# Modellbildung

Um Fahrsituationen in Simulationen nachzubilden, bedarf es einer Modellbildung, welche das Systemverhalten einzelner Teilsysteme je nach Anwendungsfall hinreichend genau abbildet. Während der Fahrer sein Fahrzeug steuert, besteht ein ständiger Informationsaustausch sowohl zwischen Fahrer und Fahrzeug, als auch zwischen Fahrer und Umwelt. Beispiele dafür sind der Blick auf den Tachometer oder der Schulterblick um andere Verkehrsteilnehmer wahrzunehmen. Ebenso durch die gegenseitige Beeinflussung zwischen Fahrzeug und Umwelt, wie beispielsweise der Kontakt am Reifen, entsteht ein in Abbildung 2.1 dargestelltes Gesamtsystem.

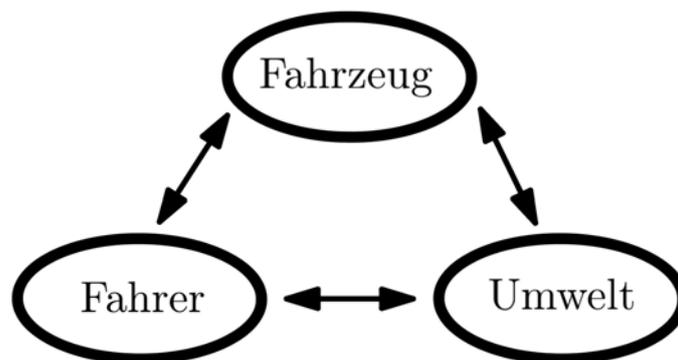


Abbildung 2.1: Systemschema

In den folgenden Abschnitten werden daher für die Komponenten Fahrer, Fahrzeug und Umwelt passende Modelle gewählt und vorgestellt, die für die Anwendung der Tests hinreichend genaue Ergebnisse liefern.

## 2.1 Fahrzeugmodelle

Durch Fahrzeugmodelle wird es möglich, das Verhalten von Fahrzeugen zu analysieren, vor allem im Bezug auf Änderungen am und um das Fahrzeug. Sie stellen außerdem die Basis für Computersimulationen im Bereich Fahrzeugdynamik dar, durch die wertvolle Aussagen und Vorhersagen über das Fahrzeugverhalten gewonnen werden können. Simulationen können außerdem nicht nur für die Prädiktion der Dynamik, sondern auch beispielsweise für die Nachbildung von Unfällen benutzt werden, wodurch Verletzungen des Fahrers und der anderen Fahrzeuginsassen besser nachvollzogen werden können. Außerdem finden CFD Simulationen in der Fahrzeugtechnik bei der Bestimmung von Innenraumgeräuschen und der Wärmeübertragung Anwendung.

In dieser Arbeit sollen allerdings Fahrzeugsimulationen für die Bewertung des Stabilitätsverhaltens der Bewegung benutzt werden. Dazu sollen Modelle gefunden werden, welche die Bewegung des Fahrzeugs gegenüber seiner Umgebung beschreiben. Anschließend kann durch Aufbringung von Störungen am Modell auf ein Verhalten in der Realität geschlossen werden. Für die Modellbildung sind für jeden einzelnen Bestandteil des System die jeweiligen Eingangs- und Ausgangsgrößen ausschlaggebend. In den Fahrzeugmodellen, die hier vorgestellt werden, gibt es folgende typische Eingangsgrößen:

1. Der Lenkwinkel am Lenkrad des Fahrers
2. Das Motordrehmoment entweder als gesamtes oder bereits aufgeteilt auf die jeweiligen Reifen

Erheblich schwieriger gestaltet sich die Suche nach einer geeigneten Ausgangsgröße beziehungsweise von geeigneten Ausgangsgrößen des Teilsystems Fahrzeug in der Simulation. Da in weiterer Folge sogenannte Closed-Loop Simulationen zwischen Fahrer und Fahrzeug sowie zwischen Fahrzeug und Assistenzsystem erfolgen, kann die Anzahl der möglichen Ausgangsgrößen bereits eingeschränkt werden. Für die Betrachtungen des Stabilitätsverhaltens mit dem Fahrer sind naheliegende Größen eben jene, die der Fahrer unmittelbar während der Fahrt wahrnimmt. Beispiele dafür sind:

1. die Position auf der Straße
2. der Gierwinkel des Fahrzeugs
3. die Geschwindigkeit des Fahrzeugs

Möchte man das Stabilitätsverhalten des Fahrzeugs zwischen einem Assistenzsystem und dem Fahrzeug untersuchen, sollte man die folgenden Größen außerdem in Betracht ziehen:

1. Gierwinkelgeschwindigkeit
2. Schwimmwinkel
3. Beschleunigungen vorzugsweise des Schwerpunktes des Fahrzeugs

### 2.1.1 Zweiradmodell

Für das Fahrzeugmodell der Simulation wurde zuerst das Zweiradmodell gewählt, welches in der folgenden Skizze dargestellt ist.

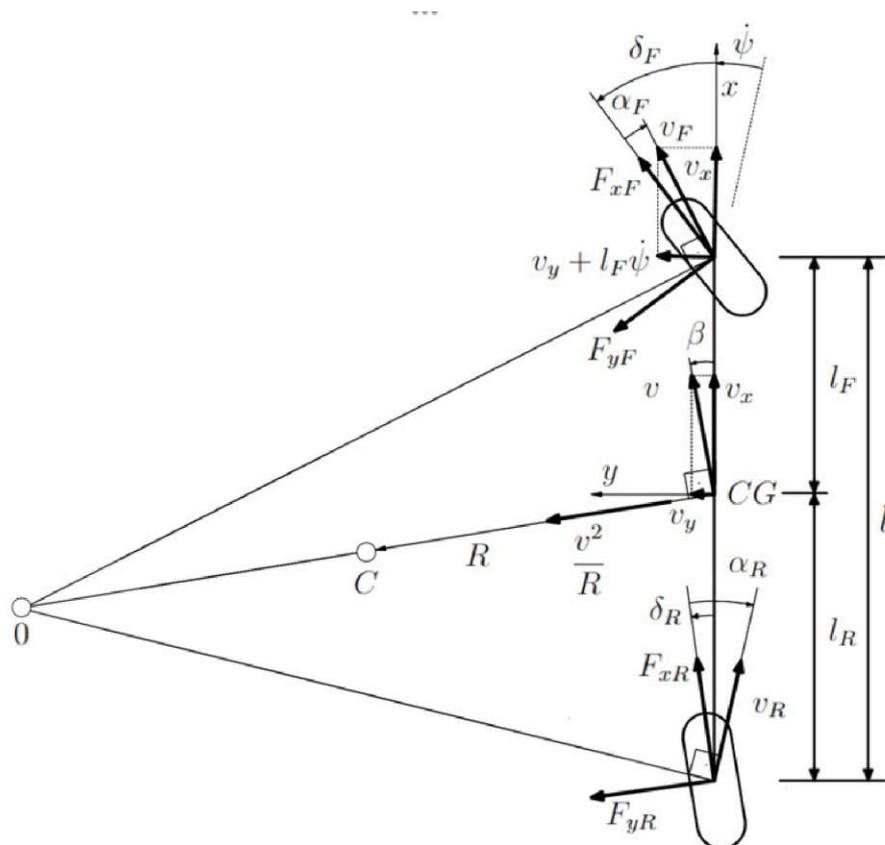


Abbildung 2.2: Zweiradmodell nach [15]

Es handelt sich hierbei um ein theoretisches Fahrzeugmodell, welches die unten angeführten Vereinfachungen beinhaltet. Diese sind für die Analyse der Fahrdynamik, vor allem im Bereich, in dem der Fahrer sein Fahrzeug zum Großteil der Zeit bewegt (linearer Bereich), nicht wesentlich, da sie die Ergebnisse nur minimal beeinflussen. Das macht eine Beschreibung des Modells mit nur wenigen Parametern möglich, und auch die Freiheitsgrade beschränken sich im allgemeinen Fall auf drei, im vereinfachten Fall sogar nur auf zwei. Diese bestehen, je nach gewähltem Systemzustandsvektor, aus entweder der Lateralgeschwindigkeit  $v_y$  oder dem Schwimmwinkel  $\beta$  und dem Gierwinkel  $\psi$ .

Die Vereinfachungen, die für die Gültigkeit des Zweiradmodells getroffen wurden, können wie folgt zusammengefasst werden:

- Die Bewegung des Aufbaus beschränkt sich in dem Modell auf die horizontale Ebene.

Eine Nick- und Wankbewegung wird außer Acht gelassen.

- Für dieses Modell wird der Drall der Räder vernachlässigt (Erst für das Kapitel Torque Vectoring wird der Drall wieder miteinbezogen).
- Die jeweils vorderen und hinteren Räder werden gemeinsam betrachtet. Das Modell hat somit nur ein vorderes und ein hinteres Rad, welches je eine Achse repräsentiert.
- Die Vernachlässigung von Nick- und Wankbewegungen erfordert, dass die Schwerpunkthöhe über der Fahrbahn unberücksichtigt bleibt.
- Der Schwerpunktabstand zur vorderen und hinteren Achse wird als konstant angesehen. Die Kinematik der Radaufhängung und der Federung, welche eine Änderung dieser Größen bewirken würde, werden außen vor gelassen.
- Es sind vorerst lineare Funktionen für die Seitenkräfte der Räder in Abhängigkeit des Schräglaufwinkels vorgesehen. Dieser Gedanke wird im Kapitel 2.2 um eine Funktion gemäß des Brush Tire Modells erweitert.
- Die Aufstandskraft greift direkt über dem Aufhängungspunkt des Reifens an. Damit tritt kein Reifenrückstellmoment auf.
- Die Bewegungsgleichungen werden bezüglich der Geradeausfahrt linearisiert.
- Die während der Fahrt auftretenden Umfangskräfte haben vorerst keinen Einfluss auf die Seitenkräfte beziehungsweise auf die Querdynamik.

Für das Modell wird vorerst eine konstante longitudinale Geschwindigkeit  $v_x$  festgelegt. Anschließend können die Bewegungsgleichungen für kleine Winkeln  $\delta_i$  und  $\alpha_i$  linearisiert werden. Diese sind der Schwerpunktsatz in  $x$ - und  $y$ -Richtung, sowie der Drallsatz in die  $z$ -Richtung.

$$mv_x(\dot{\psi} + \dot{\beta}) = (F_{xF}\delta_F + F_{yF}) + (F_{xR}\delta_R + F_{yR}) + W_Y \quad (2.1)$$

Und auch der Drallsatz um die Hochachse durch den Schwerpunkt  $S$ :

$$I_Z \ddot{\psi} = (F_{xF} \delta_F + F_{yF}) l_F - (F_{xR} \delta_R + F_{yR}) l_R + M_L \quad (2.2)$$

Der Schwerpunktsatz in  $x$ -Richtung liefert eine Bestimmungsgleichung für die benötigten Umfangskräfte, wenn  $\dot{\psi}, \beta, F_{yF}$  bekannt sind.

$$m a_x = (F_{xF} - F_{yF} \delta_F) + (F_{xR} - F_{yR} \delta_R) - W_L \quad (2.3)$$

Ein Ableiten der Schwerpunktgeschwindigkeiten, dargestellt im lokalen Fahrzeugkoordinatensystem, ergibt die folgenden beiden Zusammenhänge:

$$a_y = \dot{v}_y + \dot{\psi} v_x \quad (2.4)$$

$$a_x = -\dot{\psi} v_y \quad (2.5)$$

Kennt man außerdem den Bewegungszustand des Fahrzeugs, ergeben sich die Schräglaufwinkel für das Vorder- und Hinterrad aus den geometrischen Beziehungen folgendermaßen:

$$\tan(\delta - \alpha_F) = \frac{v \sin \beta + l_F \dot{\psi}}{v \cos \beta}$$

$$\tan \alpha_R = -\frac{v \sin \beta - l_R \dot{\psi}}{v \cos \beta}$$

$$\alpha_F = \delta_F - \frac{v_y + l_F \dot{\psi}}{v_x}, \quad \alpha_R = \delta_R - \frac{v_y - l_R \dot{\psi}}{v_x} \quad (2.6)$$

Es soll zuerst nur die Querdynamik analysiert werden, daher kann die Bewegungsgleichung (2.3) außer Acht gelassen werden. Auch die restlichen beiden Gleichungen können durch die Vernachlässigung von  $F_{xF} = 0$  und  $F_{xR} = 0$  stark vereinfacht werden. Auch durch die Vernachlässigung der Windkräfte

$$W_L = k_x v_r^2 = 0$$

$$W_y = k_y \tau v_r^2 = 0$$

$$M_L = k_m \tau v_r^2 = 0$$

ergibt sich

$$m v_x (\dot{\psi} + \dot{\beta}) = F_{yF} + F_{yR} \quad (2.7)$$

$$I_Z \ddot{\psi} = F_{yF} l_F - F_{yR} l_R \quad (2.8)$$

Die Aufstandskräfte  $F_{zF}$  und  $F_{zR}$  können aus dem Schwerpunktsatz in der vertikalen Richtung und dem Momentengleichgewicht bezüglich der Lateralachse bestimmt werden. Sie sind durch die bereits erwähnten Vereinfachungen des Modells unabhängig vom Bewegungszustand des Fahrzeugs. Die Reifenkräfte sind vorläufig eine lineare Funktion der Schräglaufwinkel der einzelnen Räder, die Steigungen  $C_F$  und  $C_R$  heißen Schräglaufsteifigkeiten der Achse.

$$F_{yi} = C_i \alpha_i \quad , \quad i = F, R \quad (2.9)$$

Die Gleichungen (2.6) können nun gemeinsam mit (2.9) in die Gleichungen (2.7) und (2.8) eingesetzt werden, diese haben folgende Form (wobei  $r = \dot{\psi}$ ):

$$\dot{v}_y = A_{11} v_y + A_{12} r + B_{11} \delta_F + B_{12} \delta_R \quad (2.10)$$

$$\dot{r} = A_{21} v_y + A_{22} r + B_{21} \delta_F + B_{22} \delta_R \quad (2.11)$$

Eine gängige Schreibweise für ein System wie dieses stellt das Zustandsraummodell dar. Dabei werden die beschreibenden Differenzialgleichungen als Vektorgleichung aufgestellt, diese besitzt die Standardform:

$$\dot{\underline{x}} = \mathbf{A}\underline{x} + \mathbf{B}\underline{u} \quad (2.12)$$

$$\dot{\underline{y}} = \mathbf{C}\underline{x} + \mathbf{D}\underline{u} \quad (2.13)$$

$\underline{u}$  ist der Eingangsvektor und besteht in diesem Fall aus den beiden Lenkwinkeln. Die systembeschreibenden Matrizen  $\mathbf{A}$ ,  $\mathbf{B}$ ,  $\mathbf{C}$  und  $\mathbf{D}$  sind dabei auch bekannt und konstant und können wie folgt angegeben werden:

$$\underline{x} = \begin{pmatrix} v_y \\ \dot{\psi} \end{pmatrix}, \quad \underline{u} = \underline{\delta} = \begin{pmatrix} \delta_F \\ \delta_R \end{pmatrix} \quad (2.14)$$

$$\mathbf{A} = \begin{pmatrix} A_{11} & A_{12} \\ A_{21} & A_{22} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} -\frac{C_F+C_R}{mv_x} & -\frac{(l_FC_F-l_R C_R)}{mv_x} - v_x \\ -\frac{(l_FC_F-l_R C_R)}{I_Z v_x} & -\frac{l_F^2 C_F+l_R^2 C_R}{I_Z v_x} \end{pmatrix} \quad (2.15)$$

$$\mathbf{B} = \begin{pmatrix} B_{11} & B_{12} \\ B_{21} & B_{22} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \frac{C_F}{m} & \frac{C_R}{m} \\ \frac{l_F C_F}{I_Z} & -\frac{l_R C_R}{I_Z} \end{pmatrix} \quad (2.16)$$

$$\mathbf{C} = \mathbf{I} \quad , \quad \mathbf{D} = \mathbf{0} \quad (2.17)$$

Die Gleichungen können entkoppelt werden, dabei werden Gleichungen (2.10) und (2.11) zuerst abgeleitet und anschließend ineinander eingesetzt, sodass sich jeweils  $v_y$  und  $r$  eliminieren. Dabei entstehen:

$$\ddot{v}_y + (F_{22} - F_{11})\dot{v}_y + (F_{12}F_{21} - F_{11}F_{22})v_y = G_{11}\dot{\delta}_F + (F_{22}G_{11} + F_{12}G_{12})\delta_F \quad (2.18)$$

$$\ddot{r} + (-F_{11} - F_{22})\dot{r} + (F_{11}F_{22} - F_{12}F_{21})r = G_{21}\dot{\delta}_F + (F_{21}G_{11} - F_{11}G_{21})\delta_F \quad (2.19)$$

### 2.1.2 Stationäre Kreisfahrt

Eine wesentliche Erkenntnis des Einspurmodells sind die Zusammenhänge für die stationäre Kreisfahrt. In dieser Arbeit wurden sie zur Ermittlung der Schräglaufsteifigkeiten auf der trockenen Fahrbahn verwendet. Es wird ein Kreis mit Radius  $\rho$  abgefahren, es gilt daher:

$$\rho = \text{const.} \quad (2.20)$$

$$\delta = \text{const.} \quad (2.21)$$

$$\dot{\psi} = \frac{v}{\rho} = \text{const.} \quad (2.22)$$

Aus den Differenzialgleichungen können für den stationären Fall folgende Gleichungen abgeleitet werden:

$$\rho = \frac{1}{\rho} \frac{l^2 C_F C_R + (C_R l_R - C_F l_F) m v^2 - m k_m v^4}{C_R C_F l} \quad (2.23)$$

$$\beta = \frac{C_R C_F l - l_F m v^2}{\rho C_R l} \quad (2.24)$$

Lässt man die Geschwindigkeit  $v$  gegen null gehen sind Lenkwinkel und Schwimmwinkel rein geometrisch bestimmbar, da die Schräglaufwinkel verschwinden und damit der Schnittpunkt der Drehachsen der Räder mit dem Momentanpol des Fahrzeugaufbaus zusammenfallen.

$$\delta_0 = \frac{l}{\rho} \quad (2.25)$$

$$\beta_0 = \frac{l_H}{\rho} \quad (2.26)$$

Die Gleichungen (2.25) und (2.26) können in die Gleichungen (2.23) und (2.24) eingesetzt werden und ergeben somit:

$$\left( \frac{\rho}{\rho_0} \right) = 1 + \frac{(C_R l_R - C_F l_F) m}{C_F C_R l^2} v^2 - \frac{m k_m}{C_F C_R l^2} v^4 \quad (2.27)$$

$$\left(\frac{\beta}{\beta_0}\right) = 1 - \frac{l_F}{l_R} \frac{m}{C_R l} v^2 \quad (2.28)$$

Wodurch nach umformen schließlich der Zusammenhang zwischen Lenkwinkel, Schwimmwinkel und den jeweiligen Schräglaufsteifigkeiten gefunden werden kann [16]:

$$\delta_L = \frac{i_L l}{\rho} + m i_L \frac{C_R l_R - C_F l_F v^2}{C_F C_R l} \frac{1}{\rho} \quad (2.29)$$

$$\beta = \frac{l_R}{\rho} - \frac{m l_F v^2}{C_R l} \frac{1}{\rho} \quad (2.30)$$

Aus der Gleichung (2.29) kann damit der maßgebende Term für das Lenkverhalten eines Fahrzeugs ( $C_R l_R - C_F l_F$ ) abgelesen werden. Ist er größer null so ist das Fahrzeug untersteuernd, ist er kleiner null übersteuernd.

Es kann außerdem für kleine Winkel und stationäre Kreisfahrt ( $\overline{SO}' = \rho = const.$ ) ein  $\rho_0$  gemäß folgender Gleichung definiert werden:

$$\frac{l}{\rho} = (\delta - \alpha_F) + \alpha_R, \quad \delta = \underbrace{\frac{l}{\rho}}_{\rho_a} + (\alpha_F - \alpha_R)$$

Geht die Geschwindigkeit  $v \rightarrow 0$  kann mit der Gleichung  $\rho_0 = \rho : \delta_0 = \frac{l}{\rho}$  das Lenkverhalten für  $v > 0$  anschaulicher unterschieden werden. Bei gleichem Lenkradius braucht man bei untersteuerndem Lenkverhalten bei höheren Geschwindigkeiten einen stärkeren Lenkeinschlag, was vom Fahrer als angenehm empfunden wird, während übersteuerndes Verhalten ein Nachgeben am Lenkrad erfordert.

Bei festgehaltenem Einschlagwinkel ist  $\rho = \rho_0$ . Das Fahrzeug fährt bei übersteuerndem Lenkverhalten mit zunehmender Geschwindigkeit einen immer kleineren Kreis, bei untersteuerndem einen größeren. Demnach ist:

- untersteuerndes Lenkverhalten:  $\rho > \rho_0$ , dabei ist  $\alpha_F > \alpha_R$
- neutrales Lenkverhalten:  $\rho = \rho_0$ , dabei ist  $\alpha_V = \alpha_H$

- übersteuerndes Lenkverhalten:  $\rho < \rho_0$ , dabei ist  $\alpha_F < \alpha_R$

### 2.1.3 Erweitertes Zweiradmodell

Mit ausgewählten Vereinfachungen soll nun das erweiterte Zweiradmodell betrachtet werden. da die Aufbaubewegung bleibt weiterhin eine zweidimensionale in  $x$  und  $y$ . Grund für die Erweiterung auf dieses Modell ist die Analyse der Verbesserung der Dynamik durch Torque Vectoring, bei der eine Differenzierung zwischen linker und rechter Fahrzeughälfte durch die korrigierenden Reifenumfangskräfte notwendig ist. Die Bewegungsgleichungen liefern:

$$ma_x = F_{1x} + F_{2x} + F_{3x} + F_{4x} \quad (2.31)$$

$$ma_y = F_{1y} + F_{2y} + F_{3y} + F_{4y} \quad (2.32)$$

$$\mathbf{I}\dot{\omega} = \underline{M} \quad (2.33)$$

Wie auch beim Zweiradmodell werden auch hier einige Modellannahmen getroffen, die das Gleichungssystem vereinfachen sollen.

1. Eine longitudinale Beschleunigung  $a_x$  wird auch hier vernachlässigt. Das bedeutet in weiterer Folge, dass alle Umfangskräfte der Räder in Richtung der Fahrzeuglängsachse nicht berücksichtigt werden. Auch die Winkelbeschleunigung in dieselbe Achse wird null gesetzt  $\dot{\omega} = 0$ .
2. Durch eine Drehung des Fahrzeugs um die Fahrzeuglängsachse (Wanken) würde sich in der Realität der Schwerpunkt Richtung kurvenaußen verschieben. Dieser Versatz wird vernachlässigt. Dies bedeutet, dass der Schwerpunkt zu jeder Zeit genau zwischen den linken und rechten Aufstandskräften verharrt. Zusätzlich gibt es kein Moment um die x-Achse ausgehend von der Gewichtskraft.

3. Das Fahrzeug ist gänzlich symmetrisch bezüglich der Fahrzeuglängsebene (x-z-Ebene).  
Auch die Spurweite ändert sich trotz Wanken nicht.

### 2.1.4 Prädiktion

Für den Regelkreis ist in weiterer Folge für den Eingang des Fahrers der Normalabstand eines fest mit dem Fahrzeug verbundenen Punktes notwendig, der sich eine gewisse Vorausschaulänge vor dem Schwerpunkt befindet. Durch diesen kann der Fahrer die voraussichtliche Fahrzeugposition abschätzen und entsprechende Lenkbewegungen einleiten. Für die gegebene Schwerpunktsposition und Orientierung des Fahrzeugs können die Koordinaten des Vorausschaupunktes berechnet werden durch:

$$\underline{P} = \begin{pmatrix} x_S \\ y_S \end{pmatrix} + l_V \begin{pmatrix} \cos \psi \\ \sin \psi \end{pmatrix} \quad (2.34)$$

Die dazugehörige Übertragungsfunktion kann durch die Taylorreihenapproximation der obigen Funktion bezüglich der y-Koordinate erfolgen und ergibt im Laplacebereich:

$$G_{Pr} = 1 + T_V s + \frac{T_V^2}{2} s^2 \quad (2.35)$$

$T_V$  ist die Vorausschauzeit und errechnet sich aus:

$$T_V = \frac{l_V}{v_x} \quad (2.36)$$

## 2.2 Das Brush Tire Modell als Reifenmodell

Die Reifen sind eine der wichtigsten Komponenten für die Dynamik eines Fahrzeugs, da sie die einzigen Komponenten mit Kontakt zur Umgebung sind. Vernachlässigt man die Trägheit der Luft, stellen sie damit die einzige Möglichkeit zur Übertragung von Kräften auf das Fahrzeug dar. Das Verständnis über die Wirkprinzipien ist daher fundamental.

Zwei wesentliche Effekte von Reifen auf die relevante Dynamik sind demnach zum einen die Wirkung als Feder und Dämpfer. Zum anderen ist der Reifen für die bereits erwähnte Übertragung einer Kraft in der Kontaktfläche, dem sogenannten Latsch, verantwortlich. Diese wird üblicherweise in ein reifenlokales Koordinatensystem aufgeteilt und bildet somit die Komponenten der Aufstandskraft, Umfangskraft und Lateralkraft. Um einen funktionalen Zusammenhang dieser unbekanntenen Kräfte zu finden und rechnerisch zu erfassen, werden in der Praxis Reifenmodelle eingeführt, die das dynamische Verhalten des Reifens bestmöglich widerspiegeln. Je nach Modell sind hierfür eine bestimmte Anzahl von Modellparametern nötig. Meistens erfolgt die Parametrierung dieser über sogenannte Reifenprüfstände. Diese sind jedoch oft, sowie auch im Falle dieser Arbeit, nicht verfügbar. Es muss also auf andere Methoden zurückgegriffen werden. Für die Modellierung des Reifens wurde das von Fromm erstmals beschriebene Brush Tire Model [13] gewählt, welches in folgendem Abschnitt kurz erläutert wird.

Eine Schwierigkeit bei der Modellierung eines Reifens ist die Berücksichtigung der Deformationen die bei der Fahrt auftreten und den daraus resultierenden Kräften zwischen Fahrbahn und Reifen. Ziel der Modellierung ist es daher, einen formelmäßigen Zusammenhang zwischen eben jener Kräfte zu erhalten. Dazu wird eine Idealisierung gewählt, bei der bewegliche Borsten am Umfang die Beweglichkeit quantifizieren sollen. In der Kontaktfläche stellt sich aufgrund der Deformation ein parabolischer Druckverlauf entlang der Reifenlängsachse ein. Das Integral dieses Drucks über die gesamte Kontaktflächenlänge und der konstant angenommenen Reifenbreite muss die Aufstandskraft für das jeweilige Rad ergeben. Die Vertikalkraft pro Längeneinheit nimmt daher folgende Form an, wobei  $a$  die halbe Kontaktflächenlänge ist:

$$q_z(x) = \frac{3F_z}{4a} \left( 1 - \left( \frac{x}{a} \right)^2 \right) \quad (2.37)$$

Um nun auch einen Zusammenhang zu den horizontal auftretenden Kräften in der Kontaktfläche zu erhalten, muss zunächst berücksichtigt werden, dass die Borstenspitzen in der Kontaktregion sowohl haften als auch gleiten können. Für einen abrollenden Brush Tire werden die in die Kontaktregion eintretenden Borsten zunächst haften, durch die sich steigende Vertikalkraft aber ab einem bestimmten Punkt zu rutschen beginnen. An diesem Punkt ist daher:

$$k_b |\epsilon_{max}(x)| = \mu q_z(x) \quad (2.38)$$

Dieser Punkt hat einen Abstand zum Mittelpunkt der Kontaktfläche von

$$x_t = \frac{4k_b a^3}{3\mu F_z} \sqrt{s_x^2 + s_y^2} - a \quad (2.39)$$

Diese Unterscheidung ist wichtig, denn in diesem Punkt ändern sich die Ausdrücke für die Horizontalkräfte pro Längeneinheit. Während im Haftbereich  $q_y(x) = k_b \epsilon_y(x)$  gilt, ist im Gleitbereich  $q_y(x) = \mu q_z(x)$ . Ähnlich wie für die vertikale Richtung kann nun die resultierende Kraft durch folgendes Integral berechnet werden:

$$F = \frac{3\mu F_z}{4a} \int_{-a}^{x_t} \left( 1 - \left( \frac{x}{a} \right) \right) dx + k_b \tan(\alpha) \int_{x_t}^a (a - x) dx \quad (2.40)$$

Löst man dieses, so erhält man den folgenden Ausdruck für die Tangentialkraft am Reifen:

$$F = 3\mu F_z \theta s_{comb} \left( 1 - |\theta s_{comb}| + \frac{1}{3} (\theta s_{comb})^2 \right) \quad (2.41)$$

(2.41) ist eine Gleichung gemäß  $F = F(s_{comb})$ . Im Ursprung besitzt sie eine entsprechende Steigung, es ist also:

$$\left. \frac{\partial F}{\partial s_{comb}} \right|_{s_{comb}=0} = 2k_b a^2 \quad \text{und damit} \quad \theta = \frac{2k_b a^2}{3\mu F_z} \quad (2.42)$$

Die Steigung der Funktion verringert sich, bis sie bei einem Wert von  $s_{comb} = \frac{1}{\theta}$  den Wert  $F_z\mu$  und eine Steigung von 0 erreicht. Für höhere Schlupfwerte soll der Maximalwert von  $F_z\mu$  herangezogen werden. Man beachte, dass sowohl der Ort der maximalen Kraftübertragung, sowie auch die Höhe der maximalen Kraft vom Kraftschlussbeiwert abhängen, was ein reales Reifenverhalten gut widerspiegelt.

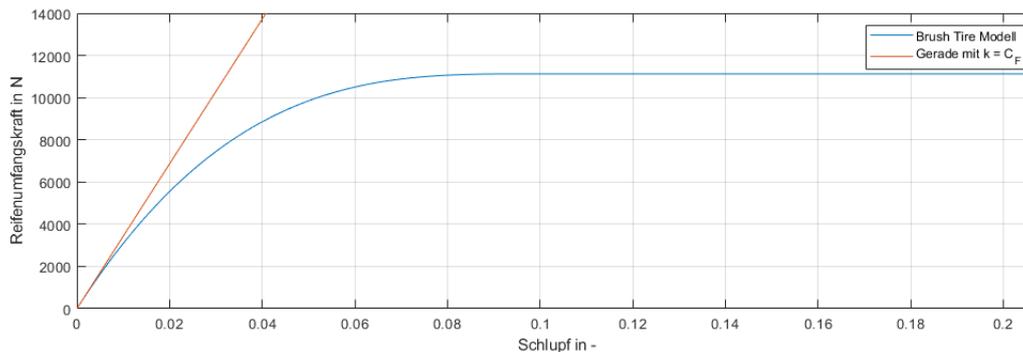


Abbildung 2.3: Reifenkennlinie

### 2.2.1 Reifendynamik

In der Simulation wird außerdem die rotatorische Dynamik des Reifens mitmodelliert. Der Drallsatz für das Rad kann mit den gewählten Vereinfachungen folgendermaßen angegeben werden:

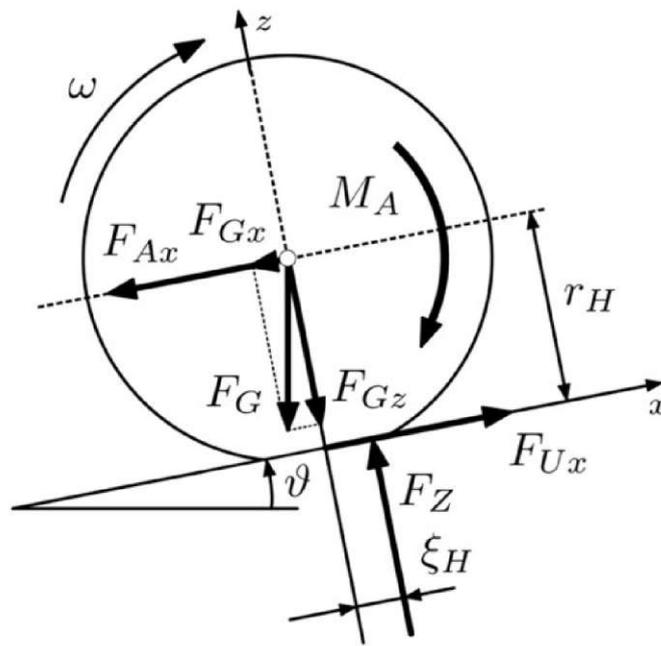


Abbildung 2.4: Raddynamik nach [16]

$$I_R \cdot \dot{\omega} = M_A - r_H \cdot F_{Ux} - \xi_H \cdot F_Z \quad (2.43)$$

Der Normalabstand der Aufstandskraft wird im Folgenden vernachlässigt ( $\xi_H = 0$ ) wodurch sich die vereinfachte Version des Drallsatzes anschreiben lässt:

$$I_R \cdot \dot{\omega} = M_A - r_H \cdot F_{Ux} \quad (2.44)$$

Wie unschwer zu erkennen ist, kommt im Drallsatz des Rades die Umfangskraft vor, welche zuvor durch die Vernachlässigung der Längsdynamik auf null gesetzt wurde. Um die Dynamik des Reifens dennoch berücksichtigen zu können wurde ein Kompromiss eingegangen. Die Längsdynamik des Fahrzeugs bleibt demnach immer noch unbeachtet ( $\dot{v}_x = 0$ ) und die auftretende Umfangskraft geht abermals nur in die Querdynamik des Fahrzeugs ein. Somit treten in der Kontaktfläche zwischen Reifen und Boden sowohl Kräfte in Quer- als auch in Umfangsrichtung auf, weshalb auf die gegenseitigen Beeinflussungen dieser beiden Kräfte eingegangen werden muss.

## 2.2.2 Kombinierte Reifenkräfte

Durch das Beschleunigen, Bremsen sowie auch durch die Kurvenfahrt wird der Reifen und sein Kraftschluss in der Kontaktfläche in zwei Richtungen beansprucht. Die Kombination dieser beiden darf zu jedem Zeitpunkt das maximal ertragbare Kraftschlusspotential nicht überschreiten. Dieses Potential führt folglich bei einer gegebenen Seitenkraft zu einer maximal ertragbaren Umfangskraft und bei einer gegebenen Umfangskraft zu einer maximal ertragbaren Seitenkraft. Dabei wird bei steigender Seitenkraft eine mögliche Umfangskraft immer kleiner.

Grundlage zur Berechnung der Reifenkräfte sind die Schlupfwerte im lokalen Reifenkoordinatensystem. Dabei ist zu erwähnen, dass sich die Wirkungslinien von Kraft und Schlupf in der Kontaktfläche stets decken. Es kann dafür bei bekannten Schlupfkomponenten folgendermaßen vorgegangen werden.

Es kann zuerst die Vektorsumme der beiden Schlupfkomponenten berechnet werden, um so auf den kombinierten Schlupf zu kommen:

$$s_{comb} = \sqrt{s_x^2 + s_y^2} \quad (2.45)$$

Die beiden Schlupfkomponenten im reifenlokalen Koordinatensystem können dabei wie folgt angegeben werden:

$$s_x = \frac{\kappa}{1 + \kappa} \quad (2.46)$$

$$s_y = \frac{\tan(\alpha)}{1 + \kappa} \quad (2.47)$$

Nun kann die Reifenkraft in Längs- und Querrichtung entsprechend dem Schlupf in die jeweilige Richtung skaliert werden:

$$F_x = \frac{s_x}{s_{comb}} F \quad , \quad F_y = \frac{s_y}{s_{comb}} F \quad (2.48)$$

$\kappa$  ist dabei das Schlupfmaß und kann folgendermaßen errechnet werden

$$\kappa = \frac{\omega r_H}{v_x} - 1 \quad (2.49)$$

## 2.3 Fahrer

Der Regler der Simulation sollte so gut wie möglich einen menschlichen Fahrer imitieren. Die Wahl eines geeigneten Modells, welches das Fahrverhalten von möglichst vielen echten Fahrern abbildet und gleichzeitig konkret und durch Gleichungssysteme quantifizierbar ist, stellt hier die wesentliche Schwierigkeit dar. [18] und auch [22] geben beispielsweise einen guten Überblick über die verschiedensten Strategien zum rechnerischen Erfassen des Lenkverhaltens eines Fahrers. Es wird hier im folgenden auf das gewählte Zwei-Ebenen-Modell

nach Donges [8] eingegangen, welches die Grundlage dieser Modellierung darstellt.

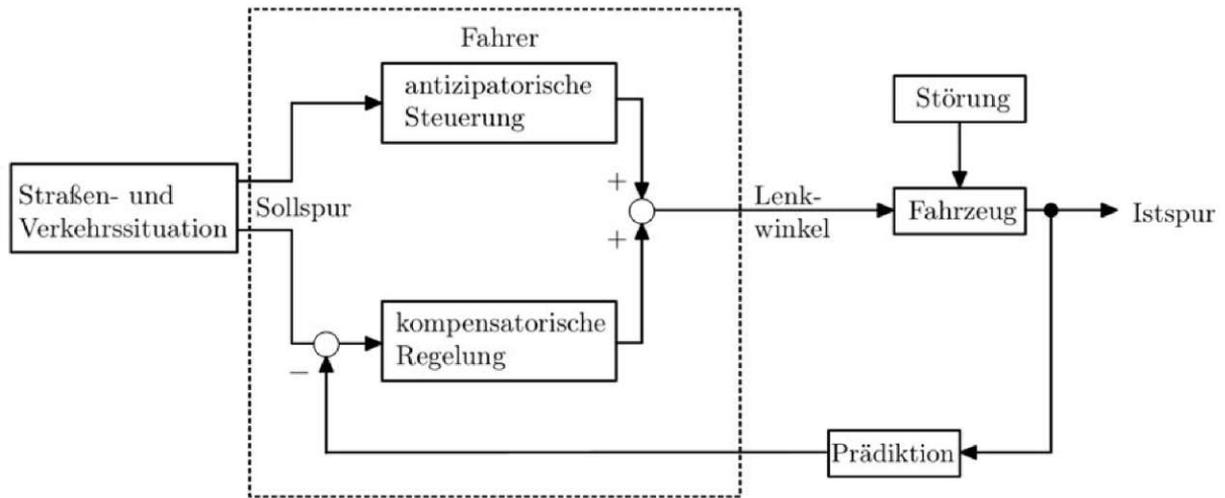


Abbildung 2.5: Zwei-Ebenen-Modell

### 2.3.1 Antizipatorische Steuerung

Wie in Abbildung 2.5 ersichtlich, setzt sich das Lenkverhalten des Fahrers aus zwei Faktoren zusammen. Zum einen geht in den vom Fahrer gestellten Lenkwinkel  $\delta_F$  ein Teil  $\delta_{FS}$  ein, der durch die sogenannte antizipatorische Steuerung gestellt wird. Der ausschlaggebende Faktor für die Größe dieses Anteils ist die Sollspurkrümmung  $\left(\frac{1}{\rho}\right)_{soll}$  die der Fahrer vor seinem Fahrzeug wahrnimmt. Da für diesen Teil des gestellten Lenkwinkels keine Adaption oder Kompensierung berücksichtigt wird, gibt es keine Rückkoppelung, man kann daher von einer reinen Steuerung sprechen. Diese erste Ebene des Modells wird in der Literatur auch als Bahnführungsebene bezeichnet und kann durch folgende Laplace-transformierte Übertragungsfunktion dargestellt werden.

$$M_S(s) = \frac{\delta_{FS}(s)}{\left(\frac{1}{\rho}\right)_{soll}(s)} = V_{MS} \frac{e^{sT_A}}{1 + T_{1S}s + T_{2S}^2s^2} \tag{2.50}$$

Es soll das Stabilitätsverhalten vom Zusammenspiel zwischen Fahrer und Fahrzeug auf einer Geraden analysiert werden, die antizipierte Sollkrümmung ist daher stets null.

### 2.3.2 Kompensatorische Regelung

Die zweite Ebene, welche die kompensatorische Regelung genannt wird, ist nun für die eigentliche Ausregelung der Sollspurabweichung zuständig. Auch hier wird ein Punkt betrachtet, der sich, fix mit dem Fahrzeug verbunden, eine gewisse Vorausschaulänge vor dem Fahrzeug befindet. Der Normalabstand zur eigentlichen Solltrajektorie bildet den Eingang des Fahrerreglers.

Die allgemeine Übertragungsfunktion eines linearen Reglers für den Lenker eines Kraftfahrzeugs wurde erstmals von McRuer 1965 angegeben [16] und ist unter dem Namen Präzisionsmodell bekannt. Die Übertragungsfunktion wird mit

$$K_M \frac{1 + T_D s}{1 + T_I s} e^{-s\tau} \quad (2.51)$$

angegeben. Dabei stellt  $K_M$  den Verstärkungsfaktor,  $T_D$  und  $T_I$  die Vorhalt- und Verzögerungszeitkonstanten und  $\tau$  die Totzeit des Fahrers dar. Da die Totzeit durch den Fahrer quasi nicht beeinflussbar ist und erfahrungsgemäß im Bereich zwischen  $0,14 - 0,2s$  liegt, bleiben zur Adaption an unterschiedliche Fahrbahnbegebenheiten und Fahrzeuge nur die restlichen drei Konstanten. Diese können sich je nach Fahrsituation stark voneinander unterscheiden [16].

### 2.3.3 Cross-Over Modell

Eine Methode zur Bestimmung der Reglerkonstanten gibt das Schnittfrequenzenmodell (zu englisch Cross-Over Modell) an. Dabei kann rund um die Durchtrittsfrequenz des Frequenzganges  $G(j\omega)$  des offenen Regelkreises das Verhalten durch

$$G(j\omega) = G_F G_{Fzg} = \frac{\omega_n}{j\omega} e^{-j\omega r} \quad (2.52)$$

beschrieben werden. Die wesentliche Erkenntnis aus dieser Gleichung ist, dass sich der Typ der Fahrergleichung über verschiedene Fahrzeuge nicht ändern kann, da sich auch die Übertragungsfunktion der Fahrzeuggleichung nicht ändert. Der Fahrer passt jedoch seine Parameter an die geänderten Fahrzeugparameter an. Damit kann die Adaptionsfähigkeit des Fahrers an sein Fahrzeug modelliert werden. Auf ihre Auslegung gemäß dem Cross-Over Modell wird daher genauer im folgenden Kapitel 3 eingegangen.

# Stabilitätsanalyse

## 3.1 Stabilitätsverhalten des Fahrzeugs

Um das Stabilitätsverhalten zu beurteilen, müssen die bereits entkoppelten allgemeinen Differenzialgleichungen der Bewegung betrachtet werden, [19] gibt sie an mit

$$\ddot{\beta} + 2K_1\dot{\beta} + K_2\beta = \frac{k_V}{mv}\dot{\delta} - \frac{k_V(l_Vmv^2 - k_Hl_Hl)}{I_Zmv^2}\delta + K_3w_q \quad (3.1)$$

$$\frac{d}{dt}(\ddot{\psi} + 2K_1\dot{\psi} + K_2\psi) = \frac{l_Vk_V}{I_Z}\dot{\delta} + \frac{k_V(k_Hl + v^2(k_yl_V - k_m))}{I_Zmv}\delta + K_4w_q \quad (3.2)$$

Dabei setzen sich die Konstanten  $K_1$ ,  $K_2$ ,  $K_3$  und  $K_4$  aus folgenden Termen zusammen.

$$K_1 = \frac{I_Z(k_H + k_V + k_yv^2) + m(k_Vl_V^2 + k_Hl_H^2)}{2I_Zmv} \quad (3.3)$$

$$K_2 = \frac{l^2k_Vk_H + [(k_Hl_H - k_Vl_V)(m + k_m) + (k_Vl_V^2 + k_Hl_H^2)k_y]v^2 - mk_mv^4}{I_Zmv^2} \quad (3.4)$$

$$K_3 = \frac{-(k_Vl_V^2 + k_Hl_H^2)k_y + [mv^2 - (k_Hl_H - k_Vl_V)]k_m}{I_Zmv} \quad (3.5)$$

$$K_4 = \frac{(C_R + C_F + k_yv^2)k_m + [(k_Hl_H - k_Vl_V) - k_mv^2]k_y}{I_Zm} \quad (3.6)$$

Die Lösung dieser Gleichungen setzt sich aus einem homogenen Anteil der linken Seite und einem partikulären Anteil der rechten Seite zusammen. Da die Reduktion des Fahrzeugs auf eine Anfangslösung betrachtet wird, ist nur die linke Seite und damit die homogenen Lösungen des Differenzialgleichungssystems relevant. Die Gleichungen dafür nocheinmal hier angeführt:

$$\ddot{\beta} + 2K_1\dot{\beta} + K_2\beta = 0 \quad (3.7)$$

Wobei die Gleichung (3.2) hier einmal integriert werden kann und somit ergibt:

$$\ddot{\psi} + 2K_1\dot{\psi} + K_2\psi = C \quad (3.8)$$

Es handelt sich dabei um Differenzialgleichungen mit konstanten Koeffizienten, welche die Eigenwerte  $\lambda_1, \lambda_2$  besitzen:

$$\beta = C_1e^{\lambda_1 t} + C_2e^{\lambda_2 t} \quad (3.9)$$

$$\psi = C_3e^{\lambda_1 t} + C_4e^{\lambda_2 t} + \frac{C}{K_2} \quad (3.10)$$

$$\lambda_1 = -K_1 + \sqrt{K_1^2 - K_2} \quad (3.11)$$

$$\lambda_2 = -K_1 - \sqrt{K_1^2 - K_2} \quad (3.12)$$

Die Stabilität des Systems kann nun an den Anteilen der Eigenwerte erkannt werden. Durch negative Werte unter der Wurzel sind komplexe Werte nicht auszuschließen. Die Stabilität jedoch richtet sich nur nach dem Betrag der Realteile. Sind diese nämlich kleiner 0 ist das System stabil. Es reicht allerdings ein positiver Realteil, so ist die Bewegung bereits instabil und eine Störung wächst mit einer e-Potenz an.

## 3.2 Stabilitätsverhalten mit Fahrer

### 3.2.1 Reglerparameterbestimmung des linearen Fahrers

Nun sollen die Konstanten  $K_M$ ,  $T_D$ ,  $T_I$  aus Gleichung (2.51) bestimmt werden.  $\tau$  wird dabei als unbeeinflussbar und mit einem Wert von  $0,2s$  angenommen und später in den Tests je nach Fahrer angepasst.

Die vier Grundanforderungen an den geschlossenen Regelkreis werden im Folgenden zusammengefasst und ihre Auswirkungen auf die Kennlinien des offenen Kreises diskutiert.

- Der Regelkreis muss asymptotisch stabil sein.
- Der Regelkreis muss eine bestimmte stationäre Genauigkeit aufweisen.
- Der Regelkreis muss ausreichend gedämpft sein.
- Der Regelkreis muss hinreichend schnell sein.

Diese Spezifikationen sollen anhand des Reglerentwurfs auf ein dominantes Polpaar im Bode-Diagramm des offenen Kreises erfolgen. Dabei wird die Übertragungsfunktion des realen Systems durch Anpassung der Variablen an jene des idealen Verhaltens angeglichen. Ausgangssituation ist daher die gegebene Übertragungsfunktion des geschlossenen Regelkreises im Wunschscenario.

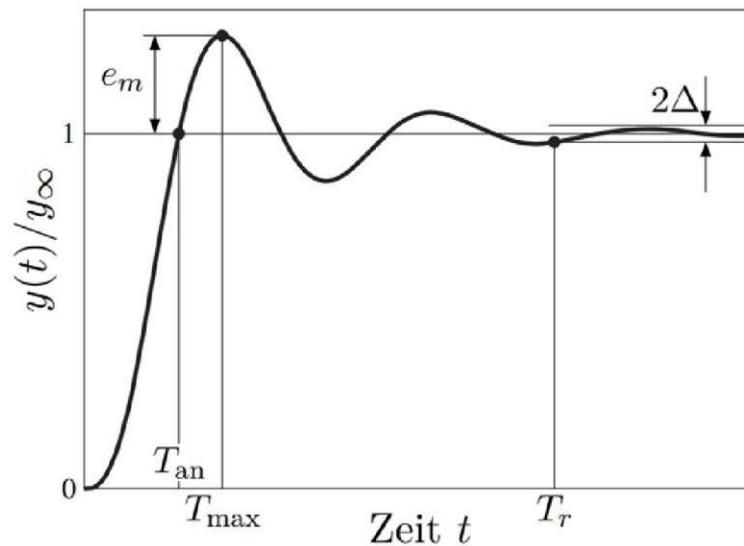


Abbildung 3.1: Einschwingvorgang eines PT2-Gliedes

Die Übertragungsfunktion des PT2-Gliedes ist gegeben durch:

$$G_W(s) = \frac{\omega_n^2}{s^2 + 2\zeta\omega_n s + \omega_n^2} \quad (3.13)$$

diese besitzt Pole bei:

$$s_{1,2} = -\zeta\omega_n \pm j\omega_n\sqrt{1-\zeta^2} \quad (3.14)$$

Es kann damit auf den offenen Regelkreis geschlossen werden:

$$G_W(s) = \frac{G_0(s)}{1 + G_0(s)} \rightarrow G_0(s) = \frac{G_W(s)}{1 - G_W(s)} = \frac{1}{2\zeta Ts + T^2 s^2} \quad (3.15)$$

Anregelzeit:

$$T_{an} = \frac{\pi - \alpha}{\omega_n \sqrt{1 - \zeta^2}} \quad \text{mit} \quad \alpha = \arctan\left(\frac{\sqrt{1 - \zeta^2}}{\zeta}\right) \quad (3.16)$$

Max. Überschwingweite:

$$T_{max} = \frac{\pi}{\omega_n \sqrt{1 - \zeta^2}} \quad (3.17)$$

Ausregelzeit (Regelzeit):

$$T_r(\Delta) = \frac{\ln(\Delta \sqrt{1 - \zeta^2})}{-\zeta \omega_n} \quad (3.18)$$

Geht man von einem Dämpfungswinkel von  $45^\circ$  aus bzw.  $\zeta = 1/\sqrt{2}$  ergibt sich mit (3.19) eine Überschwingweite von 4.3%.

$$e_m = \exp\left(\frac{-\zeta \pi}{\sqrt{1 - \zeta^2}}\right) \times 100\% \quad (3.19)$$

$$T_r(\Delta) = \frac{\ln(\Delta \sqrt{1 - \zeta^2})}{-\zeta \omega_n} \quad (3.20)$$

Für die Ausregelzeit wird ein Wert von  $1.7s$  angenommen. Gemeinsam mit einem üblichen Wert für das Toleranzband  $\Delta = 0.05$  kann aus (3.20) ein  $\omega_n$  von  $2.7804s^{-1}$  berechnet werden. Somit sind die Parameter der gewünschten Übertragungsfunktion definiert und ein Blick ins Bodediagramm (3.2) des offenen Regelkreises zeigt eine Durchtrittsfrequenz von  $1.79s^{-1}$  und eine Phasenreserve von  $66^\circ$ .

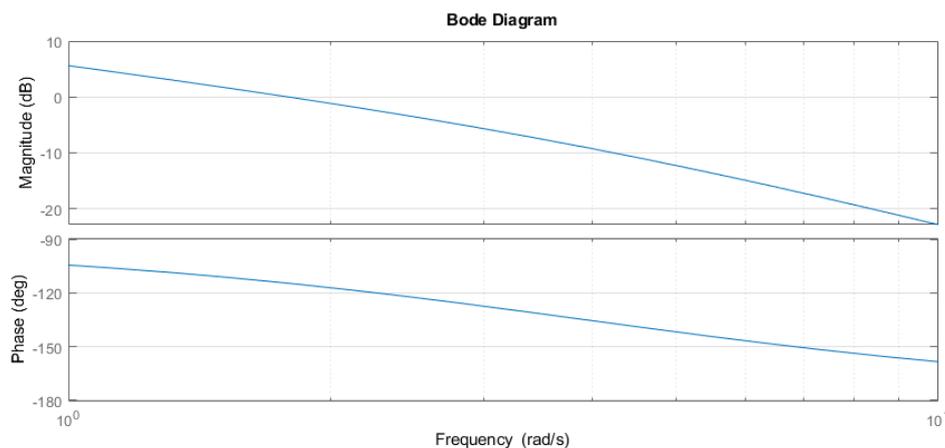


Abbildung 3.2: Übertragungsfunktion des gewünschten offenen Regelkreises

Nun soll durch Anpassung der Fahrerparameter der reale Regelkreis dieselben Charakteristika aufweisen. Es wird dazu zuerst die Strecke mit lediglich der Totzeit des Fahrers betrachtet. Dabei treten die folgenden Übertragungsfunktionen auf:

$$G_{Pr} = 1 + \tau s + \tau^2/2s^2 \quad (3.21)$$

$$G_{Fzg} = \frac{v_x}{i} \cdot \frac{C_F m v_x s^2 + C_F C_R l_R \frac{l_F + l_R}{m v_x^2 I_Z} s + C_F C_R \frac{l_F + l_R}{m v_x I_Z}}{s^2(s^2 + 2Ds + \omega_0^2)} \quad (3.22)$$

$$G_F = K_M \frac{1 + T_D s}{1 + T_I s} e^{-s\tau} \quad (3.23)$$

Die Reglerkonstanten  $K_M$ ,  $T_D$  und  $T_I$  des Fahrers sind jene auf die Einfluss genommen werden kann, sie werden hier vorerst auf null gesetzt. Somit ergibt sich das in Abbildung (3.3) ersichtliche Übertragungsverhalten. Die Durchtrittsfrequenz und die Phasenreserve sind hier noch nicht angepasst.

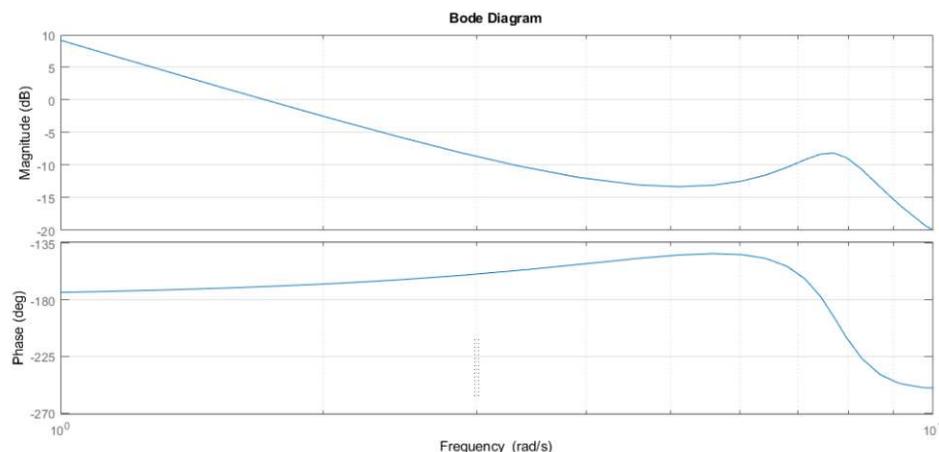


Abbildung 3.3: Übertragungsfunktion des offenen Regelkreises ohne Fahrer

Erst durch die Aufschaltung des PD-Reglers können die Verläufe entsprechend angepasst werden. Dazu wird zuerst die Phase an die angeforderte Phasenreserve bei der erwünschten Durchtrittsfrequenz angeglichen. Dies geschieht durch die Wahl von  $T_D$  und  $T_I$ . Im Allgemeinen führt  $T_D > T_I$  zu einer Steigung von  $+20dB/dec$  und einer Phasenhebung,

$T_D < T_I$  zu einer Steigung von  $-20\text{dB/dec}$  und einer Phasenabsenkung. Die maximale Phase  $\psi_m$  bei der Frequenz  $\omega_m$  kann durch folgende Gleichungen errechnet werden [9]:

$$\sin \psi_m = \frac{1 - \alpha_m}{1 + \alpha_m} \quad , \quad \omega_m = \frac{1}{T_D \sqrt{\alpha_m}} \quad , \quad \alpha_m = \frac{T_I}{T_D} \quad (3.24)$$

Es wird also weiter die Frequenz der maximalen Phasenhebung bei  $\omega_m = \omega_D$  gewählt. Es kann nun eine Phasenreserve von beispielsweise  $60^\circ$  gewählt werden und durch umformen der Gleichungen (3.24) die restlichen Koeffizienten folgendermaßen bestimmt werden:

$$T_V = \sqrt{-\frac{1 + \sin \psi_m}{\omega_D^2 (\sin \psi_m - 1)}} \quad (3.25)$$

$$T_n = \frac{1}{\omega_D^2 T_V} \quad (3.26)$$

Der Amplitudengang wird dadurch natürlich abermals verschoben, was aber relativ einfach durch den letzten Parameter  $K_M$  behoben werden kann. Es genügt, die Amplitude bei  $\omega_D$  abzulesen, um dann  $K_M$  den Wert

$$K_M = \frac{1}{|G(\omega_D)|} \quad (3.27)$$

zu geben. Damit ist bei unveränderter Phase der Phasendurchtritt bei  $\omega_D$  erneut sichergestellt.

# Messungen

Um das Fahrermodell im Zusammenspiel mit Fahrzeug- und Reifenmodell zu validieren, wurden im Zuge dieser Arbeit Tests auf der Teststrecke am Wachauring durchgeführt. Da das Fahrermodell das Lenkverhalten bei einem gegebenen Kurs abbilden soll und bei der Kurvenfahrt weitere, hier nicht erwähnte, Effekte auftreten (siehe zum Beispiel Kapitel 2.3.1), wurden Messungen bei der Befahrung einer geraden Straße durchgeführt, welche eine wesentlich niedrigerer Kraftschluss als Asphalt aufwies. Während der Geradeausfahrt wurde der Fahrer nun durch eine Kickplatte, welche beim Überfahren durch eine rasche Seitwärtsbewegung die Hinterachse um eine gewisse laterale Länge versetzt, gestört. Solche Tests haben gezeigt, dass dabei nichtlineare Bereiche von sowohl dem Fahrzeug als auch vom Reifen durchlaufen werden [5] [4].

Es sollen vor allem die Grenzen des linearen Fahrermodells analysiert und so gut wie möglich beschrieben werden. Dabei soll eine Variation des Modells von Seiten der modellspezifischen Parametern aber auch eine Variation der tatsächlichen Fahrer während der Messungen möglichst aussagekräftige Validierungen der Übereinstimmungen zeigen. Es wurde daher von jedem der fünf Fahrer ein Manöver herangezogen.

## 4.1 Die Messtechnik

In diesem Kapitel soll näher auf die verwendete Messtechnik während der Messfahrten eingegangen werden. Die zur Verifizierung der Ergebnisse herangezogenen Daten stammen aus vier Messeinrichtungen, diese sind:

1. CORREVIT
2. ADMA
3. OxTS
4. dem fahrzeuginternen CAN-Bus

Hierbei handelt es sich um Messtechnik, die üblicherweise für Fahrdynamikanalysen herangezogen wird und unterschiedliche Messgrößen während der Fahrt aufnimmt. Die Tabelle 4.1.3 gibt einen Überblick über die gemessenen physikalischen Größen und den dazugehörigen Sensor. Diese beinhaltet sämtliche während dieser Arbeit verwendeten Hilfsmittel.

### 4.1.1 Optischer Geschwindigkeitssensor CORREVIT

Der CORREVIT ist ein optischer Sensor der durch die Registrierung des Untergrundes und durch dessen Reflexion von Licht und den damit verbundenen Schwankungen eine relative Geschwindigkeit ableitet. Während der Tests wurde der Sensor circa 15cm über dem Boden an der Fahrzeugvorderseite befestigt.



Abbildung 4.1: CORREVIT Sensor [6]

### 4.1.2 Die Kreiselplattform ADMA/OxTS

Mit der inertialen Kreiselplattform ADMA können sämtliche Bewegungszustände der Messeinheit aufgenommen werden. Darunter fallen die Position und Drehlage, sowie deren zweifache zeitliche Ableitungen, also alle Geschwindigkeiten, Drehgeschwindigkeiten und Beschleunigungen. Wichtig wie auch bei allen anderen verwendeten Sensoren ist die körperfeste Montage am Fahrzeug um Messfehlern vorzubeugen. Bei der Messung werden interne Werte mit externen z.B. vom GPS oder externen Geschwindigkeiten verglichen, um Tendenzen bei Messfehlern zu unterbinden [1].

### 4.1.3 Fahrzeuginterner CAN-Bus

Es konnte außerdem auf die, dem Fahrzeug verfügbaren, Daten zugegriffen werden. Somit konnte auf Messeinrichtungen für Aufnahmen von beispielsweise dem Lenkwinkel oder den Radgeschwindigkeiten verzichtet werden.

Die folgende Tabelle gibt einen Überblick über die gemessenen Größen durch die jeweilige Messeinrichtung.

Messgröße	Symbol	Verwendeter Sensor	Einheit
Gierwinkel	$\psi$	ADMA,OxTS,CORREVIT	<i>rad</i>
Wankwinkel	$\phi$	ADMA,OxTS,CORREVIT	<i>rad</i>
Nickwinkel	$\theta$	ADMA,OxTS,CORREVIT	<i>rad</i>
Gierwinkelgeschwindigkeit	$\dot{\psi}$	ADMA,OxTS,CORREVIT	<i>rad/s</i>
Wankwinkelgeschwindigkeit	$\dot{\phi}$	ADMA,OxTS,CORREVIT	<i>rad/s</i>
Nickwinkelgeschwindigkeit	$\dot{\theta}$	ADMA,OxTS,CORREVIT	<i>rad/s</i>
Längengrad	<i>LON</i>	ADMA	"
Breitengrad	<i>LAT</i>	ADMA	"
Seehöhe	<i>ALT</i>	ADMA	"
Gaspedalstellung	<i>m</i>	CAN-Bus	%
Lenkradmoment	$M_L$	CAN-Bus	<i>Nm</i>
Reifendruck	$p_i$	CAN-Bus	<i>bar</i>
Längsbeschleunigung	$a_x$	ADMA,OxTS,CORREVIT	$m/s^2$
Querbeschleunigung	$a_y$	ADMA,OxTS,CORREVIT	$m/s^2$
Längsgeschwindigkeit	$v_x$	ADMA,OxTS,CORREVIT	$m/s^2$
Querbeschleunigung	$v_y$	ADMA,OxTS,CORREVIT	$m/s^2$
Schwimmwinkel	$\beta$	ADMA,OxTS,CORREVIT	<i>rad</i>
Lenkradwinkel	$\delta$	CAN-Bus	<i>rad</i>
Lenkradwinkelgeschwindigkeit	$\dot{\delta}$	CAN-Bus	<i>rad/s</i>
Reifenwinkelgeschindigkeiten	$\omega_i$	CAN-Bus	<i>rad/s</i>
Hauptbremsdruck	$p$	CAN-Bus	<i>bar</i>

## 4.2 Umrechnung der Messgrößen in den Schwerpunkt

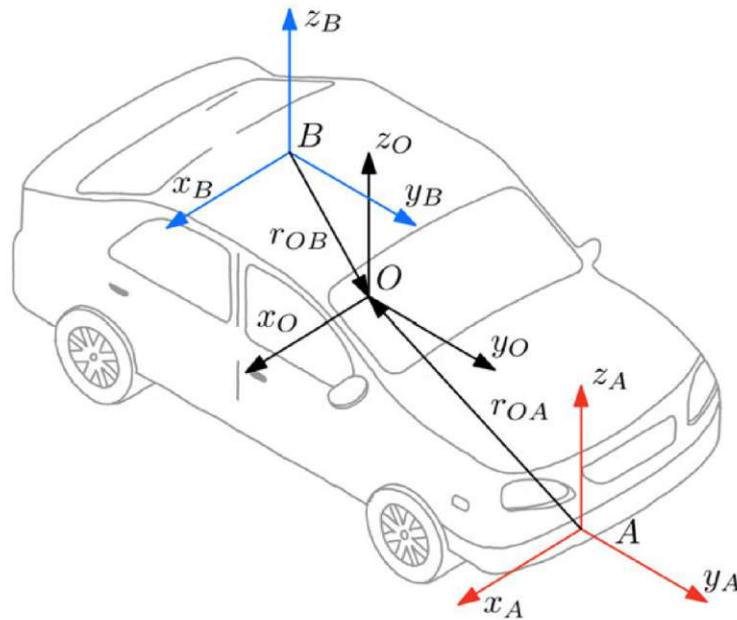


Abbildung 4.2: Umrechnung der Bewegungsgrößen

Durch die in  $A$  vorgenommenen Messungen von  $\vec{v}_A$  und  $\vec{\omega}$  kann bei einem bekannten Montierungspunkt und damit einem relativen Lagevektor in Form von

$$\vec{r}_{OA} = \begin{pmatrix} x_{OA} \\ y_{OA} \\ z_{OA} \end{pmatrix} \quad \text{oder} \quad \vec{r}_{OB} = \begin{pmatrix} x_{OB} \\ y_{OB} \\ z_{OB} \end{pmatrix} \quad (4.1)$$

auf die Bewegungsgrößen im Schwerpunkt  $O$  geschlossen werden. Für die Geschwindigkeiten geschieht das gemäß:

$$\vec{v}_O = \vec{v}_A + \vec{\omega} \times \vec{r}_{OA} \quad (4.2)$$

Der Abbildung 4.3 kann der schematische Aufbau der Teststrecke entnommen werden. Vor der in gelb markierten Kickplatte ist ausreichend Anlauffläche um das Fahrzeug auf eine konstante Geschwindigkeit zu beschleunigen. Der dunkel markierte Untergrund wies eine deutlich verringerte Kraftschlusspotential auf und erstreckt sich bis 108 Meter nach der Kickplatte. Durch die gewählte Befahrgeschwindigkeit von  $50\text{km/h}$  entspricht das einer Befahrungsdauer ohne Plattenauslösung von circa 8 Sekunden, was als angemessen für die Beurteilung der Steuerbarkeit des Fahrzeugs während der Tests befunden wurde.

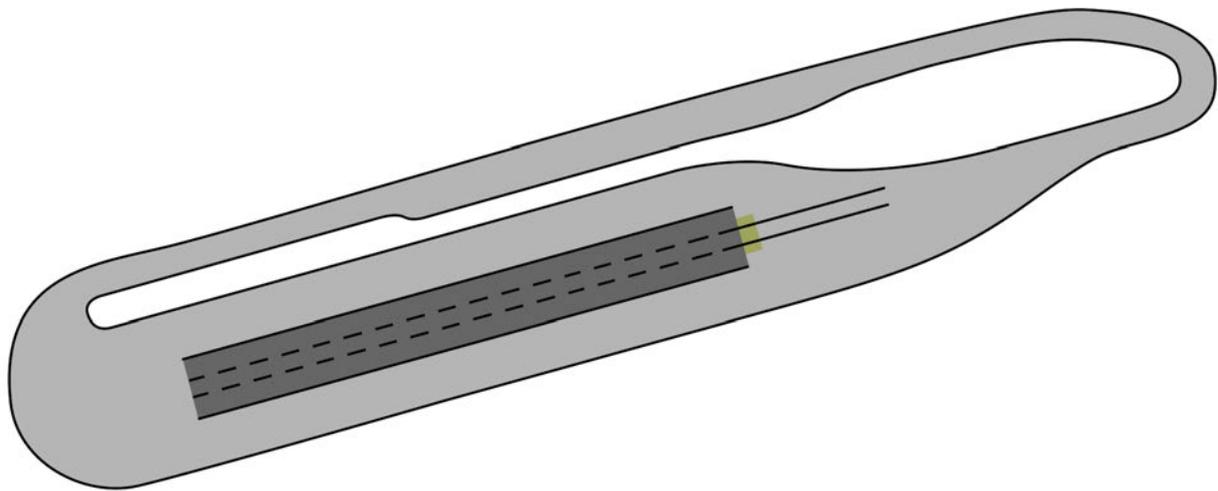


Abbildung 4.3: Wachauring, Schleuderplatte

### 4.3 Testfahrzeug

Der folgenden Tabelle können sämtliche bekannte sowie gemessenen Parameter des Fahrzeugs, welche im Zuge der Simulation verwendet wurden, entnommen werden.

Bezeichnung	Parameter	Wert	Einheit
Gesamte Fahrzeugmasse	$m$	1745	$kg$
Masse des vorderen und hinteren Radpaares	$m_F, m_R$	18	$kg$
Massenträgheitsmoment um die vertikale Achse	$I_Z$	2500	$kgm^2$
Massenträgheitsmoment der Radpaare	$I_F, I_R$	1.327, 1.594	$kgm^2$
Horizontale Borstensteifigkeit Vorne	$k_{bF}, k_{bR}$	$98.02010^3$	$N/m$
Horizontale Borstensteifigkeit Hinten	$k_{bF}, k_{bR}$	$125.3610^3$	$N/m$
Vertikale Borstensteifigkeit	$k_{zF}, k_{zR}$	$2 * 10^5$	$N/m$
Lenkradübersetzung	$i$	14.79	1
Vordere Schräglaufsteifigkeit (trocken)	$C_F$	97998	$N/rad$
Hintere Schräglaufsteifigkeit (trocken)	$C_R$	390330	$N/rad$
Vorderer Schwerpunktabstand	$l_F$	1.54	$m$
Hinterer Schwerpunktabstand	$l_R$	0.91	$m$
Halbe Kontaktflächenlänge	$a_F, a_R$	0.0819	$m$

Die halbe Kontaktflächenlänge kann berechnet werden durch:

$$a = r_0 \sqrt{0.5 \left( \frac{\Delta r}{r_0} \right) + 3 \left( \frac{\Delta r}{r_0} \right)^2} \quad (4.3)$$

Dabei ist  $\Delta r$  die statische Absenkung durch die Aufstandskraft:

$$\Delta r = \frac{F_z}{k_z}; \quad (4.4)$$

Im Zuge der Tests wurde die stationäre Kreisfahrt mit dem Testfahrzeug durchlaufen um die Schräglaufsteifigkeiten zu bestimmen. Dabei wurden die longitudinale Geschwindigkeit, der Kurvenradius beziehungsweise die Bahnkrümmung der Trajektorie des Schwerpunkts, der Schwimmwinkel und der Lenkwinkel gemessen. Trägt man nun Schwimm- und Lenkwinkel über der errechneten Zentripetalbeschleunigung auf, kann bei bekannten Abmaßen des Fahrzeugs sowie seiner Masse auf die Schräglaufsteifigkeiten geschlossen werden.

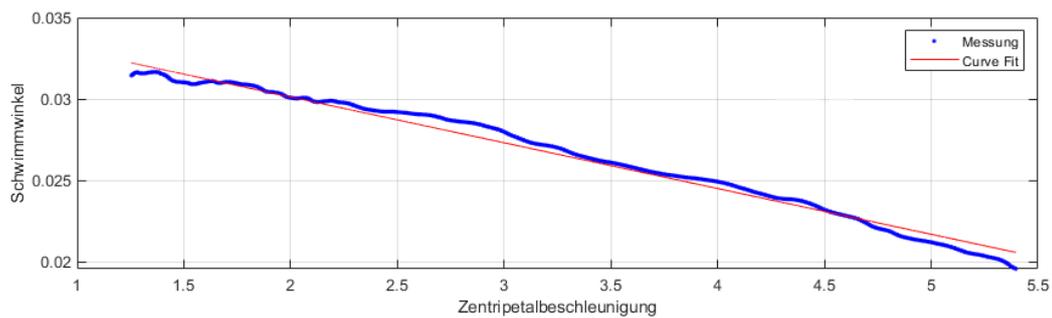


Abbildung 4.4: Schwimmwinkel über Zentripetalbeschleunigung

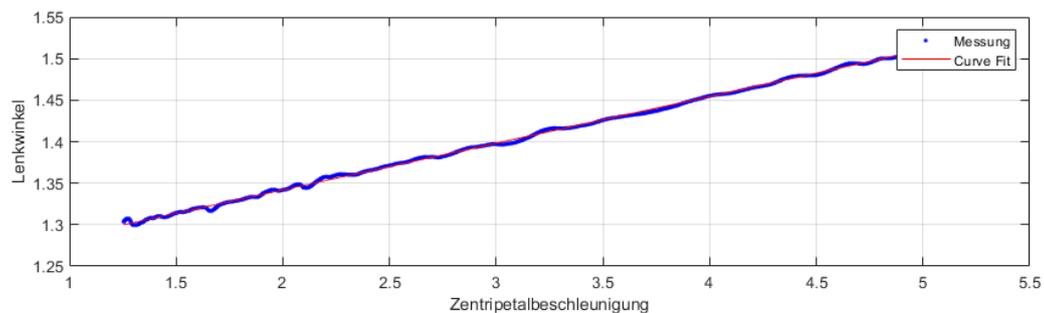


Abbildung 4.5: Handlingdiagramm

Die Steigung der beiden Diagramme muss den Faktoren aus den Gleichungen (2.29) und (2.30) entsprechen. Daraus lassen sich die Schräglaufsteifigkeiten  $C_F$  und  $C_R$  für die trockene Fahrbahn bestimmen. Es ergeben sich:

$$C_F = 97998 \frac{N}{rad} \quad , \quad C_R = 390330 \frac{N}{rad}$$

# Mess- und Simulationsergebnisse

Um die Stabilität der Querdynamik zu analysieren wurde im Zuge dieser Arbeit ein Kickplattentest durchgeführt. Dabei fährt das Fahrzeug bei annähernd konstanter Geschwindigkeit über eine Platte, die in Fahrzeugquerrichtung verschieblich ist. Nachdem die Geschwindigkeit und der Radstand von zwei Lichtschranken die unmittelbar vor der Platte platziert sind erfasst wurden, bewirkt die Platte, sobald sich das Fahrzeug mit der Hinterachse auf dieser befindet durch eine kurze Seitwärtsbewegung nach links oder rechts eine Verschiebung der Hinterachse zur Fahrtrichtung und bringt damit eine laterale Störung auf das Fahrzeug auf. Die Intensität dieser Störung ist durch ein Bedienpult abseits der Strecke manuell vor jeder Fahrt adjustierbar. Durch diesen Test können Stabilitätsgrenzen vom Fahrzeug allein, oder in Kombination mit dem Lenkverhalten eines Fahrers analysiert werden. Im Allgemeinen hängt die Störungsamplitude bei der die Stabilitätsgrenze auftritt sowohl vom Fahrzeug, als auch vom Fahrer ab. Gegenstand dieser Arbeit ist es, einen Zusammenhang zwischen den systemspezifischen Parametern und dieser Grenze zu finden.

In diesem Kapitel sollen also die Messergebnisse anschaulich dargestellt werden, um mit den äquivalenten Simulationen verglichen zu werden. Ziel der Validierung ist es, die Sinnhaftigkeit und die Präzision der gewählten Modelle zu prüfen. Dabei soll das Hauptaugenmerk vor allem auf dem Fahrermodell liegen.

Es wurden daher alle stabilen Messungen in Kategorien geteilt. Dazu wurden Curve Fits für die Dauer einer halben Schwingungsperiode in den Zeitschrieb des Gierwinkels gelegt, um so eine Näherung für die Schwingungsperiodendauer zu erhalten. Diese soll maßgebend für die Zuteilung in jeweils eine der folgenden Kategorien sein:

- der ungeübte Fahrer mit  $2s \leq \tau < 4s$
- der geübte Fahrer mit  $4s \leq \tau < 6s$
- der Experte mit  $6s \leq \tau < 8s$

Diese Unterteilung soll lediglich ein Hilfsmittel zur Kategorisierung der Lenkreaktionen sein und unterscheidet nicht zwischen den tatsächlichen Fahrern.

Im Sinne der besseren Vergleichbarkeit der Ergebnisse wurden alle Messgrößenaufzeichnungen, die eine rechtsseitige Störung aufwiesen, gespiegelt.

## 5.1 Vergleich der Querb beschleunigung

Als Maß für die Anregung und Störung durch die Kickplatte wurde die Querb beschleunigung herangezogen, da sie wie durch [17] beschrieben, direkt auf die aufgebraachte Seitenkraft schließen lässt. Durch das Vorzeichen kann außerdem auf das Vorzeichen des Schlupfes und damit näherungsweise auf den Zeitpunkt des Verlassens der Platte geschlossen werden. Es wurde daher in den folgenden Abbildungen nur eben jener Zeitraum mit einer gewissen Nachlaufzeit dargestellt.

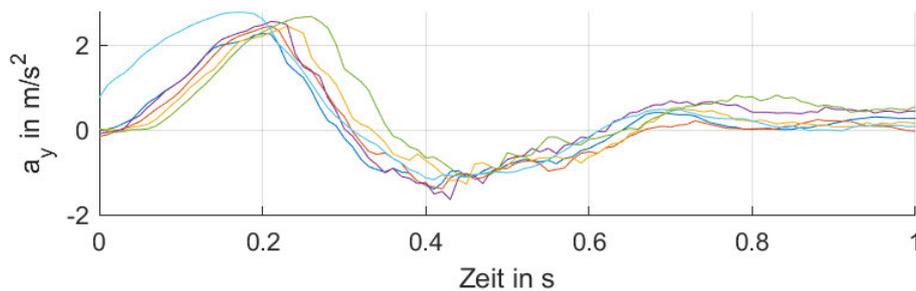


Abbildung 5.1: Querb beschleunigung des ungeübten Fahrers

Die Messungen bei ungeübten Fahrern beinhalten ausschließlich Daten bei 50% der Kickplattenintensität, da das Fahrzeug bei höheren Anregungen nicht stabilisiert werden konnte. Über alle Messungen mit dieser Intensität konnte eine mittlere Störung von  $2.5984 m/s^2$  mit einer Standardabweichung von  $0.1336 m/s^2$  festgestellt werden.

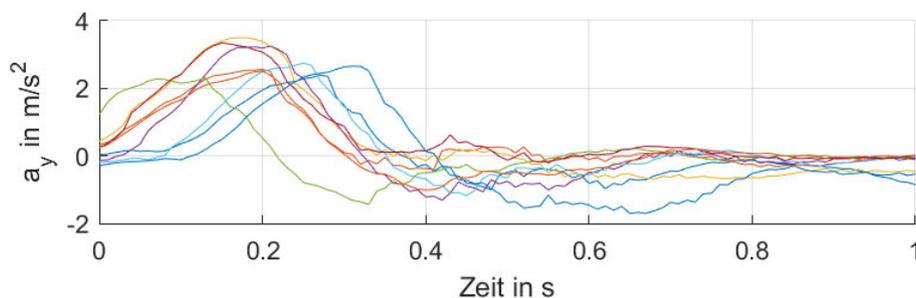


Abbildung 5.2: Querb beschleunigung des erfahrenen Fahrers

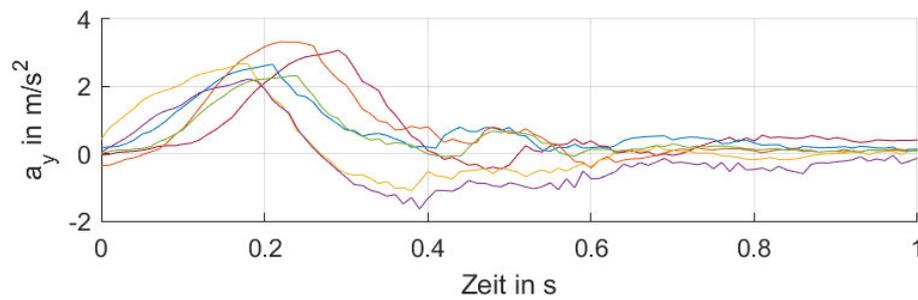


Abbildung 5.3: Querbeschleunigung des Experten

Abbildungen 5.2 und 5.3 beinhalten jeweils Störungsintensitäten von 50%, 62% und 72%. Die gemessene Störung bei 62% belief sich auf  $2.65308 \text{ m/s}^2$  mit einer Standardabweichung von  $0.0659 \text{ m/s}^2$ , bei 72% wurden  $3.2929 \text{ m/s}^2$  mit einer Standardabweichung von  $0.154511 \text{ m/s}^2$  ermittelt.

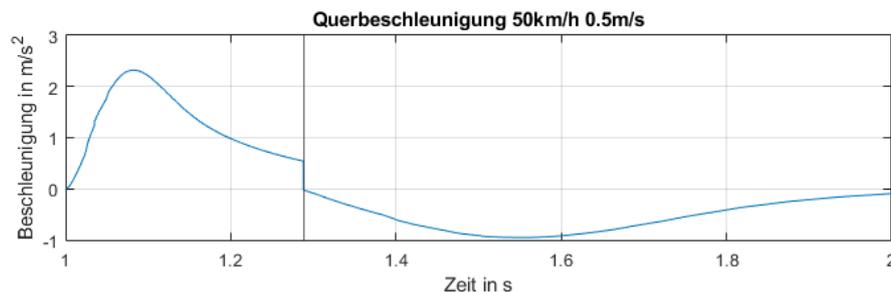


Abbildung 5.4: Querbeschleunigung der Simulation

Abbildung 5.4 zeigt die Querbeschleunigung der Simulation, wobei das Verlassen der Kickplatte mit einer vertikalen Linie gekennzeichnet wurde. An dieser Stelle macht sich auch eine Unstetigkeit im Verlauf bemerkbar, welcher die Folge des abrupten Geschwindigkeits sprungs der Hinterachse ist.

## 5.2 Vergleich des Gierwinkels und seiner Geschwindigkeit

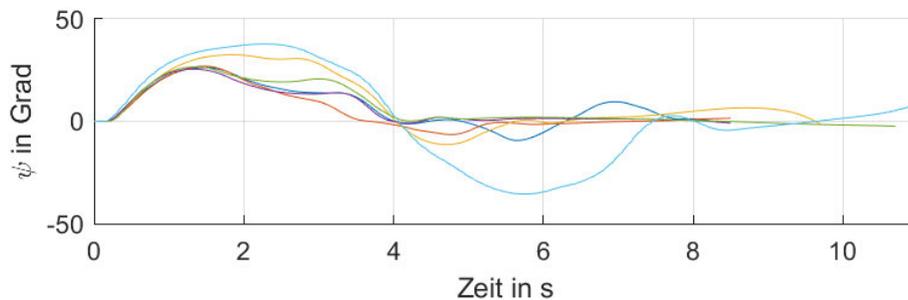


Abbildung 5.5: Gierwinkel des ungeübten Fahrers

Die folgenden Plots zeigen die Abweichung der Gierung des Fahrzeugs zur vorgegebenen Sollgeraden. Wie bereits erwähnt waren sie ausschlaggebend für die Kategorisierung der Messergebnisse. Dabei war eine Stabilisierung von bis zu  $37.67^\circ$  möglich. Es fällt dabei vor allem bei den Plots der ungeübten Fahrer ein Unterscheidungsmerkmal zwischen den Stabilisierungen auf. Während manche einen sinusartigen Verlauf aufweisen, haben andere einen fast linearen Abfall zurück zum Sollgierwinkel. Bei den Simulationen konnte zweiteres durch eine Verkürzung der Antizipationszeit, jedoch auch durch eine Verlängerung der Ausregelzeit reproduziert werden.

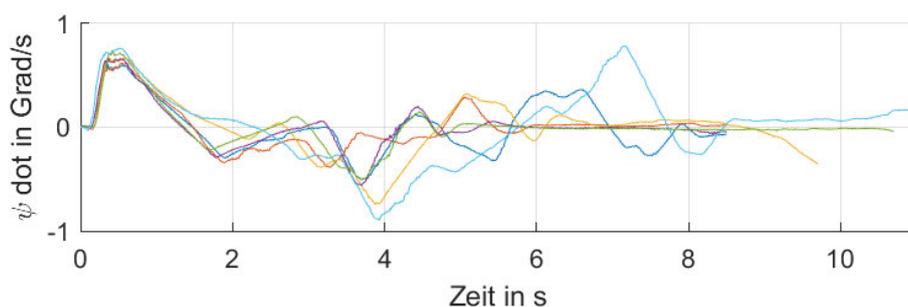


Abbildung 5.6: Gierwinkelgeschwindigkeit des ungeübten Fahrers

Die ersten beiden Sekunden der Gierwinkelgeschwindigkeitsplots weisen ein reproduzierbares Lenkverhalten auf. Es wurde sich daher bei der Anpassung der Simulationsparameter verstärkt an diesen Zeiten orientiert.

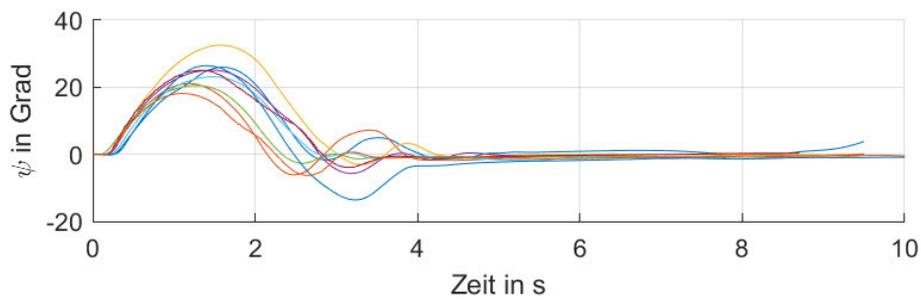


Abbildung 5.7: Gierwinkel des erfahrenen Fahrers

Für die in Abbildung 5.7 sehr gut ablesbare Variation der Periodendauern der Schwingungen ist hauptsächlich die Ausregelzeit verantwortlich. Die ablesbare Periodendauervariation  $4s < \tau < 6s$  entspricht in der Simulation einer Ausregelzeitbandbreite von  $3.2s$  bis  $6.7s$ .

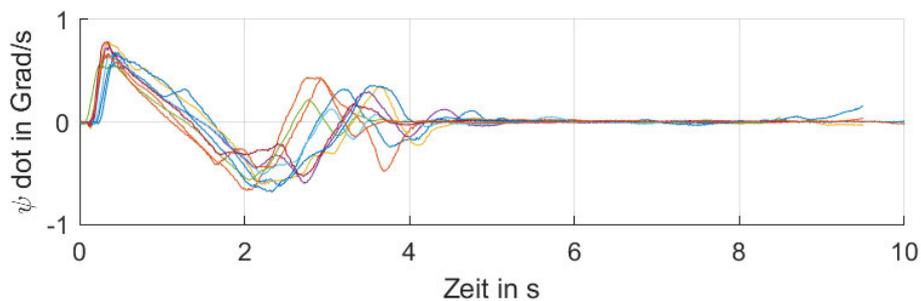


Abbildung 5.8: Gierwinkelgeschwindigkeit des erfahrenen Fahrers

Die Antizipationszeit hat keinen Einfluss auf den Verlauf der Gierwinkelgeschwindigkeit. Wesentlich für die Dauer der positiven Gierwinkelgeschwindigkeit ist der Haftgrenzkoeffizient  $\mu$ .

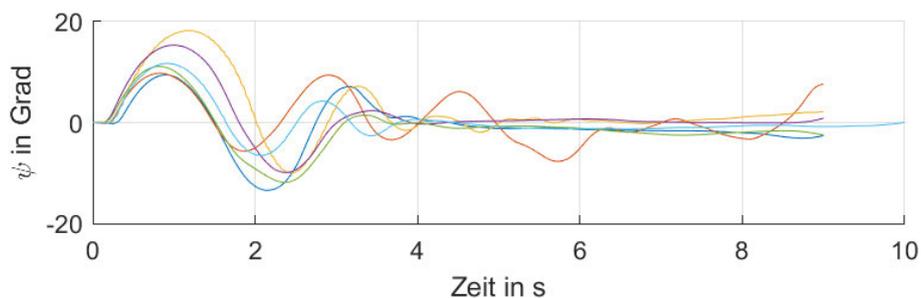


Abbildung 5.9: Gierwinkel des Experten

Vergleicht man zum Beispiel die Abbildungen 5.9 und 5.7, wird der Tradeoff zwischen Anregelzeit und Überschwingen bemerkbar.

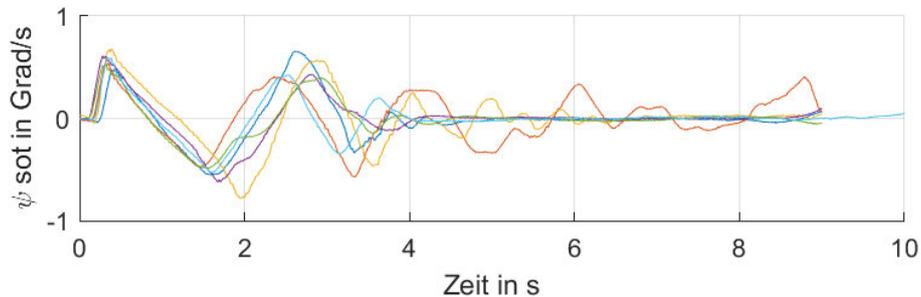


Abbildung 5.10: Gierwinkelgeschwindigkeit des Experten

Die Abbildungen 5.11 und 5.12 zeigen die Simulation des geübten Fahrers. Schwankungen die gegenüber den Messungen vor allem gegen Ende des Zeitschriebs nicht vorhanden sind, sind auf die fehlerbehaftete Wahrnehmung des Fahrers und andere Störungen zurückzuführen.

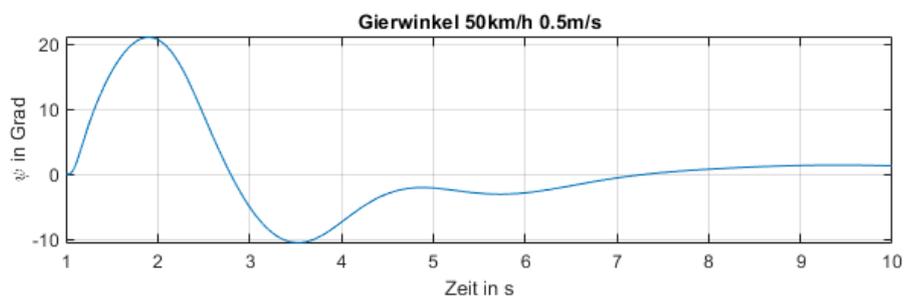


Abbildung 5.11: Gierwinkel der Simulation

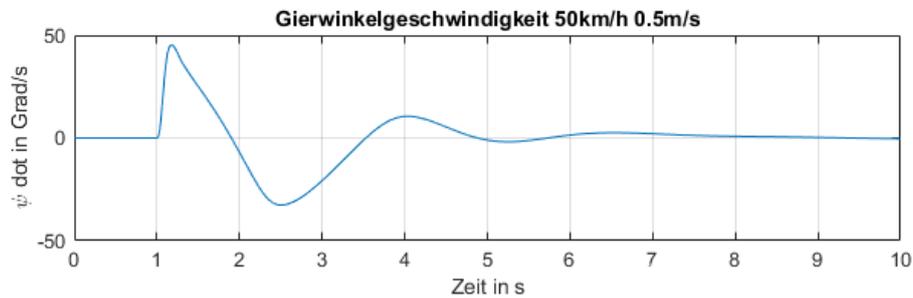


Abbildung 5.12: Gierwinkelgeschwindigkeit der Simulation

### 5.3 Vergleich der Kursabweichung

Auch der Vergleich der Kursabweichungen zeigt, dass die Störungskraft der Kickplatte zu einem großen Anteil in die Drehimpulsänderung des Fahrzeugs eingeht. Während der Gierwinkel Größen erreicht, bei denen von Linearisierung nicht mehr die Rede sein kann, hält sich die Kursabweichung unabhängig von der Größe der Störung relativ in Grenzen. Die gemessenen Maxima ähneln dabei denen von [20]

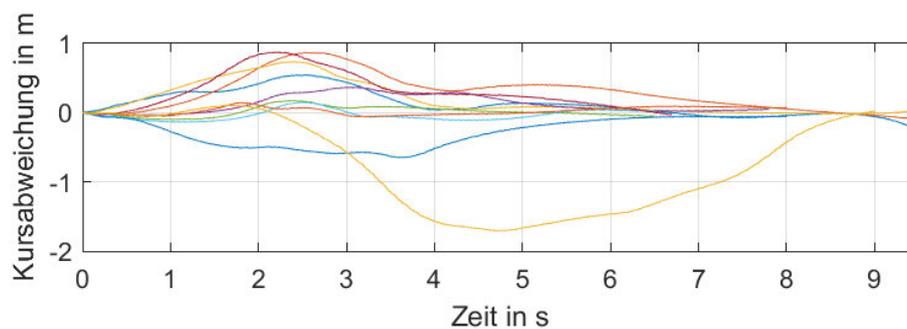


Abbildung 5.13: Kursabweichung des ungeübten Fahrers

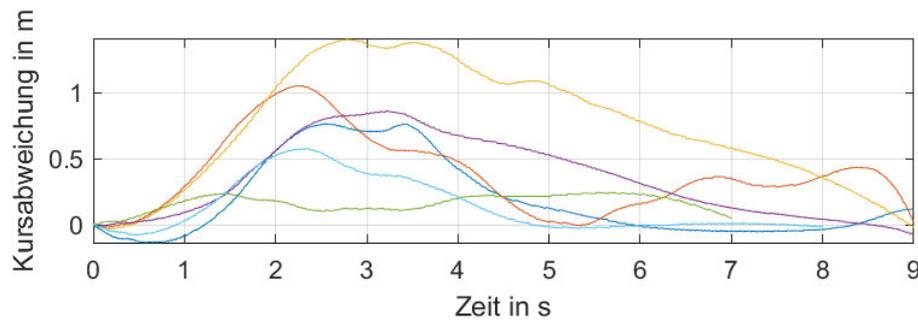


Abbildung 5.14: Kursabweichung des erfahrenen Fahrers

Bei den Simulationen bewirkte eine Variation der Antizipationszeit von bis zu zwei Sekunden Änderungen der Vorausschaulänge im Bereich  $7m$  bis  $34m$ . Der Fahrerreglereingang, welcher durch den Normalabstand des auszuregelnden Punktes gegeben ist, wird damit überwiegend durch den Sinusanteil der Vorausschaulänge bestimmt. Da dabei, wie bereits angesprochen, der lineare Bereich überschritten ist, wäre eine Modellierung des Fahrers mit dem Gierwinkel als Eingang denkbar. Diese Annahme wird durch die Tatsache unterstützt, dass bei derart hohen Gierwinkeln die Sollspur bereits aus dem Blickfeld des Menschen (ohne Kopf- und Augenbewegung) verschwindet.

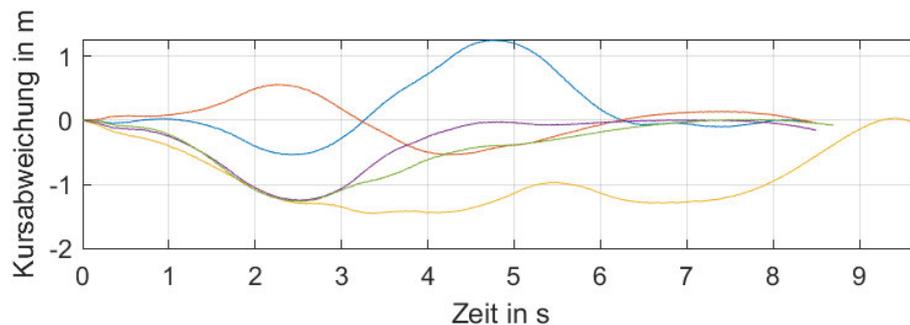


Abbildung 5.15: Kursabweichung des Experten

Die Kursabweichung der Simulation in Abbildung 5.16 ist verhältnismäßig groß gegenüber den Messungen. Der leichte Sprung in die positive Richtung, der aufgrund der Verschiebung der Platte auftritt, ist verglichen mit den Messungen viel deutlicher sichtbar. Das Überschwingen ist sowohl in der Simulation als auch in den Messungen eindeutig zu erkennen.



Abbildung 5.16: Kursabweichung der Simulation

## 5.4 Vergleich des Schwimmwinkels

Schon der Blick auf die eher klein bleibenden Kursabweichungen ließ vermuten, dass viel mehr eine Rotation der Karosserie geschieht. Eine größere translatorische Abweichung, sei es durch den Versatz der Platte oder durch das Verfahren zufolge einer zu lang andauernden Gierwinkelabweichung blieb zufolge des sehr kleinen Haftgrenzkoeffizienten aus.

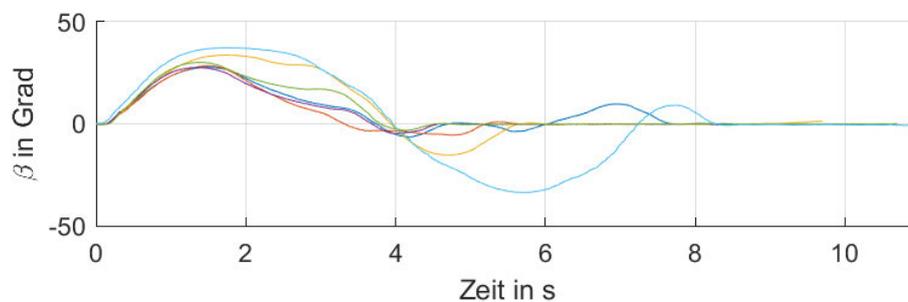


Abbildung 5.17: Schwimmwinkel des ungeübten Fahrers

Die weitere Folge dieser Tatsache ist die große Übereinstimmung zwischen Schwimm- und Gierwinkel.

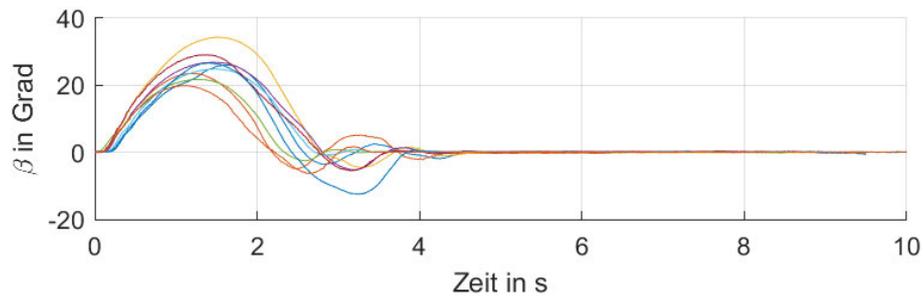


Abbildung 5.18: Schwimmwinkel des erfahrenen Fahrers

Vergleicht man Abbildung 5.19 mit 5.9 wird die größte Schwimm- zu Gierwinkelabweichung von 5 Grad bemerkbar.

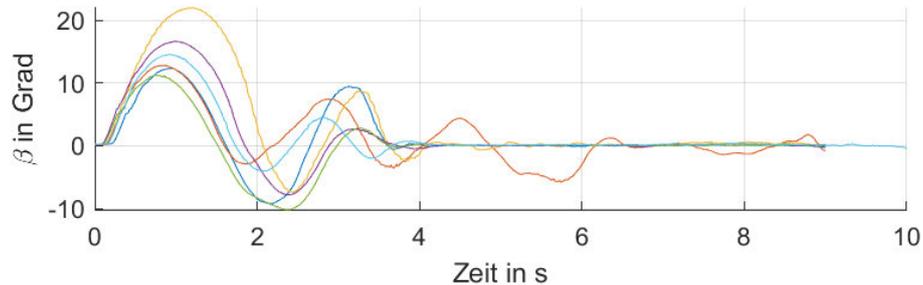


Abbildung 5.19: Schwimmwinkel des Experten

Die Amplitude der Schwimmwinkelschwingung ist bei der Simulation etwas kleiner als in den Messungen. Diese Tatsache deckt sich mit der etwas zu großen Kursabweichungen aus dem vorherigen Abschnitt. Gründe dafür kann die Aufstandskraftverteilung der Räder sein, die in der Simulation vernachlässigt wurde. Durch zu starke Verteilungen auf eine Seite könnte das degressive Reifenverhalten bezüglich der Aufstandskraft den Unterschied ausmachen.



Abbildung 5.20: Schwimmwinkel der Simulation

## 5.5 Vergleich des Lenkwinkels und seiner Geschwindigkeit

Beim Lenkwinkel ist die Unterscheidung zwischen jeder einzelnen Messung am größten. Der Fahrer hat, verglichen mit den anderen Modellen, die größte Inkonsistenz aufgrund seiner menschlichen Beschaffenheit und stellt damit die größte Unsicherheit dar.

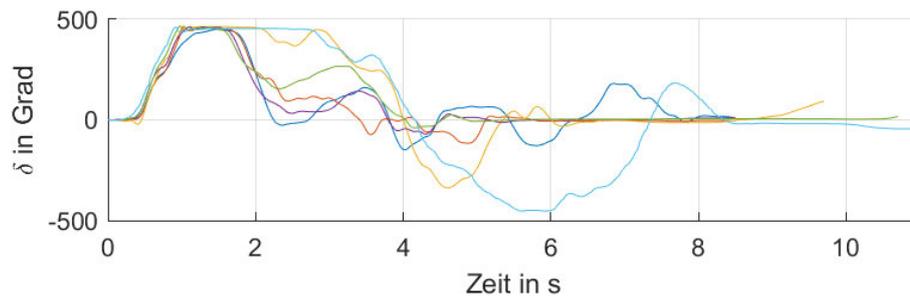


Abbildung 5.21: Lenkradwinkel des ungeübten Fahrers

Die Aufzeichnungen der Lenkwinkel zeigen ein quasi ausnahmsloses Erreichen des Anschlages des Lenkrads. Anschließend wird dieser für bis zu maximal zwei Sekunden gehalten bevor ein Umlenken in die entgegengesetzte Richtung erfolgt.

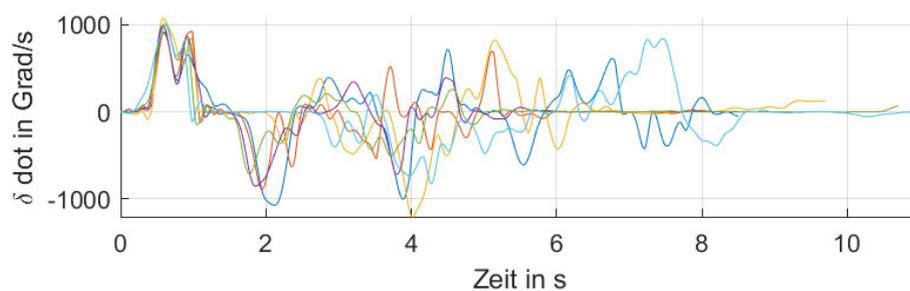


Abbildung 5.22: Lenkradwinkelgeschwindigkeit des ungeübten Fahrers

Den Abbildungen für die Lenkradwinkelgeschwindigkeit kann entnommen werden, dass bei Verläufen mit zögerlich ansteigenden Geschwindigkeiten der anschließend zu haltende maximale Lenkwinkel länger erhalten bleibt. Es ist außerdem eine quasi bis zum Schluss andauernde ständige Fluktuation der Geschwindigkeit zu erkennen, was für die Unkenntnis über das Fahrzeug und die Unerfahrenheit des Fahrers spricht.

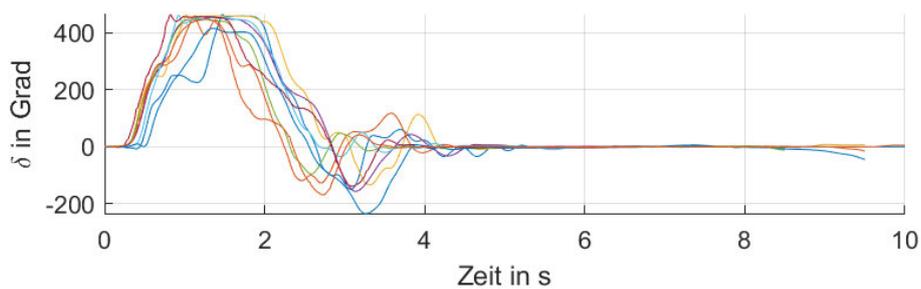


Abbildung 5.23: Lenkradwinkel des erfahrenen Fahrers

Diese ist zwar bei den Aufzeichnungen des Experten auch zu erkennen, jedoch mit dem Unterschied, dass sie dort viel eher einer überlagerten gedämpften Schwingung mit unterschiedlichen Amplituden und Frequenzen ähnelt und damit eine gewisse Periodizität aufweist. Dies kann abermals an der verkürzten Anregelzeit und dem damit verbundenen Überschwängen liegen.

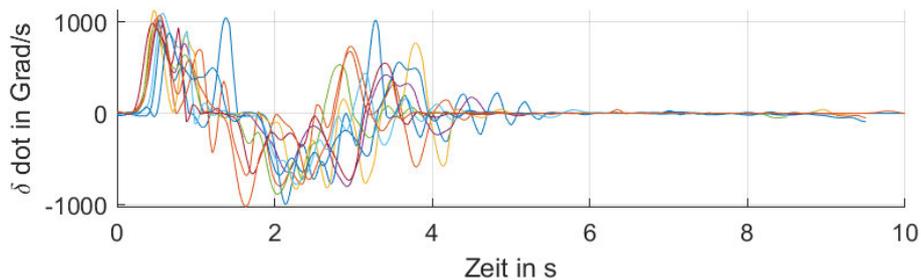


Abbildung 5.24: Lenkradwinkelgeschwindigkeit des erfahrenen Fahrers

Sehr auffallend ist daher auch im Gegenzug die Lenkbewegung des erfahrenen Fahrers, der ausnahmslos nach circa fünf Sekunden jede Lenkbewegung auf ein Minimum reduziert hat.

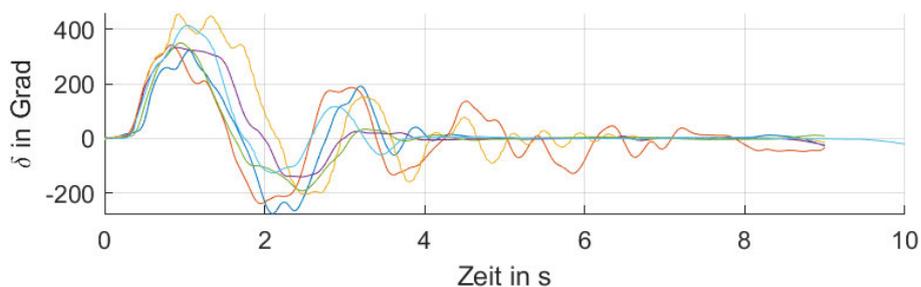


Abbildung 5.25: Lenkradwinkel des Experten

Um die Reaktionszeit zu bestimmen, wurde jeweils der Zeitpunkt der ersten Lenkbewegung vom Zeitpunkt des ersten Anstiegs der Quereschleunigung subtrahiert. Über alle Fahrer hinweg wurde ein überraschend enger Bereich für die Reaktionszeiten festgestellt. Der Mittelwert lag bei 0.384 Sekunden und die Standardabweichung bei 0.019 Sekunden. Ähnliche Werte wurden bei [2] festgestellt.

Auch die Größe der anthropotechnischen Grenze des Fahrers in Form einer maximalen Lenkwinkelgeschwindigkeit scheint über alle Fahrer hinweg mit einem Maximum zwischen 1000 und 1100  $\frac{\text{Grad}}{\text{s}}$  relativ gleich.

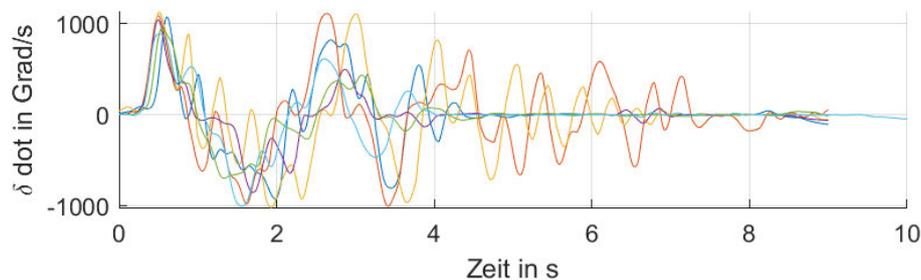


Abbildung 5.26: Lenkradwinkelgeschwindigkeit des Experten

Diese Grenzen, sowie auch die Reaktionszeit wurde in die Simulation übernommen, jedoch vom linearen Fahrermodell nicht erreicht. Auch die doch relativ großen Fluktuationen der Lenkradwinkelgeschwindigkeit bleibt bei der Simulation aus.



Abbildung 5.27: Lenkradwinkel der Simulation

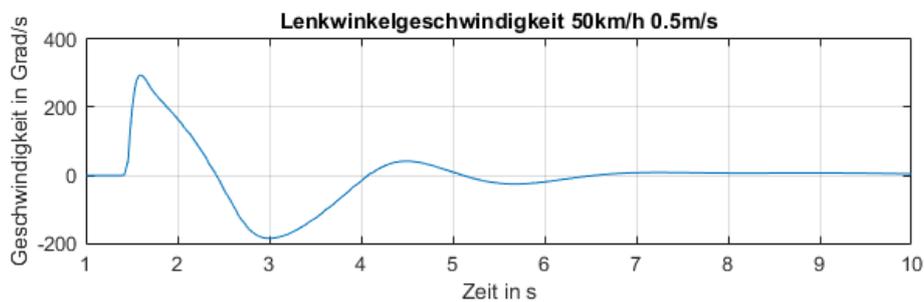


Abbildung 5.28: Lenkradwinkelgeschwindigkeit der Simulation

### 5.5.1 Diskussion

Die Skalierung der Schräglaufsteifigkeit anhand des gemessenen Haftgrenzkoeffizienten auf trockener und nasser Fahrbahn durch ABS-Bremungen erwies sich als nicht sinnvoll, da durch die Aufzeichnungen während den Tests ein beträchtlich kleinerer Haftgrenzkoeffizient nachgewiesen werden konnte. Die durch Aquaplaning auftretenden Schwankungen der Größe, sowie die wechselseitige Beanspruchung des Reifenlatschs können der Grund für die abweichenden Messungen zwischen der ABS-Bremung und der Tests durch die Kickplatte sowohl für den Haftgrenzkoeffizienten, sowie auch der damit verbundenen Schräglaufsteifigkeit, sein. Erst durch die Anpassung der Simulation an  $\mu = 0.017$  konnten derart große Werte für Gierwinkel, Schwimmwinkel und folglich auch dem Lenkwinkel nachgestellt werden. Ein derart kleiner Wert hat natürlich eine Vorverschiebung des maximalen Kraftschlusses zur Folge. Dadurch entsteht bei großem Schlupfwert eine Differenz zwischen den tatsächlichen und den simulierten Kraftwerten, da das Brush Tire Modell nicht zwischen  $\mu_{max}$  und  $\mu_g$  unterscheidet. Diese Tatsache erklärt den kleineren Lenkwinkel in der Simulation.

Eine Alternative der Modellierung des Fahrers wäre für die Anwendung des Kickplattentests ein Gierwinkelregler. Durch die auftretenden sehr großen Verdrehungen gegenüber der Sollspur wäre die Auffassung eines bloßen Ausgleichs der Orientierung denkbar, zumal das angedachte Ziel - der Normalabstand des auszuregelnden Punktes zur Fahrbahn - für den Fahrer ohnehin zunehmend schwerer abschätzbar wird. Simulationstechnisch würden bei gleichbleibenden dynamischen Spezifikationen und einer Vernachlässigung der Kursabweichung auch ein größerer Lenkwinkel entstehen. Jene Vernachlässigung ist auch dem geringen Kraftschluss zuzuschreiben.

# Simulation

Der Versuch wurde in der Simulationsumgebung MATLAB und Simulink nachgestellt. Dazu wurden die in Kapitel 2 vorgestellten Teilsysteme bestehend aus Fahrer, Fahrzeug und Fahrbahn entsprechend implementiert und verbunden. Die Abbildung 6.1 zeigt die oberste Implementierungsebene der Simulation. Ein wesentlicher, bisher nicht besprochener Bestandteil ist die Berechnung der tatsächlichen Position gegenüber eines externen Beobachters (Block ganz rechts). Dieser wird für die Vorausschau (wie in 2.1.4) des Fahrers benötigt. Die Vorgehensweise wird im Folgenden erläutert.

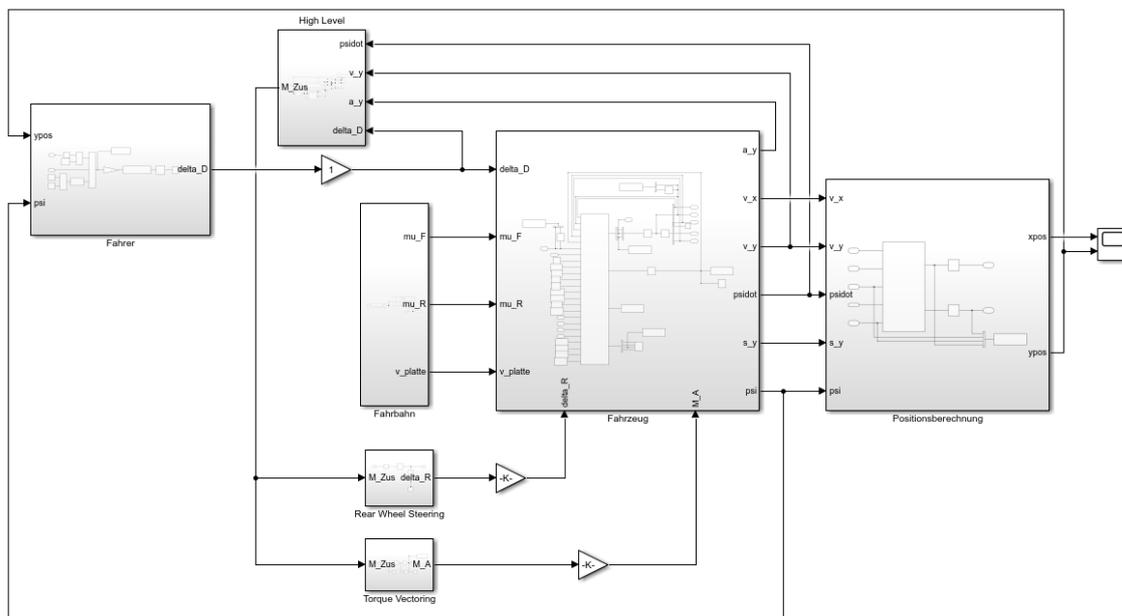


Abbildung 6.1: Simulationsüberblick in Simulink

## 6.1 Positionsberechnung

In der Simulation liegt der Zustandsvektor in Form von:

$$\mathbf{x} = \left( v_x \quad v_y \quad \dot{\psi} \quad \omega_1 \quad \omega_2 \quad \omega_3 \quad \omega_4 \right)^T \quad (6.1)$$

vor. Die Geschwindigkeiten des Schwerpunkts sind standardmäßig im fahrzeuglokalen Koordinatensystem dargestellt, welches um  $\psi$  gegenüber eines inertialfesten Koordinatensystems um die z-Achse gegiert ist. Zur Ermittlung der Position muss also der Geschwindigkeitsvektor im Inertialsystem dargestellt werden, um anschließend integriert zu werden. Die zugehörige Transformationsmatrix hat die Form:

$$\mathbf{A} = \begin{pmatrix} \cos \psi & -\sin \psi \\ \sin \psi & \cos \psi \end{pmatrix} \quad (6.2)$$

Durch numerische Integration können nun die Schwerpunktkoordinaten gemäß

$$\begin{pmatrix} x_{pos} \\ y_{pos} \end{pmatrix} = \int \mathbf{A} \cdot \begin{pmatrix} v_x \\ v_y \end{pmatrix} dt \quad (6.3)$$

berechnet werden. Für den auszuregelnden Punkt gilt dann für eine Vorausschaulänge  $l_V$  entlang der Fahrzeuglängsachse zwischen  $V$  und  $CG$  folglich:

$$\begin{pmatrix} x_V \\ y_V \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} x_{pos} \\ y_{pos} \end{pmatrix} + l_V \begin{pmatrix} \cos \psi \\ \sin \psi \end{pmatrix} \quad (6.4)$$

## 6.2 Die Schleuderplatte

Bei den Parametern der Schleuderplatte wurde sich am Modell CARSP21 der Firma Doringer Hytronics orientiert. Eine genaue Auflistung der Daten kann der folgenden Tabelle entnommen werden:

Bezeichnung	Parameter	Wert
Länge	$l_{platte}$	6
Tiefe	$d_{platte}$	3
Maximaler Verfahrsversatz	$s_{max}$	0,35
Maximale Verfahrgeschwindigkeit	$v_{max}$	3
Maximale Verfahrbeschleunigung	$a_{max}$	15
Zulässiger Geschwindigkeitsbereich des Fahrzeugs	$v_{range}$	25 – 80
Haftgrenzkoeffizient	$\mu$	1

Die Implementierung in MATLAB wurde mittels zweier Steps realisiert, wobei die Schaltzeitpunkte um genau jene Dauer versetzt wurden, die der Hinterreifen auf der Schleuderplatte verweilt. Zusätzlich wurde in der Modellierung ein transientes Verhalten für die Reifenkraft berücksichtigt. Dieses wurde mit der Differenzialgleichung ähnlich eines Tiefpassfilters implementiert.

$$\frac{1}{v_x} \sigma \dot{\bar{v}} + \bar{v} = v \quad (6.5)$$

$\sigma$  stellt dabei die Einlauflänge dar und wurde für die Simulation auf 0,3 gesetzt. Mithilfe von Saturation und Rate Limitern wurden die kinematischen Grenzen der Schleuderplatte auch in der Simulation eingehalten. Es ist außerdem zu erwähnen, dass im Zeitraum des Verfahrens der Haftgrenzkoeffizient der Hinterachse im Reifenmodell auf den entsprechenden Wert der Schleuderplatte gesetzt wurde.

Die sich gemäß (6.5) aufbauende Plattengeschwindigkeit geht bei der Simulation in die Berechnung des hinteren Schräglaufwinkels folgendermaßen ein:

$$\alpha_R = \delta_R - \tan^{-1} \left( \frac{v_y - l_R \dot{\psi} - v_{platte} * \cos \psi}{v_x} \right) \quad (6.6)$$

Der Schräglaufwinkel beinhaltet damit die Bewegung der Platte, womit wiederum auf das Schlupfmaß  $\kappa_R$  der Hinterachse geschlossen werden kann:

$$\kappa_R = \frac{\omega_R r_e}{v_x} \cos(\delta_R - \alpha_R) \cos \alpha_R - 1 \quad (6.7)$$

# Maßnahmen zur Verbesserung der Stabilität

## 7.1 Überblick

Wie auch die aktive Hinterachslenkung gehört auch das Torque Vectoring zu der Kategorie der aktiven Sicherheitssysteme im Fahrzeug. Bei diesen kann allgemein zwischen zwei Kategorien unterschieden werden. Die erste wird in der Literatur oft als *advanced driver assistance systems* oder auch kurz ADAS angegeben. Bei solchen Systemen kann das Verhalten durch den Fahrer oft verbessert werden, um so kritische Fahrsituationen eher zu vermeiden. Beispiele sind Systeme für die Regelung der Längsdynamik des Fahrzeugs wie die *adaptive cruise control* (ACC) oder das *autonomous emergency braking* (AEB) und auch der Querdynamik, wie beispielsweise der *lane keep assist* (LKA) wo es auch eine Version mit lediglich audiovisuellem Feedback gibt (*lane departure warning* kurz LDW).

Die zweite Kategorie der aktiven Sicherheitssysteme setzt sich die Verbesserung des reinen Fahrzeugverhaltens zum Ziel. Dabei soll oft die Fahrbarkeit und Lenkbarkeit so lange wie möglich aufrecht erhalten werden, sie arbeiten dabei für den Alltagsfahrer kaum bemerkbar im Hintergrund und müssen anders wie ADAS Systeme meist nicht extra aktiviert werden. Zu den weit verbreiteten Systemen, die nach EU-Vorschrift zum Standard gehören, zählen zum Beispiel das Antiblockiersystem (ABS) oder das elektronische Stabilitätsprogramm

(ESP). Doch auch hier gibt es weitere Anwendungen wie zum Beispiel das Traktionskontrollsystem (TCS), eine aktive Rollstabilisierung (ARS) oder eine aktive Federung (ASS).

In dieser Arbeit soll vor allem auf den Aspekt der Verbesserung der Fahrzeuleistung im Sinne des Stabilitätsverhaltens des Fahrzeugs eingegangen werden, da dieser die Sicherheit in kritischen Verkehrssituationen am wesentlichsten beeinflusst. Dabei soll Torque Vectoring durch die Aufbringung einer Kraftdifferenz zwischen der linken und rechten Fahrzeugseite ein korrigierendes Giermoment erzeugen, um das Verhalten in der Kurve zu verbessern. Die Kraft am Reifen soll dabei sowohl der Motor in Form eines antreibenden Reifenmoments als auch die Bremse erzeugen. Diese Tatsache berechtigt die Unterscheidung durch die benutzten Antriebskonzepte, da die individuelle Kraftapplizierung eine wesentliche Rolle spielt. Bei ICEs wird hier üblicherweise mit aktiven Differenzialen gearbeitet. Bei Fahrzeugen mit elektrischem Antrieb gestaltet sich die Ansteuerung einfacher, da oft mehrere Motoren verbaut sind. Das Bremsmoment wird durch hydraulische Bremsen erzeugt.

## 7.2 Regelungsstrategie

Um die unterschiedlichen Herangehensweisen an die Kontrollstrategie zu unterteilen, bietet es sich an, die Eingänge und Ausgänge der jeweiligen Controller aufzulisten.

### 7.2.1 Controllereingänge

- Aufgrund der guten Messbarkeit ist die Gierwinkelgeschwindigkeit  $\dot{\psi}$  der Standard.
- Als Alternative gilt der Schwimmwinkel  $\beta$  manchmal als Grundlage.
- Auch die Kombination aus beiden stellt eine gute, wenn auch komplexere Alternative dar.

## 7.2.2 Controllerausgänge

Als Ausgang ist es sinnvoll, eine Zwischenstufe zu generieren, indem zuerst ein nötiges Giermoment errechnet wird, welches auf die Fahrzeugkarosserie aufgebracht werden soll. Demnach ist es besser, zwischen den eigentlichen Aktuatoren für die Applikation jenes Moments zu unterscheiden, die sich alle einer Kraftdifferenz zwischen der linken und rechten Fahrzeughälfte bedienen. Dabei gibt es:

- aktive Differenziale für die Antriebsmomentenverteilung bei ICEs
- unterschiedliche Bremsmomenterzeugung
- Drehmomente ausgehend von Elektromotoren, welche eine andere Charakteristik als ICEs aufweisen
- eine Kombination aus Antreiben und Bremsen, sowohl bei ICEs als auch bei BEVs.

## 7.3 High-Level Controller

Der High-Level Controller soll das nötige Giermoment ermitteln. Zur Verfügung stehen ihm dabei der Bewegungszustand der Karosserie sowie die Lenkwinkel. Üblicherweise vergleicht er den tatsächlichen Bewegungszustand des Fahrzeugs mit dem eines Modells, wie beispielsweise dem Zweiradmodell. Als Bemessungsgrundlage wird wie in [7] beschrieben oft die Gierrate herangezogen. Diese wird mit einem Referenzwert verglichen, der sich aus der momentanen Lenkradstellung, der Fahrzeuggeschwindigkeit und dem geschätzten Haftgrenzkoeffizienten ermitteln lässt.

Für diese Anwendung ist vor allem eine Darstellung der Differentialgleichungen mit dem Zustandsvektor  $\underline{x} = [\beta \ \dot{\psi}]^T$  sinnvoll, da später eine Korrektur des Schwimmwinkels vorgenommen werden soll. Es werden daher die Differentialgleichungen mit  $\beta$  und  $\dot{\psi}$  angeschrieben. Es gilt dabei wieder die konstante Fahrgeschwindigkeit  $v = \text{const.}$  und es wird bei kleinen Winkeln  $\delta$ ,  $\beta$ , zunächst mit  $\dot{v}$  angeschrieben.

$$m\dot{v} - mv(\dot{\psi} + \dot{\beta})\beta = (F_{xF} - F_{yF}\delta) + F_{xR} - W_L \quad (7.1)$$

$$-m\dot{v}\beta - mv(\dot{\psi} + \dot{\beta}) = -(F_{xF}\delta + F_{yF}) - F_{yR} + W_y \quad (7.2)$$

$$I_Z\ddot{\psi} = (F_{xF}\delta + F_{yF})l_F - F_{yR}l_R - M_L \quad (7.3)$$

Auch hier können die linearen Funktionen für die Seitenkräfte und die kinematischen Beziehungen für die Schräglaufwinkel (2.6) in (7.2) und (7.3) eingesetzt werden. Es entstehen die Gleichungen (7.4) und (7.5). Auch auf die Wechselwirkung durch Wind kann folgendermaßen eingegangen werden:

$$-mv(\dot{\psi} + \dot{\beta}) = -C_F(\delta - \beta - \frac{l_F\dot{\psi}}{v}) - C_R(-\beta + \frac{l_R\dot{\psi}}{v}) + k_y v^2 \beta + k_y v w_q \quad (7.4)$$

$$I_Z\ddot{\psi} = l_F C_F(\delta - \beta - \frac{l_F\dot{\psi}}{v}) - l_R C_F(-\beta + \frac{l_R\dot{\psi}}{v}) - k_m v^2 \beta - k_m v w_q \quad (7.5)$$

Es muss ähnlich wie bei den Gleichungen (2.10) und (2.11) entkoppelt werden. Die Vernachlässigung der Windkräfte erweist sich hier als sinnvoll. Es entstehen die folgenden beiden inhomogenen Differenzialgleichungen mit ihren Koeffizienten [15] [19]:

$$\ddot{\beta} + 2K_1\dot{\beta} + K_2\beta = \frac{C_F}{mv}\dot{\delta} - \frac{C_F(l_F m v^2 - C_R l_R l)}{I_Z m v^2}\delta \quad (7.6)$$

$$\frac{d}{dt}(\ddot{\psi} + 2K_1\dot{\psi} + K_2\psi) = \frac{l_F C_F}{I_Z}\dot{\delta} + \frac{C_F C_R l}{I_Z m v}\delta \quad (7.7)$$

$$K_1 = \frac{I_Z(C_R + C_F) + m(C_F l_F^2 + C_R l_R^2)}{2I_Z m v} > 0 \quad (7.8)$$

$$K_2 = \frac{l^2 C_R C_F + (C_R l_R - C_F l_F)v^2 - m k_m v^4}{I_Z m v^2} \quad (7.9)$$

Dadurch kann nun die Übertragungsfunktion des Fahrzeugs zwischen Lenkwinkel und der Gierrate gefunden werden. Die Modellgleichungen ergeben vereinfacht:

$$mv_x(r + \dot{\beta}) = (C_F + C_R)\beta + \frac{l_F C_F - l_R C_R}{v_x} r - C_F \delta_F \quad (7.10)$$

$$I_Z \dot{r} = (l_F C_F - l_R C_R)\beta + \frac{l_F^2 C_F + l_R^2 C_R}{v_x} r - l_F C_F \delta_F \quad (7.11)$$

Durch entkoppeln der Differenzialgleichungen kann die Übertragungsfunktion in folgender Form gefunden werden:

$$\frac{r}{\delta_F}(s) = \frac{Z_1 s + Z_2}{N_1 s^2 + N_2 s + N_3} \quad (7.12)$$

Mit den modellspezifischen Konstanten  $Z_i$  und  $N_i$ :

$$Z_1 = -mv_x C_F \quad (7.13)$$

$$Z_2 = -(l_F C_F - l_R C_R) C_F + (C_F + C_R) l_F C_F \quad (7.14)$$

$$N_1 = mv_x I_Z \quad (7.15)$$

$$N_2 = -(mv_x \frac{l_F^2 C_F + l_R^2 C_R}{v_x} + (C_F + C_R) I_Z) \quad (7.16)$$

$$N_3 = mv_x (l_F C_F - l_R C_R) \quad (7.17)$$

### 7.3.1 Feedforward Anteil

Der erste Teil des gestellten Giermoments kommt vom Feedforward des Lenkwinkels. Für diese Arbeit wurde zur Berechnung des relevanten Gains eine Methode ähnlich wie in [21] verwendet.

### 7.3.2 Feedback Anteil

Im Feedback Anteil wird die tatsächliche Gierrate mit der Gierrate eines Zweiradmodells verglichen und basierend darauf ein Giermoment gestellt. [3] gibt Beispiele für das Übertragungsverhalten eines Fahrzeugs zwischen Lenkwinkel und Gierrate. Für die Betrachtungen in dieser Arbeit wurde ein PT1 Verhalten angenommen, welches nur geringe Abweichungen zum tatsächlichen Verhalten aufweist.

### 7.3.3 Schwimmwinkel-Korrektur

Für große Schwimmwinkel wird außerdem wie in [11] eine Korrektur empfohlen. Es wurde daher, ähnlich wie in [12] ein  $\beta_{act}$  als Grenze definiert, ab der eine notwendige Korrektur eingreift. Ist der tatsächliche Betrag des Schwimmwinkels  $|\beta|$  außerhalb der Grenze, wird proportional zum Abstand zu dieser Grenze  $|\beta| - \beta_{act}$  die Referenzgierrate reduziert. Um Performanceauswertungen durchzuführen, wird das Baseline-Fahrzeug mit dem Geregelten durch RMSE Methoden verglichen [10].

## 7.4 Aktive Hinterachslenkung

Hinterachslenkungen (kurz HAL) werden bereits seit mehreren Jahrzehnten bei Fahrzeugen eingesetzt, wobei die Differenzierung zwischen aktiven und passiven Hinterachskinematiken hier ein gängiges Unterscheidungsmerkmal zwischen den verschiedenen Ausführungen darstellt [23]. Während passive HALs durch die reine Lenkgeometrie und damit durch die Kinematik, sowie auch durch die Bewegung der verbauten Gummielemente (die sogenannte Elastokinematik) in der Lage ist, die Spur der Hinterachse zu verändern, so sind bei aktiven HALs Aktoren in rein mechanischen oder hydraulischen Ausführungen verbaut, die durch Einlenken in der Lage sind, je nach Fahrsituation erwünschte Schräglaufwinkel auf die Hinterachse aufzubringen und somit ins Fahrgeschehen einzugreifen.

Hinterachslenkungen machen es daher vor allem möglich, das Fahrverhalten aktiv zu beeinflussen, indem die Gierrate und Querbefleunigung bezüglich eines nicht hinterrad-

gesteuerten Fahrzeugs geändert wird. Wo bei einem nicht hinterradgesteuerten Fahrzeug der Momentanpol der Kurvenfahrt für kleine Geschwindigkeiten (und damit mit Schräglaufwinkeln gleich null) auf die verlängerte Hinterachse fällt, so kann durch eine aktive Hinterachslenkung der sogenannte virtuelle Radstand bewusst verändert werden. Daraus ergeben sich im allgemeinen zwei Lenkstrategien. Durch gleichsinniges Lenken wird der virtuelle Radstand vergrößert, was bei hohen Fahrzeuggeschwindigkeiten zu einem erhöhten Komfort führt. Durch gegensinniges Lenken wird der virtuelle Radstand verkürzt, was bei niedrigen Geschwindigkeiten zu kleineren Wendekreisen führt. In den Simulationen wurde ein stabilisierendes Moment durch die folgende Funktion eingeleitet:

$$\delta_R = \frac{1}{C_R l_R} M_{Zus} \quad (7.18)$$

## 7.5 Torque Vectoring

Das zweite wesentliche System mit dem die Querstabilität eines Fahrzeugs beeinflusst werden kann und welchem sich in dieser Arbeit gewidmet werden soll ist das Torque Vectoring. Die grundsätzliche Idee basiert darauf, nicht wie bei einer Lenkung durch Reifenquerkräfte korrigierende Momente auf die Fahrzeugkarosserie auszuüben, sondern durch die zweite infragekommende Möglichkeit: durch Reifenumfangskräfte. Dabei sollen beide Richtungen möglich sein. Man geht also davon aus, dass sowohl eine individuelle Antriebskraft als auch ein individuelles Bremsmoment auf den jeweiligen Reifen aufgebracht werden kann. Ein Eingriff in das Fahrgeschehen kann dabei ein oder mehrere der folgenden Ziele verfolgen:

- die Sicherheit von Fahrer und Fahrzeug
- die Leistung kann gesteigert werden
- die Fahrzeugagilität kann verbessert werden
- damit einhergehend ist das Gefühl für Lenkbarkeit durch den Fahrer

In der Simulation wurde aus dem gestellten erforderlichen Giermoment durch die Funktion

$$M_A = \frac{r_e}{4d} M_{Zus} \quad (7.19)$$

eine passende Antriebs- bzw. Bremskraft errechnet. Diese wurde durch Saturation und Rate Limitern entsprechend einer maximalen Antriebs- und Bremskraft beschränkt.

## 7.6 Vergleich der Eingriffe

Das applizierte Drehmoment unterliegt, je nach Eingriffsprinzip, unterschiedlichsten physikalischen Grenzen. Die naheliegendste und für jedes Prinzip annähernd gleiche Grenze stellt die bereits in Kapitel 2 erwähnte Kraftübertragung direkt am Reifen dar. Diese wurde natürlich berücksichtigt, jedoch wird hier nicht weiter darauf eingegangen. Durch die Hinterachslenkung kommen die Grenzen der verbauten Aktoren zur Lenkwinkelverstellung hinzu. Es wurden daher gängige Maximalstellwinkel eingehalten. Der limitierende Faktor für das Torque Vectoring ist viel eher die maximal zu erreichende Beschleunigung durch den Motor als die maximale Verzögerung durch die Bremse. Es wurde sich daher auch hier am maximalen Drehmoment des Testfahrzeugs orientiert, ein entsprechendes Übertragungsverhalten für den Motor wurde hier allerdings vernachlässigt. Wie in Abbildung (7.1) zu sehen ist, wurden die erwähnten Grenzen auch erreicht.

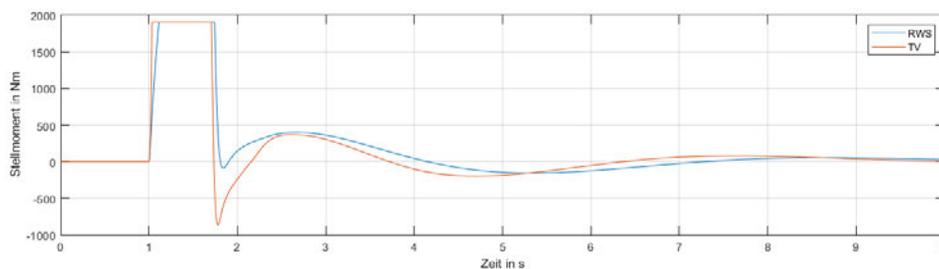


Abbildung 7.1: Stellmoment durch den High-Level Controller

Die Gleichheit der Maxima für das Stellmoment zwischen HAL und TV ist dem niedrigen Haftgrenzkoeffizienten zuzuschreiben. In beiden Fällen wurde die Grenze des Reifens zuerst

erreicht.

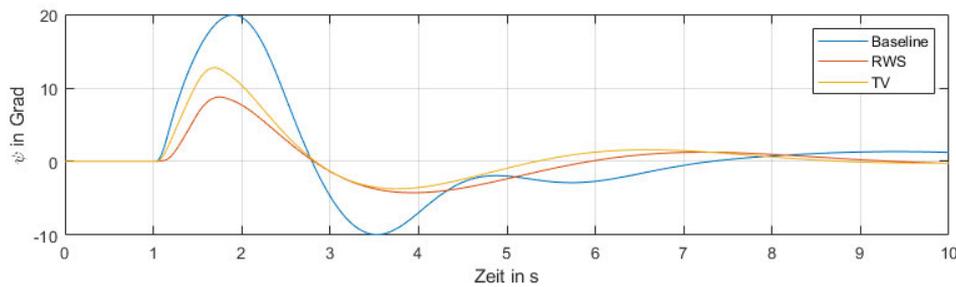


Abbildung 7.2: Vergleich der Gierwinkel

Abbildung (7.2) zeigt die potentiellen Auswirkungen auf den Gierwinkel in den Szenarien des erfahrenen Fahrers:

- Fahrer ohne Unterstützung
- Fahrer und Hinterachslenkung
- Fahrer und Torque Vectoring

Die Ergebnisse zeigen eine Reduktion des Maximalausschlags von 56% (HAL) beziehungsweise 36% (TV). Der Fahrer muss dabei das Lenkrad um 70% (HAL) beziehungsweise 59% (TV) weniger einschlagen. An- und Ausregelzeit verändern sich dabei unwesentlich, da die Führungsgröße für den High-Level Controller nicht zuletzt vom Lenkwinkel des Fahrers abhängt.

# Zusammenfassung

Für die Lenkaufgabe der Geradeausfahrt wurden für diese Arbeit passende Modelle für die Teilsysteme bestehend aus Fahrer, Reifen und Fahrzeug eingesetzt. Um die verwendeten Modelle zu prüfen, wurden sogenannte Kickplattentests auf einer Fahrbahn mit geringem Kraftschlusspotential durchgeführt, bei denen die Hinterachse des Fahrzeugs während der Geradeausfahrt ausgelenkt wird. Das Lenkverhalten von unterschiedlich erfahrenen Fahrern wurde damit verglichen und ausgewertet. Die Skalierung der Schräglaufsteifigkeit anhand des gemessenen Haftgrenzkoeffizienten auf trockener und nasser Fahrbahn durch ABS-Bremungen erwies sich dabei als nicht sinnvoll, da durch die Aufzeichnungen während den Tests ein beträchtlich kleinerer Haftgrenzkoeffizient nachgewiesen werden konnte. Diese Unterschiede sind dem auftretendem Aquaplaning unmittelbar nach dem befahren der nassen Fahrbahn zuzuschreiben. Durch die Anpassung der Simulation auf kleine Reibwerte konnten die Werte für Gierwinkel, Schwimmwinkel und folglich auch dem Lenkwinkel nachgestellt werden. Die Validität der Modelle ist somit mit hinreichender Genauigkeit festgestellt und es konnte auf das Verbesserungspotential durch unterschiedliche aktive Sicherheitssysteme eingegangen werden. Es wurden die beiden Systeme Torque Vectoring und die aktive Hinterachslenkung miteinander verglichen und auf deren Regelungsstrategien im Bezug auf den Kickplattentest eingegangen.

Als nächster Schritt wäre eine Kombination der einzelnen Aktuatoren denkbar, wodurch die Leistungsfähigkeit des Eingriffs weiter erhöht, und eine zusätzliche Redundanz eingeführt werden könnte. Die Ausweitung des Anwendungsbereichs des Test auf die stationäre Kreisfahrt wäre eine denkbare Erweiterung der Arbeit.

# Literaturverzeichnis

- [1] Automotive archives oxts.com. <https://www.oxts.com/industry/automotive-testing-and-development/>. [Accessed 9-Jul-2022].
- [2] *Instrumented Steering Wheel: Accurate Experimental Characterisation of the Forces Exerted by the Driver Hands for Future Advanced Driver Assistance Systems*, volume Volume 3: 20th International Conference on Advanced Vehicle Technologies; 15th International Conference on Design Education of *International Design Engineering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference*, 08 2018. V003T01A006.
- [3] Massimo Canale, Lorenzo Fagiano, Antonella Ferrara, und Claudio Vecchio. Comparing internal model control and sliding-mode approaches for vehicle yaw control. *IEEE Transactions on Intelligent Transportation Systems*, 10(1):31–41, 2009.
- [4] B. Catino, S. Santini, und M. di Bernardo. Mcs adaptive control of vehicle dynamics: an application of bifurcation techniques to control system design. In *42nd IEEE International Conference on Decision and Control (IEEE Cat. No.03CH37475)*, volume 3, pages 2252–2257 Vol.3, 2003.
- [5] Francesco Comolli, Massimiliano Gobbi, und Gianpiero Mastinu. Study on the driver/steering wheel interaction in emergency situations. *Applied Sciences*, 10(20), 2020.
- [6] Corrsys. Sflip-racing non-contact 2-axis optical sensor, 2008.
- [7] Leonardo De Novellis, Aldo Sorniotti, Patrick Gruber, und Andrew Pennycott. Com-

- parison of feedback control techniques for torque-vectoring control of fully electric vehicles. *IEEE Transactions on Vehicular Technology*, 63(8):3612–3623, 2014.
- [8] Edmund Donges. *Fahrerverhaltensmodelle*, pages 15–23. Vieweg+Teubner Verlag, Wiesbaden, 2012.
- [9] Johannes Edelmann. Pkw- fahrermodell für höhere quereschleunigungen. Diplomarbeit, Technische Universität Wien, 2004.
- [10] Tommaso Goggia, Aldo Sorniotti, Leonardo De Novellis, und Antonella Ferrara. Torque-vectoring control in fully electric vehicles via integral sliding modes. In *2014 American Control Conference*, pages 3918–3923, 2014.
- [11] Basilio Lenzo, Aldo Sorniotti, und Patrick Gruber. A single input single output formulation for yaw rate and sideslip angle control via torque-vectoring. 07 2018.
- [12] Basilio Lenzo, Aldo Sorniotti, Patrick Gruber, und Koen Sannen. On the experimental analysis of single input single output control of yaw rate and sideslip angle. In *International Journal of Automotive Technology*, volume 18, pages 799–811, 2017.
- [13] Peter Lugner. *Vehicle dynamics of modern passenger cars*. Springer, 2019.
- [14] Charles C. Macadam. Understanding and modeling the human driver. *Vehicle System Dynamics*, 40(1-3):101–134, 2003.
- [15] G. Mastinu und M. Ploechl. *Road and Off-Road Vehicle System Dynamics Handbook*. Taylor & Francis, 2014.
- [16] Manfred Mitschke und Henning Wallentowitz. *Dynamik der kraftfahrzeuge*, volume 4. Springer, 1972.
- [17] H.B. Pacejka. *Tyre and Vehicle Dynamics*. Automotive Engineering Series. Butterworth-Heinemann, 2002.
- [18] Manfred Plöchl und Johannes Edelmann. Driver models in automobile dynamics application. *Vehicle System Dynamics*, 45(7-8):699–741, 2007.

- [19] Manfred Plöchl, Karl-Otto Endlicher, und Peter Lugner. Grundlagen der fahrzeugdynamik, skriptum zur vorlesung. Skriptum, Technische Universität Wien, 2021.
- [20] Fabio Della Rossa und Giampiero Mastinu. Straight ahead running of a nonlinear car and driver model – new nonlinear behaviours highlighted. *Vehicle System Dynamics*, 56(5):753–768, 2018.
- [21] Motoki Shino und Masao Nagai. Yaw-moment control of electric vehicle for improving handling and stability. *JSAE Review*, 22(4):473–480, 2001.
- [22] Han-Shue Tan, Jihua Huang, Fanping Bu, und Bakhtiar Litkouhi. Driver steering model based on a target amp; control scheme. In *Proceedings of the 2011 American Control Conference*, pages 4610–4615, 2011.
- [23] Ansgar Trächtler. Integrierte fahrdynamikregelung mit esp, aktiver lenkung und aktivem fahrwerk (integrated vehicle dynamics control using active brake, steering, and suspension systems). *Automatisierungstechnik*, 53:11–19, 01 2005.

# Anhang

# Schleuderplatte CARSP21

#richtige Reaktion gefahrlos trainieren

#noch besser fahren



## Key Facts

- **innovatives, computergesteuertes Komplettsystem** mit hydraulisch bewegter Platte
- zuverlässiger **Ganzjahresbetrieb** mit Heizung in der Fundamentgrube und Überschwemmungssensoren
- Fernwartungsmodul
- integrierte **Sicherheitslogik** bei Fahrfehlern
- einfache, **benutzerfreundliche Bedienung**

## Technische Daten

### Allgemeine technische Daten

max. vertikale Belastung (zul. Achslast vom Fahrzeug) .....	4,0 t
höchst zul. Fahrzeuggesamtgewicht für das Befahren der Platte .....	7,5 t
erlaubter Geschwindigkeitsbereich .....	25 - 80 km/h
min./max. Achsabstand vom Fahrzeug .....	1,5 - 4,5 m
Durchfahrbreite .....	3,8 m
Plattentiefe bewegliche Platte .....	3,0 m

max. Verfahrgeschwindigkeit der beweglichen Platte Standard-Betrieb .....	3,0 m/s
max. Verfahrgeschwindigkeit der beweglichen Platte Boost-Betrieb .....	3,2 m/s
max. erzielbare Beschleunigung der beweglichen Platte .....	15 m/s <sup>2</sup>
max. seitlicher Versatz vom Fahrzeug Standard-Betrieb .....	35 cm
max. seitlicher Versatz vom Fahrzeug Boost-Betrieb .....	40 cm
max. mögliche Anzahl an Schleudervorgängen Standard-Betrieb .....	240/h bzw. 4/min
max. mögliche Anzahl an Schleudervorgängen Boost-Betrieb .....	180/h bzw. 3/min

### Energie und Leistung

Standard elektrischer Anschluss (andere Netzspannungen auf Nachfrage) .....	3 x 400 V - 50 Hz
erforderliche Vorsicherung inkl. Fehlerstromschutzschalter .....	35 A
Antriebsleistung E-Motor Hydraulikpumpe .....	5,5 kW - 1450 U/min
Hochdruckhydraulikpumpe Förderleistung Standard-Betrieb .....	11 l/min - 235 bar
Hochdruckhydraulikpumpe Förderleistung Boost-Betrieb .....	11 l/min - 255 bar
Niederdruckhydraulikpumpe Förderleistung .....	11 l/min - 40 bar
Gesamtes Hydraulikölvolumen .....	~ 180 l
Energiebedarf (ohne Heizung) für 1000 Schleudervorgänge .....	25 kWh

### Abmessungen und Gewicht

Abmessungen Schleuderplatte L x B x T .....	6 x 2,96 x 0,8 m
Gewicht Schleuderplatte .....	5400 kg
Abmessungen Hydraulikaggregat L x B x H .....	1,24 x 1,08 x 1,6 m
Gewicht Hydraulikaggregat (ohne Ölfüllung) .....	380 kg

Dorninger Hytronics GmbH  
Betriebsstraße 18  
4213 Unterweikersdorf - Austria

☎ +43 (0)7236 20820 0  
✉ info@hytronics.at  
🏠 www.hytronics.at

engineered for your profit