



Eva Heimlich, BSc

Untersuchung von fahrdynamischen Einflussgrößen auf die Kraftübertragung zwischen Reifen und Fahrbahn in alltäglichen Fahrsituationen

MASTERARBEIT

zur Erlangung des akademischen Grades

Diplom-Ingenieurin

Masterstudium Maschinenbau

eingereicht an der

Technischen Universität Graz

Betreuer

Dipl.-Ing. Dr.techn. Cornelia Lex

Assoc.Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Arno Eichberger

Institut für Fahrzeugtechnik
Member of [FSI]

Graz, April 2016

Danksagung

Ich möchte mich an dieser Stelle ganz herzlich bei Frau Dipl.-Ing. Dr.techn. Cornelia Lex für ihre großartige Unterstützung, während der Erstellung meiner Arbeit am Institut für Fahrzeugtechnik Graz bedanken. Trotz ihres vollen Terminkalenders fand sie immer Zeit für unsere Besprechungen und hatte stets ein offenes Ohr für meine Fragen und Anliegen.

Auch meinen Bürokollegen möchte ich für die angenehme Zeit und die vielen unterhalt-samen aber auch fachlichen Diskussionen in den Kaffeepausen danken.

Abschließend gilt mein Dank meinen Eltern, die es mir ermöglicht haben diese Arbeit zu schreiben, meiner Schwester und meinen engsten Freunden, die mich stets unterstützt und ermutigt haben.

Eidesstattliche Erklärung

Ich erkläre an Eides statt, dass ich die vorliegende Arbeit selbstständig verfasst, andere als die angegebenen Quellen/Hilfsmittel nicht benutzt, und die den benutzten Quellen wörtlich und inhaltlich entnommenen Stellen als solche kenntlich gemacht habe.

Graz, am
(Unterschrift)

I declare that I have authored this thesis independently, that I have not used other than the declared sources / resources, and that I have explicitly marked all material which has been quoted either literally or by content from the used sources.

.....
(date) (signature)

Abstract

This thesis deals with the identification of important influences on the force transmission between tire and road surface occurring in everyday driving situations. The aim was to examine in which slip range of the tire characteristics the forces during normal driving are located and if the influencing factors that can be measured by the standard sensors in a car, show significant changes due to different friction coefficients.

To investigate these influencing factors the speed and accelerations from natural driving studies of participants on roads have been determined. From these test runs typical driving situations in urban areas, rural roads and on the highway were selected. Using the open integration and testing platform IPG CarMaker[®] these selected sections were modelled and then simulated with a previously chosen vehicle model taking the measured boundary conditions from the test runs into account. To cover as many everyday driving situations as possible additional maneuvers have been set up and simulated. To investigate the effect of the coefficient of friction on the influencing factors a variety of the already executed simulations was again simulated with two friction coefficients deviating from the standard value.

The simulations indicate that the horizontal tire forces are mainly located in the linear area of the tire characteristics for everyday driving maneuvers, particularly for dry conditions. For lower friction coefficients an increase in the maximum utilization of the horizontal tire forces, especially for the longitudinal forces, is shown.

Kurzfassung

Die vorliegende Diplomarbeit befasst sich mit der Ermittlung der in alltäglichen Fahrsituationen auftretenden Einflussgrößen auf die Kraftübertragung zwischen Reifen und Fahrbahn. Es soll untersucht werden in welchem Schlupfbereich eines Reifenkennfeldes sich das Fahrzeug bei Normalfahrt bewegt und ob eine Änderung des Reibwertes in den im Fahrzeug selbst messbaren und sich daraus ergebenden Einflussgrößen erkennbar ist.

Für die Untersuchung der Einflussgrößen wurden aus einer Reihe von Messfahrten mit unterschiedlichen Probanden im Straßenverkehr Beschleunigungen und Fahrgeschwindigkeiten ermittelt. Aus den Messfahrten wurden typische Fahrsituationen im Stadtgebiet, Überland und auf der Autobahn ausgewählt. Diese Streckenabschnitte wurden dann mit Hilfe der offenen Integrations- und Testplattform IPG CarMaker® modelliert und mit den aus den Messungen ermittelten Randbedingungen und einem zuvor ausgewählten Fahrzeugmodell simuliert. Um möglichst viele Fahrsituationen abzudecken wurden in einem weiteren Schritt noch zusätzliche Fahrmanöver aufgebaut und simuliert. Zur Bestimmung des Einflusses des Reibwertes auf die Einflussgrößen wurde eine Auswahl der bereits durchgeführten Simulationen zusätzlich mit zwei vom standardmäßig vorgegebenen abweichenden Reibwerten simuliert.

Aus den Simulationen geht hervor, dass die Ausnutzung der maximal möglichen Kraftübertragung in alltäglichen Fahrsituationen relativ gering ist und sich die horizontalen Reifenkräfte, bei trockenen Fahrbahnbedingungen, ausschließlich im linearen Bereich des Kennfeldes bewegen. Für niedrigere Reibwerte konnte eine deutliche Steigerung der Ausnutzung des Kraftpotentials vor allem für die Längskraft ermittelt werden.

Inhaltsverzeichnis

Danksagung	iii
Eidesstattliche Erklärung	v
Abstract	vii
Kurzfassung	ix
Inhalt	xii
Abkürzungen und Formelzeichen	xiii
1. Einleitung	1
1.1. Motivation	2
1.2. Aufgabenstellung	3
1.3. Aufbau der Arbeit	4
2. Kraftfahrzeugtechnische Grundlagen	5
2.1. Fahrdynamik	5
2.1.1. Fahrzeug-Bewegung	6
2.2. Reifen	7
2.2.1. Reifenlängsdynamik	8
2.2.2. Reifenquerdynamik	9
2.2.3. Reifen-Kennfelder	11
2.2.3.1. Kombinierte Reifenkräfte	12
2.2.3.2. Erstellen von Reifenkennfeldern	13
2.2.4. Reibwert	15
2.2.4.1. Einfluss des Reibwertes	16
2.3. Datenerfassung im Fahrzeug	17
3. Reifenmodelle	19
3.1. Reifenmodell nach Dugoff	20
3.2. TM_simple	21
4. Fahrdynamik Simulation	23
4.1. Fahrzeug	24
4.1.1. Reifen Modell - IPG Tire	27

4.1.2. Sturz Peugeot 206cc	30
4.2. Messfahrten	31
4.2.1. Fahrer - Fahrverhalten	31
4.2.2. Streckendaten - Fahrmanöver	34
4.3. Simulationen	36
4.3.1. Aufbau Längsdynamik Fahrmanöver	36
4.3.2. Aufbau Querdynamik Fahrmanöver	36
4.3.3. Aufbau der Simulationen mit unterschiedlichen Reibwerten	39
4.3.4. Zusammenstellung der Fahrmanöver	40
5. Ergebnisse und Diskussion	45
5.1. Ergebnisse Längsdynamik Fahrmanöver	45
5.1.1. Anfahren	45
5.1.2. Bremsen	50
5.2. Ergebnisse Querdynamik Fahrmanöver	55
5.2.1. Abbiegen	55
5.2.2. Kreisverkehr	59
5.2.3. Knoten Graz West	63
5.2.4. Spurwechsel	66
5.2.5. Verteilerkreis Graz Webling	71
5.2.6. Kurven mit unterschiedlichen Radien	75
5.3. Ergebnisse der Simulationen mit unterschiedlichen Reibwerten	78
5.4. Änderung des Sturzwinkels	82
5.5. Vergleich der gewählten Reifenmodelle	84
5.6. Schlussfolgerungen aus den Simulationsergebnissen	86
6. Zusammenfassung und Ausblick	87
Abbildungsverzeichnis	I
Tabellenverzeichnis	V
Literaturverzeichnis	VII
A. Anhang	IX
A.1. Anfahren - Diagramm Geschwindigkeitsverlauf	IX
A.2. Abbiegen Eggenbergergürtel - Diagramme	X
A.3. Kreisverkehr Kärntnerstraße - Diagramme	XI
A.4. Spurwechsel (2,5 Sekunden) - Diagramme	XIII
A.5. Simulationen mit unterschiedlichen Reibwerten - zusätzliche Tabellen und Diagramme	XV
A.6. Änderung des Sturzwinkels - zusätzliche Diagramme	XVIII

Abkürzungen und Formelzeichen

Abkürzungen

ABS	Antiblockiersystem
ESP	Elektronisches Stabilitätsprogramm
FTG	Institut für Fahrzeugtechnik Graz
HA	Hinterachse
HL	hinten links
HR	hinten rechts
HSRI	Highway Safety Research Institute
Pkw	Personenkraftwagen
TIME	Tire Measurement
VA	Vorderachse
VL	vorne links
VR	vorne rechts

Koordinaten Systeme

$\{K_0; x_0, y_0, z_0\}$	Inertialsystem
$\{C; x, y, z\}$	Fahrzeugfestes System
$\{C; x_H, y_H, z_H\}$	Horizontiertes Fahrzeug-Referenzsystem
$\{K_W; x_W, y_W, z_W\}$	Radfestes System

Variablen, Parameter und Konstanten

a_x	Längsbeschleunigung
a_y	Querb beschleunigung
a_z	Vertikal- bzw. Aufbaubeschleunigung
α	Schräglaufwinkel
C	Schwerpunkt des Fahrzeuges, Mittelpunkt des Rades
c_R	radiale Reifensteifigkeit
δ_L	Lenkwinkel
e	Exzentrizität
F_R	Rollwiderstandskraft

F_x	Reifen-Längskraft
F_y	Reifen-Seitenkraft
F_{yV}	Reifen-Seitenkraft-Verlust
ΔF_y	Reifen-Seitenkraft-Differenz
F_z	Aufstandskraft, Radlast
ΔF_z	Radlastschwankung
γ	Sturzwinkel
K_i	Koordinatenursprung eines jeweiligem Bezugssystems i
M_i	Moment um eine Achse
M_P	Momentanpol des Rades
M_R	Rollwiderstandsmoment
μ	Reibwert
Φ	Wankwinkel
ϕ_t	Drehschlupf
Ψ	Gierwinkel
$\dot{\psi}$	Gierrate
r_0	undeformierter Reifenradius
r_s	statischer Reifenradius
r_e	effektiver (dynamischer) Reifenradius
s	Schlupf
s_A	Antriebsschlupf
s_B	Bremsschlupf
S_V	Verschiebung der Seitenkraft durch Sturz
Θ	Nickwinkel
v_x	Fahrzeuglängsgeschwindigkeit
v_y	Fahrzeug-Geschwindigkeit in Querrichtung
v_W	resultierende Fahrgeschwindigkeit im Rad-Aufstandspunkt
W	Rad-Aufstandspunkt
ω	Raddrehzahl
$\dot{\omega}$	Radbeschleunigung
x_i	x-Richtung
y_i	y-Richtung
z_i	z-Richtung

1. Einleitung

Der Zustand von Reifen und Straße hat einen grundlegenden Einfluss auf das Verhalten eines Fahrzeuges und die maximal übertragbaren Kräfte. [Win09]

Diesen Zustand richtig einzuschätzen ist bis jetzt Aufgabe des Fahrers¹. Den maximalen Kraftschluss zwischen Reifen und Straße und damit die Grenzen für ein sicheres Fahren zu erkennen und das Fahrverhalten dementsprechend anzupassen ist gerade unter widrigen Bedingungen, wie Nässe und Schnee, auch für geübte Fahrer nicht leicht. Studien zeigen, dass vor allem bei nasser Fahrbahn die Kraftschlussgrenze oftmals überschätzt wird, was kritische Fahrsituationen und Unfälle zur Folge hat. [Wal01]

Moderne Fahrzeuge sind mit einer Vielzahl an Fahrerassistenzsystemen, wie Antiblockiersystemen (ABS), elektronischen Stabilitätsprogrammen (ESP), Notbremsassistenten und ähnlichem ausgestattet. All diese Systeme dienen dazu den Fahrer zu unterstützen und in Grenzsituationen die Beherrschbarkeit des Fahrzeuges zu verbessern. Um diese Fahrerassistenzsysteme noch effektiver zu gestalten ist es notwendig so viel wie möglich über den aktuellen Fahrzustand und vor allem über die Kraftschlussgrenze der aktuellen Reifen-Straße Paarung in Erfahrung zu bringen.

Es gibt eine Vielzahl von Ansätzen die sich mit der Erfassung des Kraftschlusskoeffizienten während der Fahrt befassen. Die Methoden reichen von Sensoren, welche die Mikrostruktur der Fahrbahn erfassen, über Kraftaufnehmer im Reifen, Car2X Kommunikationssystemen bis hin zu einfacheren Ansätzen die sich mit der Bewegung des Fahrzeuges selbst auseinandersetzen.

Einer dieser Ansätze beruht darauf, den aktuellen Fahrzustand zu erfassen und die Reaktionen des Fahrzeuges auf die Vorgaben des Lenkers zu bewerten um so auf den Reibwert zu schließen. Diese Methode lässt sich auch ohne den Einbau teurer zusätzlicher Sensorik oder aufwändigen Messaufbauten einsetzen und stellt somit einen kostengünstigen Ansatz zur Bewertung von Fahrsituationen dar. [Lex15]

¹Im Folgenden sind alle personenbezogenen Bezeichnungen geschlechtsneutral zu verstehen.

1.1. Motivation

Teilautomatisierte Fahrerassistenzsysteme die bereits serienmäßig verfügbar sind, sind aktuell so ausgelegt, dass eine Berücksichtigung des Straßenzustands vom System noch nicht erforderlich ist. Dies ist deshalb möglich, da die Verantwortung für die Einschätzung des Straßenzustandes beim Fahrer bleibt, der Reibwert auf die Regelweise des Systems nur einen geringen Einfluss hat oder auch ohne den Reibwert zu berücksichtigen die Unfallfolgen in jedem Fall verringert werden.

Der Einfluss des Reibwertes ist vor allem bei hochdynamisch regelnden Systemen von wesentlicher Bedeutung. Im Fall des sicherheitsrelevanten Notbremsassistenten können auf trockener Fahrbahn bei idealen Bedingungen Auffahrunfälle und Kollisionen vollständig vermieden werden. Das System greift erst ein wenn ein Unfall unvermeidlich ist und von Fahrer kein Eingriff vorgenommen wird. Auf nasser oder glatter Fahrbahn ist die Kollisionsvermeidung auch in diesen Situationen nicht mehr gewährleistet, durch die Reduktion der Geschwindigkeit vor dem Aufprall jedoch können die Folgen des Unfalls verringert werden. Somit ist es möglich und sinnvoll diese Systeme auch ohne Kenntnis über den Reibwert in Fahrzeugen einzusetzen. [Lex15]

Mit steigendem Automatisierungsgrad müssen diese Systeme die Unfallwahrscheinlichkeit, im Gegensatz zu von Personen gesteuerten Fahrzeugen deutlich verringern um von der Gesellschaft akzeptiert zu werden.

Es gibt bereits umfangreiche Forschungstätigkeiten in diesem Bereich, welche die verschiedensten Lösungsansätze, von der Verwendung optischer Methoden, der Einbindung von Infrastrukturdaten, bis hin zur Messung der fahrdynamischen Reaktion des Fahrzeuges, entwickeln und bewerten. Die meisten dieser Methoden sind jedoch bisher nur bis zu einem Prototypstatus umgesetzt worden, da die meisten Systeme für die Serie zu teuer sind oder die geforderte Genauigkeit und Robustheit für einen Einsatz im Straßenverkehr nicht erreicht werden können.

Fast alle dieser Methoden werden nahezu ausschließlich unter vereinfachten Bedingungen entwickelt und getestet. Hauptgrund dafür ist es, dass die vielen im realen Straßenverkehr auftretenden Störeinflüsse schwer zu erfassen und zu dokumentieren sind. Aus genau diesen Gründen werden die meisten Versuche auf abgeschlossenen Teststrecken durchgeführt.

Um diese Systeme zu untersuchen kommen häufig standardisierte Fahrmanöver zum Einsatz, die sich bei der objektiven Bewertung der Fahrdynamik von PKW bewährt haben, wie beispielsweise ein doppelter Spurwechsel oder eine stationäre Kreisfahrt. Vor allem auf der Fahrdynamik basierende Methoden werden auf diese Art und Weise mit Hilfe ausgewählter Manöver entwickelt und bewertet. Die bei diesen Manövern auftretenden dynamischen Fahrzustände und auch die dynamischen Anregungen haben im allgemeinen mit realen Fahrzuständen wenig Gemeinsamkeiten. Auf Grund der speziellen Eigenschaften dieser Fahrmanöver kommt es zu einer Verzerrung der Bewertung und auch der Entwicklungsziele für fahrdynamikbasierte Systeme. In diesem Bereich gibt es

einen Mangel an Messdaten aus dem realen Straßenverkehr und den dort auftretenden alltäglichen Fahrsituationen. [Lex15]

Am Institut für Fahrzeugtechnik Graz (FTG) wird derzeit intensiv daran gearbeitet einige dieser Mängel systematisch zu beseitigen, in dem die Machbarkeit der Ermittlung von realitätsnahen, aber genauen Referenzwerten des maximalen Reibungskoeffizienten zwischen Reifen und Fahrbahn untersucht wird. Dieser Referenzwert bildet die Basis für die Entwicklung, Verbesserung sowie Bewertung von echtzeitfähigen Methoden zur Straßenzustandsschätzung für autonome Fahrzeuge. Die jeweils zu untersuchende Methode, muss dabei selbst noch nicht alle Anforderungen für die Verwendung in einer hoch automatisierten Fahrfunktion erfüllen.

1.2. Aufgabenstellung

Das Ziel dieser Arbeit ist die Untersuchung relevanter Einflussgrößen auf die Kraftübertragung zwischen Reifen und Fahrbahn in alltäglichen Fahrsituationen mit Hilfe von Fahrdynamik-Simulationen und die Bewertung hinsichtlich der Machbarkeit der Ermittlung dieser Werte im Personenkraftwagen (Pkw) mit Hilfe der standardmäßig verbauten Sensorik.

Zu den in dieser Arbeit zu untersuchenden fahrdynamisch relevanten Einflussgrößen zählen die Radlast, der Längsschlupf und der Schräglaufwinkel. Diese drei Größen sind, neben dem Reibwert der Reifen-Straßen-Paarung, maßgeblich für die vom Fahrzeug auf die Fahrbahn übertragbaren horizontalen Reifenkräfte verantwortlich.

Für die Bestimmung der fahrdynamischen Einflussgrößen werden in dieser Arbeit Fahrdynamik Simulationen mit der offenen Integrations- und Testplattform IPG CarMaker[®] durchgeführt. Grundlage für die Bewertung der alltäglichen Fahrsituationen bilden die in Messfahrten im realen Straßenverkehr ermittelten Daten für zuvor gezielt ausgewählte Fahrmanöver, wie Kreisverkehre und Spurwechsel. Aus den Messdaten werden die typischen Verläufe der Beschleunigung und der Fahrgeschwindigkeit für jedes Manöver bestimmt und als Randbedingung für die Simulationen verwendet. Auch das Fahrverhalten der Probanden in den Messfahrten kann über das Fahrer-Modell in den Simulationen für jedes Fahrmanöver berücksichtigt werden.

Um den Einfluss des Reibwertes auf die übertragbaren Kräfte zwischen Fahrbahn und Reifen zu bewerten, wird dieser in einigen Simulationen gezielt variiert und die Änderungen der interessierenden Einflussgrößen dokumentiert und bewertet.

Abschließend werden die Ergebnisse der Simulationen in Tabellen und Diagrammen einander gegenübergestellt und die Kräftesituation am Reifen analysiert. Mit Hilfe von ausgewählten Reifen-Modellen werden die Reifencharakteristiken für den in der Simulation eingesetzten Reifen und die Ausnutzung des vorhandenen Kraftpotentials in den einzelnen Fahrsituationen in MATLAB[®] bewertet.

1.3. Aufbau der Arbeit

Die vorliegende Arbeit ist in mehrere Kapitel gegliedert, die im Folgenden kurz vorgestellt werden. Anschließend an die Einleitung werden im zweiten Kapitel die wichtigsten kraftfahrzeugtechnischen und reifentechnischen Grundlagen erklärt die zum Verständnis der Simulationen und Ergebnisse notwendig sind.

Die Beschreibung der Reifenmodelle erfolgt in Kapitel 3. In diesem Abschnitt wird ein Überblick über die verschiedenen Möglichkeiten zur Modellierung von Reifen gegeben und auf die für diese Arbeit relevanten Reifenmodelle wird im Detail eingegangen.

Kapitel 4 befasst sich mit dem Aufbau der durchgeführten Fahrdynamik-Simulationen mit IPG CarMaker®. In diesem Abschnitt werden die Auswahl der simulierten Fahrmanöver, die Bestimmung der Eingabeparameter für Fahrer und Fahrzeug wie auch der Aufbau und Ablauf der Simulationen genauer erläutert. Als Grundlage der Simulationen dienen Messdaten aus Versuchsfahrten, auf welche ebenfalls näher eingegangen wird.

Die Ergebnisse der Simulationen werden in Kapitel 5 aufbereitet und validiert. Abschließend wird im sechsten und letzten Kapitel die Arbeit zusammengefasst und ein kurzer Ausblick gegeben.

2. Kraftfahrzeugtechnische Grundlagen

Zur Ermittlung der in Standard-Fahrsituationen auftretenden Kräfte werden in der vorliegenden Arbeit Simulationen mit einem Fahrdynamik-Programm durchgeführt. In diesem Kapitel werden die zum Verständnis der benutzen Modelle und interessierenden Größen notwendigen kraftfahrzeugtechnischen Grundlagen behandelt. Auf die Themengebiete Reifen, Reibwert, wie auch auf die Beschreibung der Fahrzeugbewegung und der Datenerfassung im Fahrzeug wird hier näher eingegangen.

2.1. Fahrdynamik

Die Fahrdynamik beschreibt das Zusammenspiel von Fahrzeug und Fahrer mit der Umgebung und betrachtet dabei die Zusammenhänge zwischen wirkenden Kräften und den Bewegungen des Fahrzeuges. In der Kraftfahrzeugtechnik werden zur Beschreibung der Fahrzeugbewegung nach ISO 70000 genormte Koordinatensysteme verwendet, die sich wie Abbildung 2.1 zeigt, je nach Einsatzzweck unterscheiden. [Hir13]

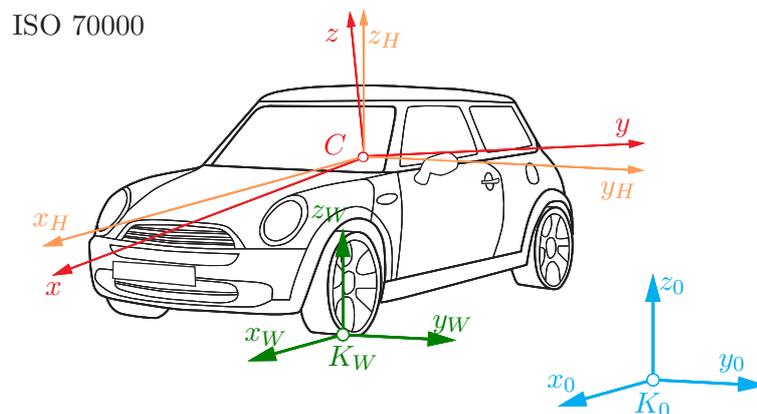


Abbildung 2.1.: Koordinatensysteme nach DIN ISO 70000 [Int11] , Bild nach [Hir13]

Das **Inertialsystem** $\{K_0; x_0, y_0, z_0\}$ ist ein globales ortsfestes *unbewegtes* Koordinatensystem, dessen x_0 - und y_0 -Achse in der Fahrbahnebene liegen. Es dient zur Beschreibung der Position und Bewegung einer Komponente im Raum aus Sicht eines unbewegten Beobachters.

Das **Fahrzeugfestes System** $\{C; x, y, z\}$ ist wie der Name schon sagt, fest mit dem Aufbau verbunden und bewegt sich mit dem Fahrzeug mit. Als Ursprung dieses lokalen Bezugssystems wird meist der Fahrzeugschwerpunkt C gewählt. Da sich dieser aber durch Zuladung verschieben kann und seine Lage nicht immer einfach zu bestimmen ist, kann der Ursprung des Koordinatensystems alternativ dazu auch in die Mitte der Vorderachse oder einen anderen festen Punkt gelegt werden.

Das **Horizontiertes Fahrzeug-Referenzsystem** $\{C; x_H, y_H, z_H\}$ ist ein bewegtes mit dem Fahrzeug verbundenes Bezugssystem, dessen z_H -Achse immer parallel zur z_0 -Achse des Inertialsystems ist. Die x_H - und y_H -Achse stellen somit eine Projektion der x - und y -Achse des fahrzeugfesten Koordinatensystems auf die x_0 - y_0 -Ebene dar. Als Ursprung wird der selbe Punkt gewählt wie beim fahrzeugfesten System.

Das **Radfestes System** $\{K_W; x_W, y_W, z_W\}$ hat seinen Ursprung im Radaufstandspunkt W . Die x_W -Achse geht entlang der Schnittlinie von Fahrbahn und Radmittelebene nach vorne, die z_W -Achse nach oben und die y_W -Achse je nach Definition nach links oder rechts. Es ist üblich, dass jedes Rad ein eigenes radfestes Koordinatensystem zugeordnet bekommt, das je nach Position des Rades am Fahrzeug anders orientiert sein kann. [Int11]

2.1.1. Fahrzeug-Bewegung

Zur Beschreibung der Fahrzeugbewegung bietet sich das fahrzeugfeste System an, da dieses sich mit dem Fahrzeug mitbewegt. Betrachtet man selbiges als Starrkörper, erhält man sechs Bewegungs-Freiheitsgrade, diese setzen sich aus 3 translatorischen und 3 rotatorischen Bewegungen zusammen:

Translationen

in x-Richtung: Fahren, Rucken
 in y-Richtung: Schieben
 in z-Richtung: Heben, Springen

Rotationen

um x-Achse Wanken Φ
 um y-Achse Nicken Θ
 um z-Achse Gieren Ψ

2.2. Reifen

In Abhängigkeit vom gewählten Koordinatensystem ergeben sich für die Geradeaus- und die Kurvenfahrt folgende Vorzeichen:

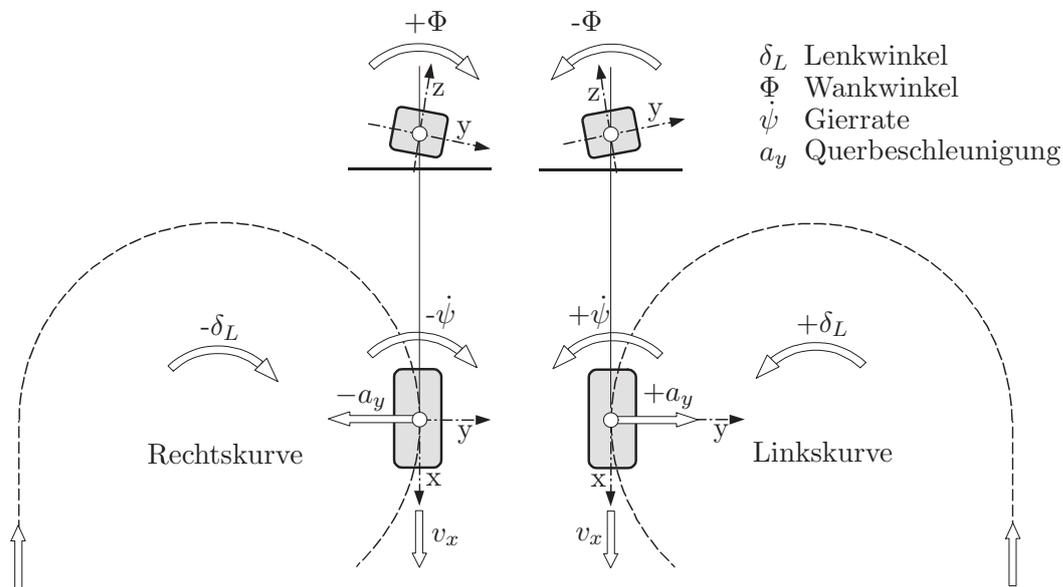


Abbildung 2.2.: Vorzeichendefinition bei Kurvenfahrt nach DIN ISO 70000 [Int11] , Bild nach [Hir13]

Um die Vergleichbarkeit von Messdaten und Simulationsergebnissen zu verbessern, ist es empfehlenswert beim Modellaufbau sowie bei der Instrumentierung für Messungen auf diese genormten Koordinatensysteme zurückzugreifen. [Int11]

2.2. Reifen

Der Reifen spielt sowohl in der Fahrdynamik als auch in der Fahrzeugsicherheit eine sehr wichtige Rolle. Sämtliche Momente und Kräfte die zwischen Fahrzeug und Straße auftreten werden über die kleine Kontaktfläche von Reifen und Fahrbahn übertragen. Der Bereich des Reifens der sich in Kontakt mit der Straße befindet wird in der Literatur als Latsch oder Aufstandsfläche bezeichnet. Im Latsch befindet sich auch der Radaufstandspunkt W in dem die horizontalen und vertikalen Reifenkräfte angreifen. [Hei13]

Im Folgenden wird näher auf die Entstehung der horizontalen Reifenkräfte, die Darstellung von Reifenkennfeldern und den Reibwert zwischen Reifen und Fahrbahn eingegangen.

2.2.1. Reifenlängsdynamik

Die Reifenlängsdynamik befasst sich mit den bei Geradeausfahrt auftretenden Kräften im Reifen, die beim Antreiben und Bremsen entstehen. Grundbedingung für das Entstehen von horizontalen Reifenkräften ist eine Relativbewegung zwischen Reifen und Straße. Diese Relativbewegung wird in Längsrichtung durch den sogenannten (Längs-)Schlupf s beschrieben. Es wird zwischen dem Antriebsschlupf s_A und dem Bremsschlupf s_B unterschieden, die wie folgt definiert sind [Hir13]:

$$s_A = \frac{\omega \cdot r_e - v_x}{\omega \cdot r_e}, \quad (2.1)$$

$$s_B = \frac{\omega \cdot r_e - v_x}{v_x}. \quad (2.2)$$

Die zur Berechnung des Schlupfs erforderlichen Größen sind die Winkelgeschwindigkeit ω , welche auch oft als Raddrehzahl bezeichnet wird, der effektive oder dynamische Reifenradius r_e und die Geschwindigkeit v_x des Rades in Längsrichtung.

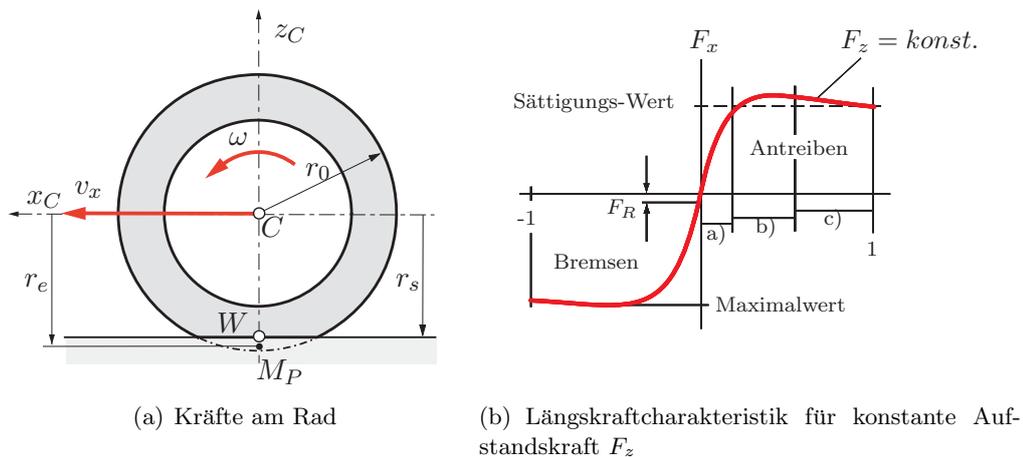


Abbildung 2.3.: Längsschlupf und Längskraftcharakteristik (nach [Hir15])

Abbildung 2.3(a) zeigt den Zusammenhang der Berechnungsgrößen für den Schlupf. Beim frei rollenden Rad kennzeichnet der effektive Reifenradius r_e die Lage des Momentanpols M_P , den Abstand zwischen dem Aufstandspunkt W und dem Radmittelpunkt C bezeichnet man als statischen Reifenradius r_s . r_0 beschreibt den sogenannten undeformierten Reifenradius.

Den Zusammenhang zwischen der Reifenlängskraft F_x und dem Längsschlupf s für eine konstante Aufstandskraft F_z zeigt Abbildung 2.3(b). Eine solche Darstellung des

Verlaufes der Längskraft über den Schlupf bezeichnet man in der Literatur als Reifen-Charakteristik. Diese kann in folgende Bereiche unterteilt werden:

- a) **linearer Kraft-Schlupf Bereich:** in diesem Bereich haften alle Profiltelchen, es besteht ein linearer Zusammenhang zwischen Schlupf und übertragbarer Längskraft
- b) **Übergangsbereich:** in diesem Bereich erreicht die übertragbare Kraft F_x ihr Maximum, danach kommt es zu einem Abfall der Kontaktkraft und die Profiltelchen gehen zunehmend vom Haften zum Gleiten über
- c) **Gleitbereich:** alle Profiltelchen gleiten auf der Fahrbahn, es können Werte bis zu $\pm 100\%$ Schlupf erreicht werden (Durchdrehen oder Blockieren der Räder), der Sättigungswert der Längskraft liegt meist unter dem Kraftmaximum

Auf Grund der Bauart und Profilierung moderner Personenkraftwagen-Reifen (Pkw-Reifen) ist die Längskraft-Charakteristik meist asymmetrisch und es können beim Antrieben mehr Kräfte übertragen werden als beim Bremsen [Hir15].

2.2.2. Reifenquerdynamik

Wie in Längsrichtung ist auch für die Entstehung der Reifenquerkräfte eine Relativbewegung zwischen Reifen und Fahrbahn verantwortlich.

Durch eine Drehbewegung des Rades um seine Hochachse z_W relativ zur Fahrbahn entsteht eine Winkelabweichung zwischen dem resultierenden Geschwindigkeitsvektor v_W und der Geschwindigkeit v_x des Rades in Längsrichtung. Diese Abweichung wird als Schräglaufwinkel α bezeichnet und ist definiert als der Arkustangens der Radgeschwindigkeiten v_y in Querrichtung und v_x in Längsrichtung, siehe Gleichung 2.3. [Sch10]

$$\alpha = \arctan\left(\frac{v_y}{v_x}\right) \quad (2.3)$$

Abbildung 2.4(a) zeigt die zuvor beschriebene Entstehung des Schräglaufwinkels und auch die Entstehung des Sturzwinkels γ , der den Winkel zwischen z_W -Achse im Aufstandspunkt und der z_C -Achse im Radmittelpunkt bei einer Neigung des Rades um die x_C -Achse beschreibt. Ist das Rad zum Fahrzeug hin geneigt, spricht man von negativem Sturz. Moderne Fahrzeuge weisen konstruktive Sturzwinkel bis zu ca. -2 Grad auf, größere Sturzwinkel sind eher unüblich.

Die Reifenquerkraft F_y lässt sich, analog zur Längskraft, in einer Charakteristik als Verlauf in Abhängigkeit vom Schräglaufwinkel α darstellen, siehe Abbildung 2.4(b):

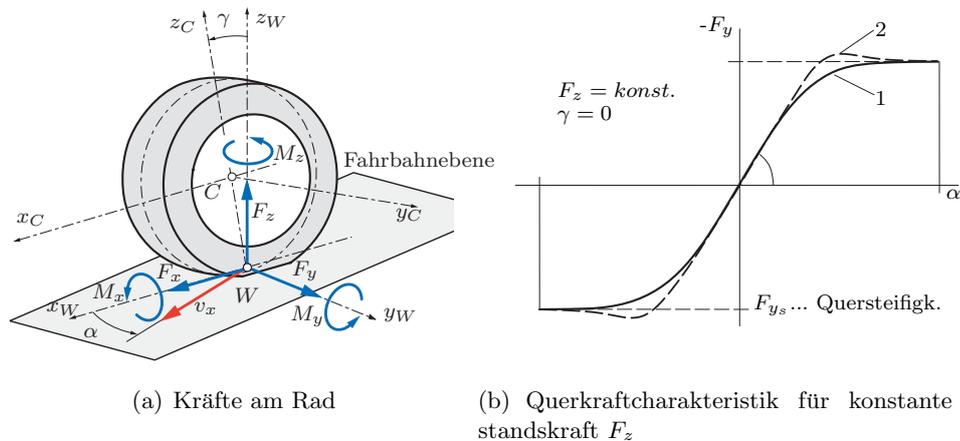


Abbildung 2.4.: Schräglaufwinkel und Querkraftcharakteristik (nach [Hir15])

Bei der Reifenquerkraft F_y wird zwischen einer Sättigungs-Charakteristik (1) und einer Abreiß-Charakteristik (2) unterschieden (siehe Abbildung 2.4(b)). Für Serien-Reifen wird eine Sättigungs-Charakteristik angestrebt, da diese eine bessere Beherrschbarkeit im Grenzbereich aufweist. Abreiß-Charakteristiken findet man hauptsächlich im Motorsportbereich. Auch die Querkraft-Charakteristik lässt sich in die drei zuvor beschriebenen drei Bereiche einteilen. Aufgrund des Schräglaufwinkels werden die Profiltelchen im Latsch seitlich ausgelenkt. Bei kleinen Schräglaufwinkeln haften alle Profiltelchen im Latsch und es besteht ein linearer Zusammenhang zwischen Schräglaufwinkel α und Querkraft F_y . Mit zunehmendem Schräglaufwinkel werden die Auslenkungen der Profiltelche so groß, dass die maximale Schubspannung im Latsch überschritten wird und die Profilelemente zu gleiten beginnen, bis der Sättigungswert der Querkraft erreicht ist [Hir15].

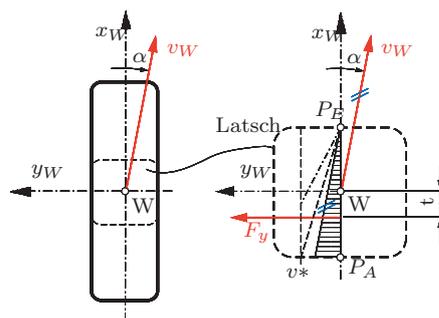


Abbildung 2.5.: Schubspannungsverteilung und Profilverformung im Latsch (nach [Hir13])

2.2.3. Reifen-Kennfelder

In Reifenkennfeldern werden die horizontalen Kontaktkräfte zwischen Fahrbahn und Reifen, die im Radaufstandspunkt W entstehen, unter dem Einfluss der jeweils zugehörigen Größen wie Schlupf s , Schräglaufwinkel α , Sturzwinkel γ und Aufstandskraft F_z dargestellt.

Am Beispiel der Reifenquerkraft F_y soll der Einfluss der Aufstandskraft F_z und der Einfluss des Sturzwinkels γ auf die maximal übertragbaren Kräfte näher betrachtet werden (siehe Abbildung 2.6)

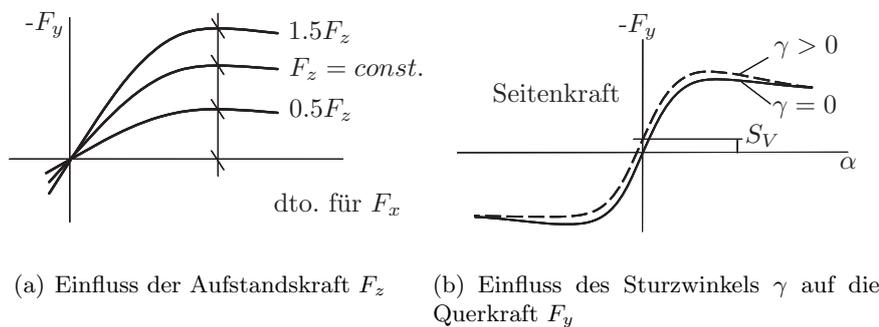


Abbildung 2.6.: Beeinflussung der horizontalen Reifenkräfte durch die Aufstandskraft F_z und den Sturzwinkel γ (nach [Hir15])

Abbildung 2.6(a) zeigt, dass sich das Kraftschlusspotential des Reifens bei einer Änderung der Aufstandskraft F_z degressiv verhält. Somit nehmen die übertragbaren Kräfte bei einer Erhöhung der Aufstandskraft F_z nur geringer zu, bei einer Verminderung der Aufstandskraft jedoch umso stärker ab. Dieses Verhalten hat zur Folge, dass bei Kurvenfahrt durch die dynamische Radlastverlagerung ΔF_z die insgesamt übertragbaren Kräfte abnehmen. Grund dafür ist, dass der Anteil an Kraft der vom kurven-äußeren Rad durch die größere Aufstandskraft mehr übertragen werden kann geringer ist, als der Anteil an Kraft der am kurven-inneren Rad durch die verminderte Aufstandskraft verloren geht. Dieser degressive Einfluss der Aufstandskraft gilt gleichermaßen für die Reifenlängskraft F_x und die Reifenquerkraft F_y . [Hir13]

In Abbildung 2.6(b) ist der Einfluss des Sturzwinkels γ auf die Querkraft F_y dargestellt. Wird einem Reifen ein Sturzwinkel γ aufgezwungen hat dies zur Folge, dass sich die Seitenkraft-Kurve in Richtung der Sturz zugewandten Seite des Rades um den Betrag S_V verschiebt. Der Einfluss des Sturzwinkels auf die Seitenkraft ist im Gegensatz zum Einfluss der Aufstandskraft relativ gering. In der Literatur wird von einer Änderung der Reifenkräfte um ca. ± 200 N bei einem Sturzwinkel von ± 4 Grad für einen typischen Pkw-Reifen ausgegangen. [Bra13]

2.2.3.1. Kombinierte Reifenkräfte

Im realen Straßenverkehr treten Längs- und Querkräfte F_x , F_y nicht nur allein, sondern oft auch kombiniert auf. Beim Antreiben oder Bremsen in einer Kurve überlagern sich die Längs- und Querkräfte, dabei reduzieren sich die für einen gegebenen Schräglaufwinkel α übertragbaren Reifenseitenkräfte F_y , so wie auch die für einen bestimmten Längsschlupf s verfügbaren Reifenlängskräfte F_x . Der Zusammenhang der verfügbaren Kräfte bei allgemeinen Fahrzuständen kann wie auch reine Längs- und Querkraft in einem Diagramm dargestellt werden. Dabei entsteht auf Grund der höheren Längskraft-Potentials beim Antreiben gegenüber dem Bremsen eine kreisähnliche Ellipse, deren umhüllende Kurve als **Kamm'scher Kreis** bezeichnet wird. Stationäre Fahrzustände können bei gleichbleibenden Randbedingungen nur innerhalb des Kamm'schen Kreises erreicht werden. [Hir13]

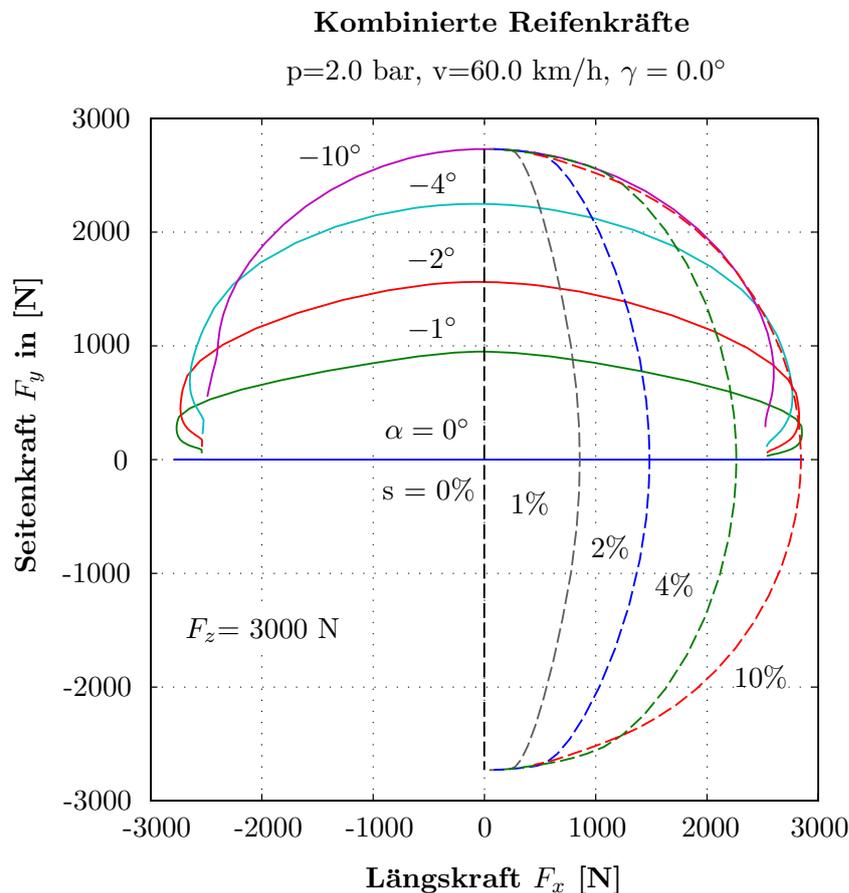


Abbildung 2.7.: Kombinierte Längs- und Seitenkraft ([Hir13])

2.2.3.2. Erstellen von Reifenkennfeldern

Zur experimentellen Ermittlung von Reifen-Kennfeldern gibt es eine Reihe von verschiedenen Prüfständen, wie Abbildung 2.8 zeigt.

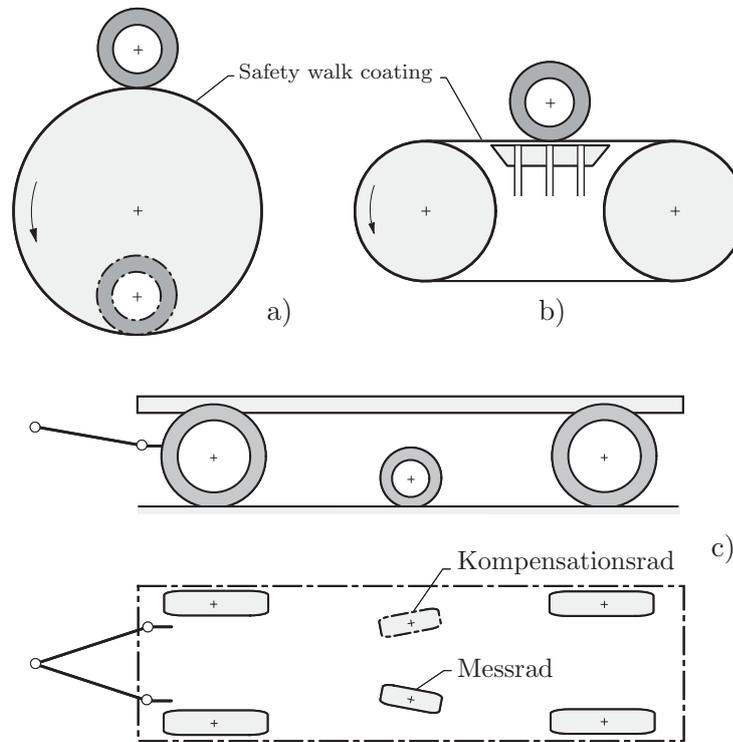


Abbildung 2.8.: a) Trommelprüfstand, b) Flachbandprüfstand und c) Messanhänger [Hir15]

Bei **Trommelprüfständen** unterscheidet man zwischen Außen- und Innentrommel-Prüfständen. Beide Bauarten sind sowohl kostengünstig als auch robust. Innentrommel-Prüfstände bieten den Vorteil, dass man auch Tests mit nasser Fahrbahn, Schnee oder Eis durchführen kann. Der große Nachteil von dieser Art von Prüfständen ist jedoch ihre geringe Genauigkeit, da die Kontaktfläche zwischen Trommel und Reifen auf Grund der Krümmung der Trommel stark von der in der Realität auftretenden Kontaktfläche abweicht.

Der **Flachbandprüfstand** hat den Vorteil, dass die Kontaktfläche zwischen Reifen und Fahrbahn besser nachgebildet wird, als beim Trommelprüfstand. Der Reibbelag wird über zwei Rollen umgelenkt, wodurch es möglich ist diesen leicht zu wechseln und so eine Vielzahl an unterschiedlichen Beläge getestet werden kann. Nachteilig sind jedoch die Einschränkung der maximalen Aufstandskraft aufgrund der geringeren Steifigkeit

und die um einiges höheren Kosten.

Eine weitere Möglichkeit zur Erstellung von Reifen-Kennfeldern bieten **Messfahrzeuge oder Messanhänger**, wie in Abbildung 2.8 c) dargestellt. Das Grundprinzip ist ein mit einem zusätzlichen Messrad und einem Kompensationsrad ausgestatteter Anhänger oder Lastkraftwagen. Mit diesen Fahrzeugen ist es möglich auch unter wechselnden Bedingungen unterschiedliche reale Reifen-Straßen-Paarungen zu testen und auch die Einflüsse von vorhandenen Zwischenmedien wie Wasser oder Schnee können so unter realen Bedingungen untersucht werden. Mit den meisten dieser Messeinrichtungen sind wie am Prüfstand verschiedene Aufstandskräfte und Schräglaufwinkel realisierbar, lediglich die Testgeschwindigkeit ist durch das Messfahrzeug begrenzt. [Lex13]

Auf Prüfständen werden eine Reihe von aufwändigen Messprozeduren durchgeführt um sowohl die statischen Reifensteifigkeiten als auch die stationären Reifenkräfte zu ermitteln und diese dann in Reifen-Kennfeldern zusammenzufassen. Bei den Messungen werden die Einflüsse von Aufstandskraft, Sturz, Schräglaufwinkel, Schlupf, etc. auf die interessierende Reifenkraft jeweils getrennt von einander erfasst.

Problematisch ist hierbei jedoch die teils unrealistische Abbildung des Reifen-Fahrbahn-Kontaktes am Prüfstand und die getrennte Untersuchung aller Einflussparameter. Es gibt daher in der Literatur viele Ansätze die Prüfverfahren zur Ermittlung von Reifen-Kennfeldern zu vereinheitlichen und die durch den Prüfstandsaufbau bedingten Abweichungen von der Realität zu minimieren und so die Ergebnisse zu verbessern. Im Folgenden soll einer der wichtigsten dieser Ansätze kurz vorgestellt werden:

In den 90er Jahren wurde im Rahmen des **TIME** (Tire Measurement) Projektes versucht eine einheitliche Messprozedur zur Ermittlung der stationären Schräglauf-Charakteristik von Pkw Reifen zu entwickeln, die auf verschiedenen Prüfständen unter realistischen Bedingungen die selben Ergebnisse liefert.

Die TIME-Prozedur wird zur Bestimmung des Zusammenhang zwischen Sturz, Schräglauf und Radlast herangezogen. Als Grundlage der Messungen für den Schräglaufwinkel wird der sogenannte Cruising-Test genutzt, dieser besteht aus unterschiedlichen Kurven mit konstanten Radien, welche in Zyklen mit verschiedenen Fahrzeugen und Geschwindigkeiten durchfahren werden. Der Test zeigt einen eindeutigen funktionalen Zusammenhang der drei Größen und des weiteren, dass für jede Fahrzeugachse gewisse Kombinationen aus Schräglauf und Radlast so wie Schräglauf und Sturz auftreten. Es kann somit ein relevanter Bereich für diese Größen gefunden werden und in einem Zustands-Diagramm veranschaulicht werden (Abbildung 2.9).

Den genauen Ablauf der Messprozeduren auf Reifenprüfständen kann unter anderem in fachspezifischer Literatur wie LEISTER [Lei09] nachgelesen werden.

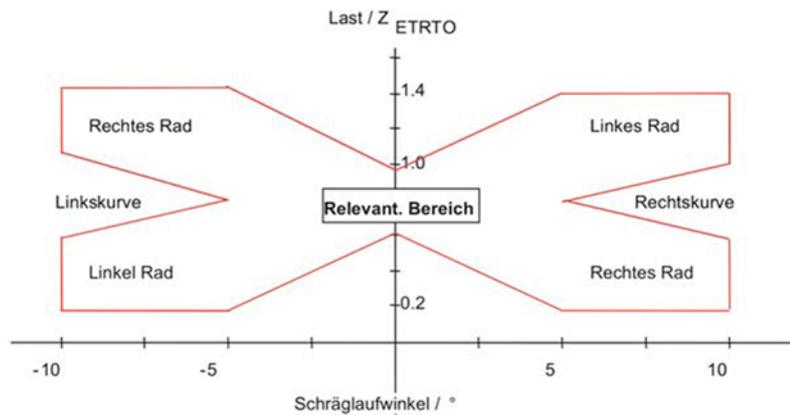


Abbildung 2.9.: Realistischer Zustandsraum der Radlast über dem Schräglaufwinkel nach TIME [Lei09]

2.2.4. Reibwert

Der Reibwert μ ist definiert als das Verhältnis der in der Fahrbahnebene übertragbaren Kraft F_x oder F_y zur Normalkraft F_N , siehe Gleichung 2.4. Eine Horizontalkraft kann nur bei einer auftretenden Relativbewegung übertragen werden.

$$\mu = \frac{F_x}{F_N} \quad \text{oder} \quad \mu = \frac{F_y}{F_N} \quad (2.4)$$

Im wesentlichen wird der Reibwert von den beiden Reibpartnern Reifen und Fahrbahnoberfläche bestimmt. Durch das visko-elastische Verhalten des Reifens hängt der Reibwert auch von Reifendruck, Temperatur und der Fahrgeschwindigkeit ab. Auch die Beschaffenheit der Fahrbahnoberfläche hat einen maßgeblichen Einfluss, genauso wie etwaige Zwischenmedien wie Wasser oder Schnee. Das Zusammenspiel all dieser Einflüsse ist sehr komplex und kann nicht auf einfache Weise dargestellt werden. Die Auswirkung eines einzelnen Parameters auf den Reibwert darzustellen gestaltet sich schwierig, da die Einflüsse größtenteils von einander abhängig sind und es schwer ist alle Größen bis auf eine konstant zu halten. Tabelle 2.1 zeigt die wichtigsten Einflüsse auf den Reibwert und ermöglicht Rückschlüsse auf Zusammenhänge zwischen den einzelnen Einflüssen. [Bac96]

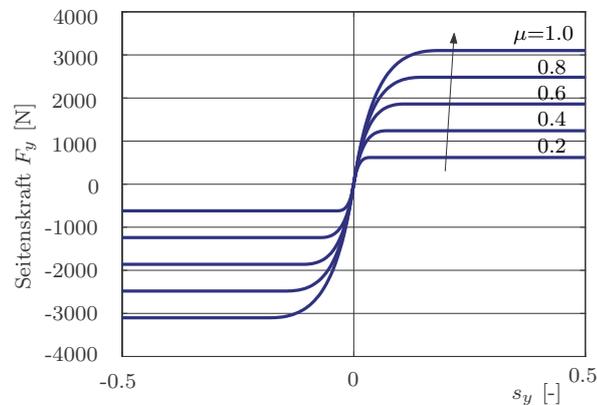
Für die Betrachtung in dieser Arbeit können einige dieser Einflussfaktoren als konstant angenommen werden, da ein am Fahrzeug montierter Reifen betrachtet wird der sich im Laufe des Betriebes nicht ändert. Auch große Änderungen in Druck und Temperatur werden ausgeschlossen. Somit bleiben von Fahrzeugseite nur mehr die Parameter des Fahrzustandes als maßgeblicher Einfluss auf den Reibwert. Die Parameter der Fahrbahn werden als gegeben betrachtet und nicht gesondert erfasst. Der Reibwert für die jeweilige Reifen-Straßenpaarung soll nur aus dem Fahrzustand in dem sich das Fahrzeug befindet bestimmt werden.

Tabelle 2.1.: Einflüsse auf den Reibwert [Bac95]

Fahrzeug	Fahrbahn
<i>Reifen</i>	<i>Fahrbahnoberfläche</i>
Reifentyp; Reifenbauart Profilgeometrie; Profiltiefe Laufflächenmischung Innendruck Temperatur	Belagart; Minerale u. Bindemittel Mikro- und makroskopische Geometrie Drainagevermögen Festigkeit Temperatur
<i>Fahrzustand</i>	<i>Zwischenmedium</i>
Geschwindigkeit Kräfte im Reifenlatsch Schlupfzustand	Art (Eis, Schnee, Wasser, Laub, etc.) Schichtdicke Temperatur

2.2.4.1. Einfluss des Reibwertes

Auch der Reibwert zwischen Reifen und Straße hat einen maßgeblichen Einfluss auf die übertragbaren horizontalen Reifenkräfte. In Abbildung 2.10 ist dieser anhand der Seitenkraft F_y über einen verallgemeinerten Seitenschlupf s_y dargestellt:

Abbildung 2.10.: Einfluss des Reibwertes μ auf die Seitenkraft F_y (nach [Ril06])

Der Reibwert μ hat einen skalierenden Einfluss auf die Querkraft F_y , was proportionale Verringerung/Erhöhung der maximal übertragbaren Kraft und des Sättigungswertes mit der Änderung des Reibwertes zur Folge hat. Dieser Einfluss gilt gleichermaßen für die longitudinalen Reifenkräfte F_x .

2.3. Datenerfassung im Fahrzeug

Moderne Pkw sind mit einer Vielfalt an Sensoren ausgestattet, welche von der Überwachung der Verbrennung im Motor bis hin zum Auslösen der Airbags die unterschiedlichsten Aufgaben übernehmen. Bereits im Fahrzeug vorhandene Sensorik soll herangezogen werden um die notwendigen Daten über den aktuellen Fahrzustand zu ermitteln, die es ermöglichen Rückschlüsse auf die aktuellen Reifenkräfte zu ziehen. In dieser Arbeit wird von einem Pkw der Kompaktklasse oder Mittelklasse der mit ABS als auch ESP ausgerüstet ist ausgegangen, da die Ausstattung mit diesen beiden sicherheitsrelevanten Systemen gesetzlich vorgeschrieben ist. Im Folgenden soll näher auf die relevanten Messgrößen und die verbaute Sensorik zur Fahrzustandsermittlung eingegangen werden:

Für die Beurteilung des Fahrzustandes sind folgende Größen von Bedeutung:

- Raddrehzahl
- Fahrgeschwindigkeit
- Längs- und Querbearschleunigung
- Lenkwinkel
- Gierrate
- Schlupf, Schräglaufwinkel

Diese Daten können teilweise direkt über verbaute Sensorik erfasst werden. Einige Größen jedoch können nur rechnerisch aus physikalischen Zusammenhängen oder über zusätzliche Beobachter im Fahrzeug ermittelt werden. [Win09]

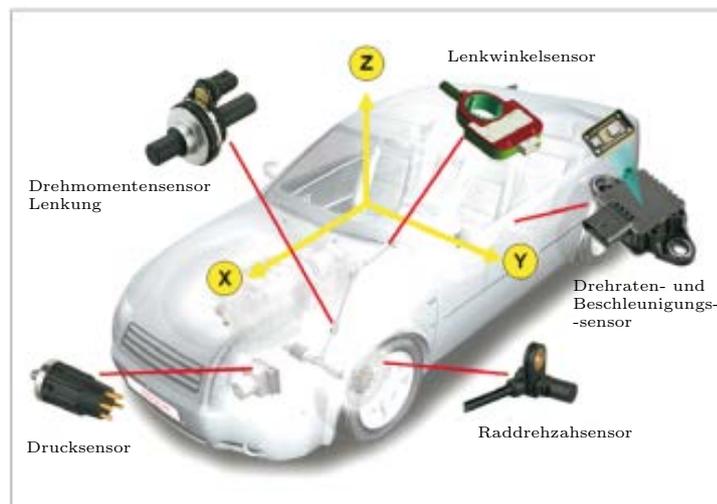


Abbildung 2.11.: für ABS und ESP benötigte Sensoren im Fahrzeug (nach [Win09])

Ein Pkw der mit ABS ausgestattet ist verfügt an jedem Rad über einen Raddrehzahl-sensor. Mit Hilfe dieser Sensoren wird die Radbewegung erfasst und es kann auf den Längsschlupf an jedem einzelnen Rad sowie auch auf die Fahrzeuglängsgeschwindigkeit rückgeschlossen werden. Zusätzlich dazu wird auch die Längsbeschleunigung über einen Dreiachs-Beschleunigungsaufnehmer erfasst. Für die Funktion von ESP wird zusätzlich zu diesem Beschleunigungsaufnehmer noch ein Drehraten-Sensor benötigt, der die Gierrate erfasst. Neben der Gierrate braucht man zur Ermittlung des Schräglaufwinkels auch noch die Radlenkwinkel der gelenkten Räder, welche nicht direkt, sondern über den Lenk-radwinkel erfasst wird. Es werden sowohl ein Lenkwinkel-Sensor als auch ein Lenkungs-Drehmomentsensor verbaut. (siehe Abbildung 2.11).

Mit diesen Sensoren können die zuvor genannten wichtigsten Einflussgrößen erfasst werden. Zusätzlich können noch Informationen über die Motordrehzahl und den aktuell gewählten Gang von Bedeutung sein um den Lastzustand zu definieren. Auch die Stellung von Gaspedal und der Bremsdruck werden über Sensoren erfasst und können so berücksichtigt werden.

3. Reifenmodelle

Die Modellierung des Reifens ist in der Fahrdynamiksimulation von entscheidender Bedeutung. Es gibt eine Vielzahl an Reifenmodellen, die auf unterschiedlichste Art das Verhalten des Reifens beschreiben.

Laut HEISSING et al. [Hei13] werden Reifenmodelle unterteilt in:

- lineare Reifenmodelle
- physikalische Reifenmodelle
- empirisch-mathematische Reifenmodelle
- FEM-Reifenmodelle

Lineare Reifenmodelle stellen die einfachste Art von Reifenmodellen dar. Sie gehen rein von linearen Zusammenhängen der Kraft- und Schlupfgrößen aus.

Physikalische Reifenmodelle bestimmen die im Reifen auftretenden Kräfte aus der Modellierung und Berechnung der relevanten physikalischen Zusammenhänge in der Kontaktfläche zwischen Reifen und Straße. Der Aufbau der Modelle ist sehr komplex und umfasst viele Parameter, wie Massen, Trägheiten oder Federsteifigkeiten, was zu hohen Rechenzeiten führt. Physikalische Modelle sind daher im Allgemeinen nicht echtzeitfähig und werden daher hauptsächlich für Reifen-Grundsatzuntersuchungen herangezogen.

Empirisch-mathematische Modelle berechnen die auftretenden Reifenkräfte durch das Anpassen freier Parameter an zuvor ermittelte Reifenmessdaten, mithilfe mathematischer Approximationen. Diese Modelle erfordern geringe Rechenzeiten und können so auch in echtzeitfähigen Systemen zum Einsatz gebracht werden. Anwendung finden empirisch-mathematische Reifenmodelle hauptsächlich in der Fahrdynamik-Simulation.

FEM-Reifenmodelle kommen hauptsächlich in der Reifenentwicklung zum Einsatz und basieren auf der Finite-Elemente-Methode.

Für die in dieser Arbeit ausgewählten Reifenmodelle, war vor allem die Echtzeitfähigkeit, gleichbedeutend mit einer möglichst kurzen Rechenzeit, in Hinblick auf spätere Anwendungen des Modells von Bedeutung. Des Weiteren sollte im Modell der Reibwert μ zugänglich und dessen Einfluss erkennbar sein. Auch die Anzahl der Eingangsgrößen die zum Erstellen des Modells notwendig sind, sollte in einem überschaubaren Rahmen bleiben, um die Parametrierung während der Fahrt zu ermöglichen. In der Literatur konnten zwei Reifenmodelle gefunden werden, die diesen Anforderungen entsprechen. Beide Modelle werden in den folgenden Kapiteln näher beschrieben.

3.1. Reifenmodell nach Dugoff

Das Reifenmodell nach Dugoff wird in der Literatur oft auch als HSRI-Modell bezeichnet. Es handelt sich um ein physikalisches Modell, das basierend auf einer einfachen Approximation der Verformungen im Latsch, die Reifen-Längs- und Querkräfte berechnet. [Sch10]

Das HSRI-Modell vereint auf relativ einfache Weise alle für die Bestimmung der Kräfte am Reifen notwendigen Parameter. Die Reifen-Längskraft F_{xi} ist definiert als Funktion des Schlupfs σ_i in Längsrichtung und des Gewichtungsfaktors λ_i (siehe Gleichung 3.4).

$$F_{xi} = \frac{C_\sigma \sigma_i}{1 + \sigma_i} f(\lambda_i) \quad (3.1)$$

Die Reifen-Querkraft F_{yi} ist wie auch die Längskraft vom Längsschlupf σ_i , dem Gewichtungsfaktor λ_i und zusätzlich noch vom Schräglaufwinkel α_i abhängig und folgendermaßen definiert:

$$F_{yi} = \frac{C_\alpha \tan \alpha_i}{1 + \sigma_i} f(\lambda_i) \quad (3.2)$$

Beide Kräfte hängen des weiteren von den Konstanten C_σ und C_α ab. Diese beschreiben die Schlupf- und Schräglaufsteifigkeit, welche für jeden Reifen zuvor aus Tests bestimmt werden müssen.

In vielen Fahrsituationen kommt es dazu, dass sich Längs- und Querkräfte überlagern. Um die gegenseitige Beeinflussung der Kräfte zu berücksichtigen, wird mit Hilfe der Gewichtungsfunktion $f(\lambda_i)$ die Verringerung der übertragbaren Kräfte bei gegebenem Schräglaufwinkel und Schlupf modelliert:

$$f(\lambda_i) = \begin{cases} 1 & \text{für } \lambda_i \geq 1 \\ (2 - \lambda_i)\lambda_i & \text{für } \lambda_i < 1 \end{cases} \quad (3.3)$$

Der Gewichtungsfaktor λ_i ist wie folgt definiert:

$$\lambda_i = \frac{\mu F_{zi}(1 + \sigma_i)}{\sqrt{(C_\sigma \sigma_i)^2 + (C_\alpha \tan \alpha_i)^2}} \quad (3.4)$$

Auf Grund der Form der Gleichung für den Gewichtungsfaktor λ_i , nimmt dieser für kleine Werte von Schlupf σ und Schräglaufwinkel α sehr hohe Werte an. Dies führt dazu, dass die Reifenkräfte in diesem Bereich linear von Schlupf und Schräglaufwinkel abhängig sind und somit die typische Form des Reifenkennfeldes entsteht (siehe Abbildung 3.1).

Der Reibwert μ fließt direkt in den Gewichtungsfaktor λ_i mit ein und ist gut zugänglich. Auch die Aufstandskraft F_z ist in diesem Modell auf einfache Art eingebunden und kann gut an die jeweiligen Fahrzustände angepasst werden. [Raj06]

3.2. **TM_simple**

TM_simple ist ein sehr einfaches Reifenmodell zur Berechnung der longitudinalen und lateralen Reifenkräfte F_x und F_y bei gegebener Aufstandskraft F_z . Das Modell basiert auf einer ebenen Fahrbahn und bietet die Möglichkeit den Reibwert μ zu variieren.

Die horizontalen Kräfte Y die im Radaufstandspunkt W angreifen, werden nach folgender Vorschrift berechnet:

$$Y = K \sin [B(1 - e^{-\frac{|x|}{A}}) \text{sign} X] \quad (3.5)$$

Mit Y werden in Gleichung (3.5) die longitudinalen und lateralen Reifenkräfte, mit X die zugehörige Schlupfgröße bezeichnet. Die Koeffizienten K , B , und A sind durch die folgenden Gleichungen bestimmt:

$$K = Y_{max} \quad B = \pi - \arcsin \frac{Y_\infty}{Y_{max}} \quad A = \frac{1}{dY_0} KB \quad (Y_\infty \leq Y_{max}) \quad (3.6)$$

Wie in Abbildung 3.1 dargestellt, beschreibt Y_{max} das Maximum der Kraft, Y_∞ den Sättigungswert und dY_0 die Anfangssteigung der Kraftkurve für eine bestimmte Aufstandskraft F_z :

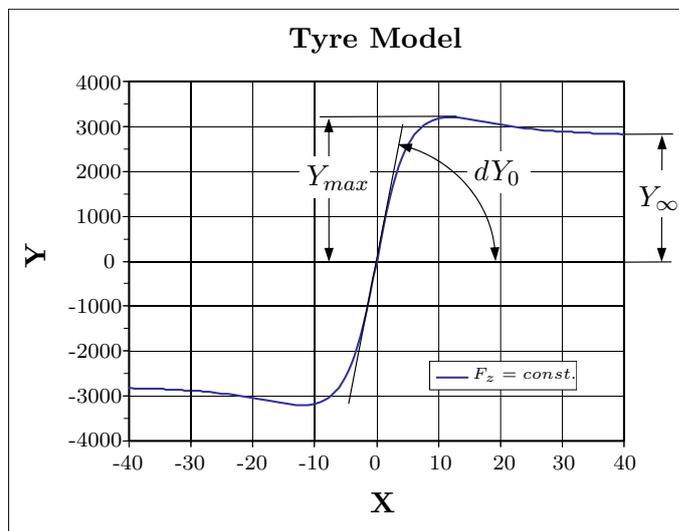


Abbildung 3.1.: Kraft/Schlupf Beziehung bei gegebener Aufstandskraft F_z (nach [Hir09])

Um den degressiven Einfluss der Aufstandskraft zu berücksichtigen werden die Werte für Y_{max} , Y_{∞} und dY_0 mit Hilfe der folgenden Polynomfunktionen bestimmt:

$$Y_{max}(F_z) = a_1 \left(\frac{F_z}{F_{znom}} \right) + a_2 \left(\frac{F_z}{F_{znom}} \right)^2 \quad (3.7)$$

$$dY_0(F_z) = b_1 \left(\frac{F_z}{F_{znom}} \right) + b_2 \left(\frac{F_z}{F_{znom}} \right)^2 \quad (3.8)$$

$$Y_{\infty}(F_z) = c_1 \left(\frac{F_z}{F_{znom}} \right) + c_2 \left(\frac{F_z}{F_{znom}} \right)^2 \quad (3.9)$$

Die Koeffizienten a_1 und a_2 können bei bekannten Werten Y_1 für F_{znom} und Y_2 für $2 * F_{znom}$ einfach mit

$$a_1 = 2Y_1 - \frac{1}{2}Y_2 \quad a_2 = \frac{1}{2}Y_2 - Y_1 \quad (3.10)$$

bestimmt werden. Nach dem selben Prinzip können auch die Koeffizienten b_1 und b_2 für die Anfangssteifigkeiten dY_1 bei F_z und dY_2 bei $2 * F_z$, sowie auch die Koeffizienten c_1 und c_2 der Sättigungswerte $Y_{\infty 1}$ bei F_z und $Y_{\infty 2}$ bei $2 * F_z$ ermittelt werden.

Zur Parametrierung von TM_simple müssen, wie aus den bereits angeführten Formeln hervorgeht, die Anfangssteigung, der Maximalwert und der Sättigungswert der Reifenkraft für eine Aufstandskraft F_{znom} und für das doppelte dieser nominellen Aufstandskraft bekannt sein. Des weiteren benötigt das Modell den statischen Reifenradius r_s , wie auch den effektiven Reifenradius r_e für die nominelle Aufstandskraft F_{znom} , als auch einen Rollwiderstandsbeiwert und den Reibwert μ der Reifen Straßen Paarung. Mit diesen 18 Eingangsgrößen kann das Modell vollständig parametrieret werden.[Hir09]

Der Reibwert geht in das Modell als skalierender Faktor ein und ist gut zugänglich, wie auch die Aufstandskraft, deren Einfluss jedoch etwas komplexer ist im Vergleich zum Reifenmodell nach Dugoff.

4. Fahrdynamik Simulation

Im Straßenverkehr tritt eine Vielzahl an unterschiedlichsten Fahrzuständen auf. In der Stadt ist das Fahren durch viele Kreuzungen, oftmaliges Anhalten und wieder Anfahren, enge Kurven und niedrige Fahrgeschwindigkeiten geprägt. Überland und auf der Autobahn zeigt sich ein anderes Bild, geprägt von wesentlich höheren Fahrgeschwindigkeiten, weiteren Kurvenradien und langen Fahrzeiten ohne Stopp.

Aufgabe der Simulationen ist es, diese alltäglichen Fahrsituationen so realitätsnahe wie möglich nachzuempfinden um Aufschluss über die auftretenden Kräfte zwischen Reifen und Fahrbahn und deren Ausnutzung zu geben. Wie in Kapitel 2.2.4 beschrieben ist für das Auftreten von horizontalen Kräften zwischen Fahrbahn und Reifen eine Relativbewegung notwendig. Es werden daher Fahrmanöver betrachtet bei denen durch Abbremsen, Beschleunigen oder Lenken des Fahrzeuges eine solche Relativbewegung erzeugt wird, wie beispielsweise Stehenbleiben an einer roten Ampel oder Abbiegen an einer Kreuzung.

Als Grundlage für einen Großteil der Simulationen werden in der vorliegenden Arbeit eine Reihe von Messfahrten herangezogen, bei denen die Strecke wie auch die Fahrgeschwindigkeit aufgezeichnet wurde. Die Daten dieser Messfahrten wurden im Rahmen von zwei Bachelor-Arbeiten ([Lac14] und [Ste14]) am Institut für Fahrzeugtechnik Graz (FTG) aufgezeichnet und für diese Arbeit zur Verfügung gestellt. Aus den Messdaten werden markante Streckenteile herausgenommen und an diesen Stellen dann der fahrdynamische Zustand des Fahrzeuges untersucht. Auch das Verhalten der Fahrer fließt in die Simulationen über ein eigenes Fahrermodell, das für jedes Fahrmanöver individuell angepasst werden kann, mit ein. Dies ermöglicht eine sehr genaue Nachbildung der realen Fahrsituation und somit auch der Kräftesituation am Rad.

Die Fahrdynamik Simulationen für diese Arbeit werden mit der offenen Integrations- und Testplattform CarMaker[®] der IPG Automotive GmbH durchgeführt. Dieses Simulationstool bietet eine Auswahl an bereits parametrisierten Pkw-Modellen, die sofort einsetzbar sind, aber auch an spezielle Bedürfnisse angepasst werden können. Auch der Aufbau von Strecken und die Eingabe der gewünschten Randbedingungen unter denen die Simulationen ablaufen sollen ist gut dokumentiert und somit relativ einfach und schnell umsetzbar, wodurch sich das Programm ideal für die Aufgabenstellung dieser Arbeit eignet. [IPG15]

Im Folgenden soll näher auf die Auswahl des Fahrzeuges und der Fahrmanöver sowie auch auf den Aufbau der einzelnen Simulationen eingegangen werden.

4.1. Fahrzeug

Zur Ermittlung der bei im Straßenverkehr häufig vorkommenden Fahrsituationen auftretenden Kräfte wird, auf Grund der weiten Verbreitung dieser Fahrzeugkategorien, ein Pkw der Kompaktklasse als Simulationsfahrzeug eingesetzt. In der Europäischen Union kann von einer serienmäßigen Ausstattung mit ABS und ESP aller Fahrzeuge ausgegangen werden und somit davon, dass alle notwendigen Sensoren zur Fahrzustandsbestimmung vorhanden sind.

Die Integrations- und Testplattform IPG CarMaker[®] bietet eine große Auswahl an bereits vollständig parametrisierten und sofort einsatzfähigen Fahrzeugmodellen. Aus allen Modellen wurden für einen Vergleich die drei am besten den zuvor genannten Kriterien entsprechenden Fahrzeuge, ein Ford Focus, ein Renault Megane und ein Peugeot 206cc ausgewählt.

Alle drei Fahrzeugmodelle sind als Mehrkörpersystem aufgebaut und sind charakterisiert durch eine Vielzahl an miteinander interagierenden Körpern. Dieses Mehrkörpersystem interagiert mit allen anderen Modulen des Programmes die für die Abbildung des Verhaltens des Antriebsstranges, der Bremsen so wie der Reifen zuständig sind. (siehe Abbildung: 4.1)

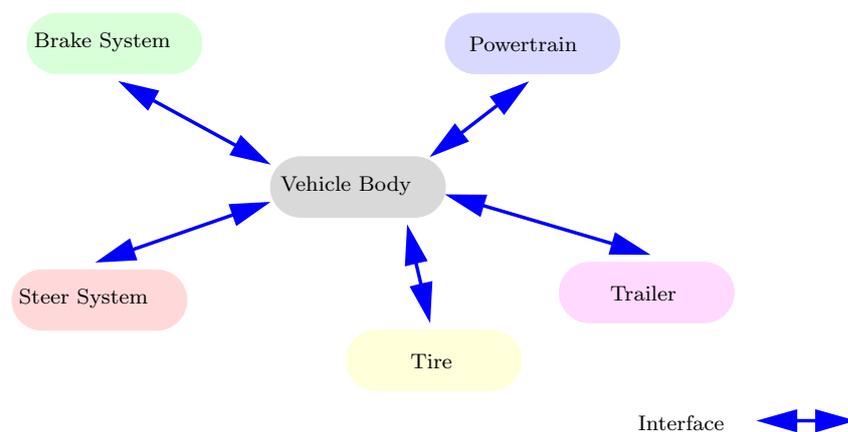


Abbildung 4.1.: Fahrzeugmodell Struktur IPG CarMaker[®] [IPG15]

Die Bewegungen des Mehrkörpersystems und somit des Fahrzeuges werden über Differentialgleichungen und über algebraische Ansätze definiert. Der Modellaufbau und die zugrundeliegenden Berechnungen werden im *IPG Reference Manual* [IPG15] genauer beschrieben, auf diese soll hier nicht näher eingegangen werden.

Nach der Auswahl der Fahrzeuge wurde eine Simulation durchgeführt um das am besten geeignete Fahrzeug für die im folgenden durchzuführenden Fahrdynamik-Simulationen zu identifizieren. Dazu wurde im IPG CarMaker[®] eine einfache Strecke aus zwei Geraden verbunden durch eine 90° Rechtskurve mit einem Radius von 30 m aufgebaut und

anschließend unter den selben Startbedingungen von allen drei Fahrzeugen mit einer Fahrgeschwindigkeit von 45 km/h durchfahren. Für alle drei Fahrzeuge wurde das selbe Fahrerverhalten angenommen, es wurden für die Schaltdrehzahlen und die Schaltdauer so wie auch die maximale longitudinale und laterale Beschleunigung in allen Simulationen die selben Werte vorgegeben. Um die Unterschiede im Fahrverhalten aufzuzeigen wurden bei den Simulationen die Fahrgeschwindigkeit v_x , die Beschleunigung in alle drei Koordinatenrichtungen a_x , a_y und a_z sowie die für die späteren Simulationen relevanten Größen Schlupf s und Schräglaufwinkel α aufgezeichnet.

Die Ergebnisse der drei Simulationen zeigten für fast alle untersuchten Werte ähnliche Verläufe. Bei allen drei Fahrzeugen stimmte der Verlauf der Längsgeschwindigkeit v_x überein. Auch die Längs- und Querbeschleunigungen, sowie der Schlupf und der Schräglaufwinkel erreichten bei allen Fahrzeugen die selben Werte. Bei genauerer Betrachtung zeigten sich jedoch merkbliche Unterschiede:

Bei der Simulation mit dem Renault Megane kam es zu mehr Schaltvorgängen als bei den anderen beiden Fahrzeugen und die Gangwahl war nicht realistisch, siehe Abbildung 4.2 (die Kurve wurde mit 35 km/h im ersten Gang durchfahren). Der Versuch die Schaltdrehzahl zu verändern und so eine bessere Übereinstimmung mit den anderen Fahrzeugen zu erreichen brachte kaum eine Veränderung. Weil es für die realistische Simulation der Fahrmanöver auch von Bedeutung ist den richtigen Gang zu wählen und die Schaltzeitpunkte so zu legen, wie es ein Fahrer im realen Straßenverkehr tun würde, kam der Renault Megane für die weiteren Untersuchungen nicht mehr in Frage, da die Umsetzung eines realistischen Schaltverhaltens im Gegensatz zu den anderen Fahrzeugen nur mit erhöhtem Aufwand möglich war.

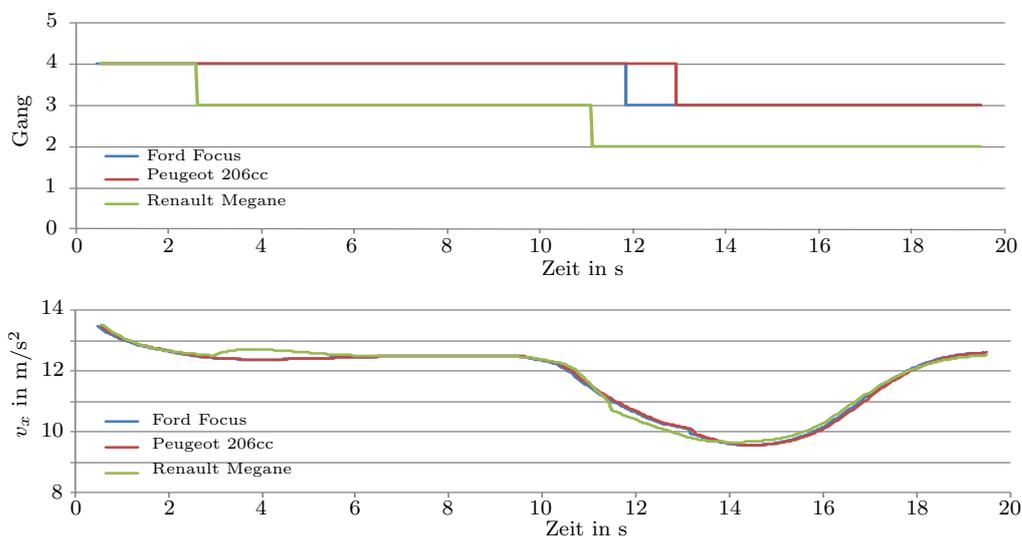


Abbildung 4.2.: Vergleich der Schaltvorgänge und Fahrgeschwindigkeit beim Durchfahren der Kurve

Das Modell des Ford Focus nutzt im Gegensatz zu den anderen beiden Fahrzeugmodellen das 'Pfeffer with Power Steering' Model. Dabei handelt es sich um ein Lenkungsmodell, das von Dr. Pfeffer an der Technischen Universität München entwickelt wurde. Das Modell besitzt zwei Bewegungs-Freiheitsgrade und ein zusätzliches Power Modul, der genaue Aufbau und die Modellparameter dieser Lenkung werden im *IPG Reference Manual* [IPG15] näher beschrieben. Der Einfluss des Lenkungsmodells zeigt sich in den Simulationen beim Verlauf des Schräglaufwinkels α . Der Verlauf des Schräglaufwinkels über die Zeit ist für alle Fahrzeuge gleich, sowie auch die maximal erreichten Werte. Bei genauerem Betrachten der Simulationsergebnisse fällt jedoch auf, dass beim Ford Focus die Kurven nicht so glatt sind wie bei den anderen beiden Fahrzeugen, sondern eine stark wellige Struktur aufweisen und es den Anschein hat als würde der Schräglaufwinkel nicht kontinuierlich sondern schrittweise in Stufen aufgebracht (siehe Abbildung 4.3). Weil der Schräglaufwinkel eine wichtige Rolle bei der Bewertung der für diese Arbeit durchgeführten Simulationen spielt wurde auch der Ford Focus als Fahrzeugmodell ausgeschlossen.

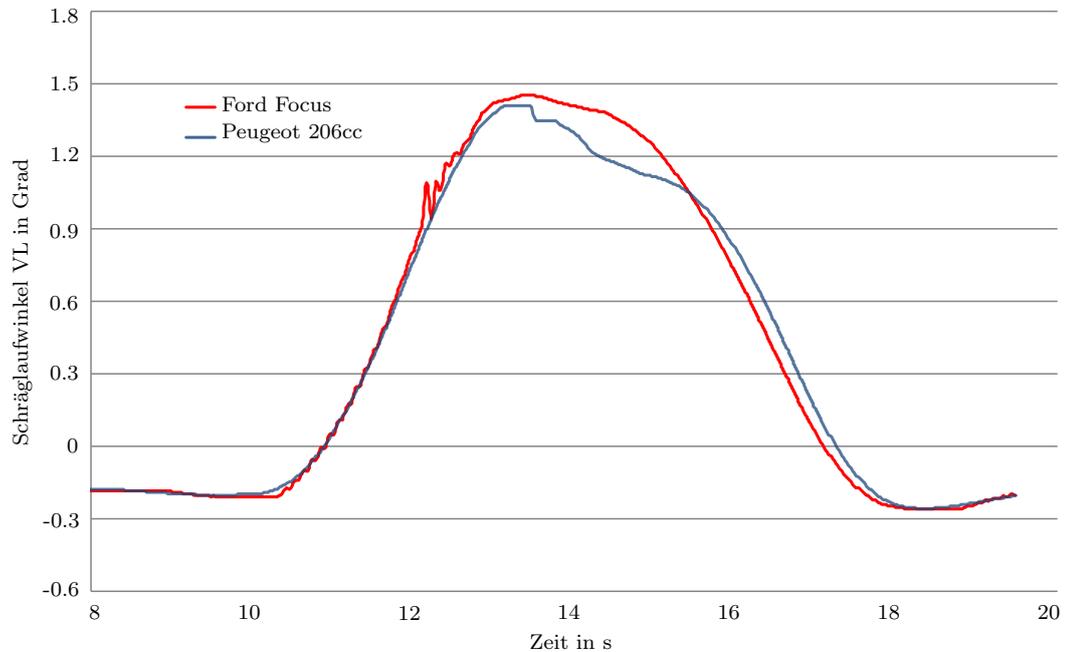


Abbildung 4.3.: Vergleich des Verlaufs des Schräglaufwinkels VL

Von den anfangs ausgewählten Fahrzeugmodellen kommt somit nur der Peugeot 206cc für die weiteren Untersuchungen zum Einsatz, da es bei diesem Modell keine Schwierigkeiten beim Anpassen der Schaltzeitpunkte gibt und auch der Verlauf des Schräglaufwinkels das für die Auswertung gewünschte Verhalten zeigt. In Tabelle 4.1 sind die wichtigsten Daten des Fahrzeugmodell Peugeot 206cc zusammengefasst:

Tabelle 4.1.: Modelldaten Peugeot 206cc

Karosserie			
Gewicht	1226 kg		
Radstand	2442 mm		
Spurbreite	VA	HA	
	1438 mm	1429 mm	
Trägheitsmomente	I_{xx}	I_{yy}	I_{zz}
	340 kgm^2	1056 kgm^2	1140 kgm^2
Rad			
Gewicht	22 kg		
Trägheitsmomente	I_{xx}	I_{yy}	I_{zz}
	0.5 kgm^2	1.0 kgm^2	0.5 kgm^2
statische Aufstandskraft F_z	VA	HA	
	3885.35 N	2125.75 N	
Reifendimension	185 55R15		

4.1.1. Reifen Modell - IPG Tire

IPG CarMaker[®] verwendet standardmäßig ein eigenes Reifenmodell, den sogenannten RealTime Tire (RTTire), eine erweiterte Version des IPG Tire Models. Es besteht auch die Möglichkeit andere Reifenmodelle wie die Magic Formula von PACEJKA [Pac12] oder den Tame Tire, ein von Michelin entwickeltes thermo-mechanisches Reifenmodell, für die Simulationen zu verwenden. Für die in dieser Arbeit durchgeführten Simulationen ist das Standardmodell RTTire ausreichend. Das RTTire Modell ist echtzeitfähig und berechnet die resultierenden Reifenkräfte wie auch die restlichen interessierenden Größen im Kontaktpunkt zwischen Reifen und Fahrbahn. Die horizontalen Reifenkräfte sind bei diesem Modell abhängig von der Aufstandskraft F_z , dem Längsschlupf s , dem Schräglaufwinkel α , dem Sturzwinkel γ , dem Drehschlupf ϕ_t und dem Reibwert μ der Reifen-Straßen-Paarung. (siehe Gleichung 4.1) Die genauen Berechnungsvorschriften für die einzelnen Größen können im *IPG Reference Manual* [IPG15] nachgelesen werden.

$$F, T = f(F_z, s, \alpha, \gamma, \phi_t, \mu, \dots) \quad (4.1)$$

Die Radlast wird direkt aus der Bewegung des Mehrkörper-Modells das den Aufbau der Fahrzeugkarosserie und aller Anbauteile abbildet errechnet und direkt an das Reifenmodell weiter gegeben. Weitere wichtige spezifische Parameter des Reifens zur Berechnung der im Kontaktpunkt zwischen Reifen und Fahrbahn auftretenden Kräfte, wie die beispielsweise der kinematische Rollradius r_e und die radiale Reifensteifigkeit c_R , sind für alle im IPG CarMaker[®] zur Verfügung gestellten Reifen in eigenen Reifen-Daten-Dateien hinterlegt. Das Reifenmodell berechnet aus diesen Eingabeparametern die übertragbaren Reifenkräfte. Diese sind für ausgewählte F_z in den charakteristischen Kurven in Abbildung 4.4 und 4.5 für die Längs- und Querkraft des am Peugeot 206cc montierten Reifen

RT_185_55R15 dargestellt:

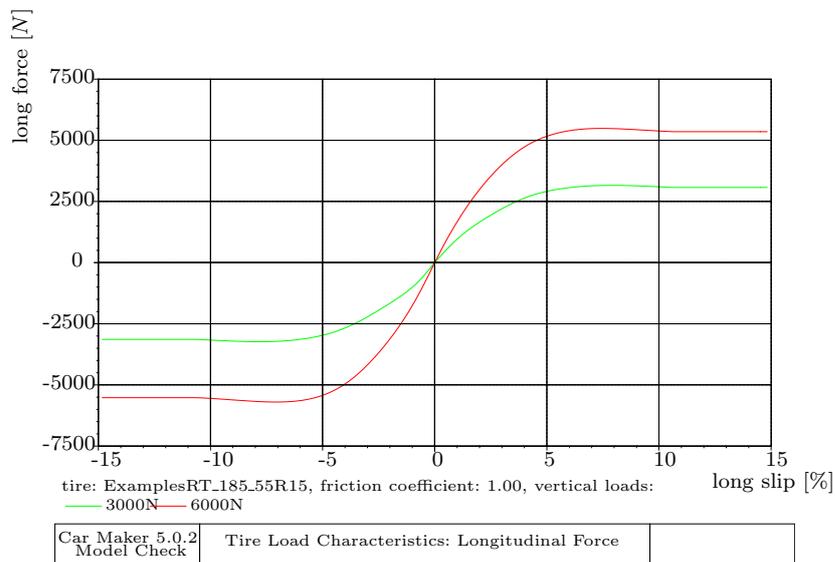


Abbildung 4.4.: RRTire Reifen-Längskraft-Charakteristik RT_185_55R15

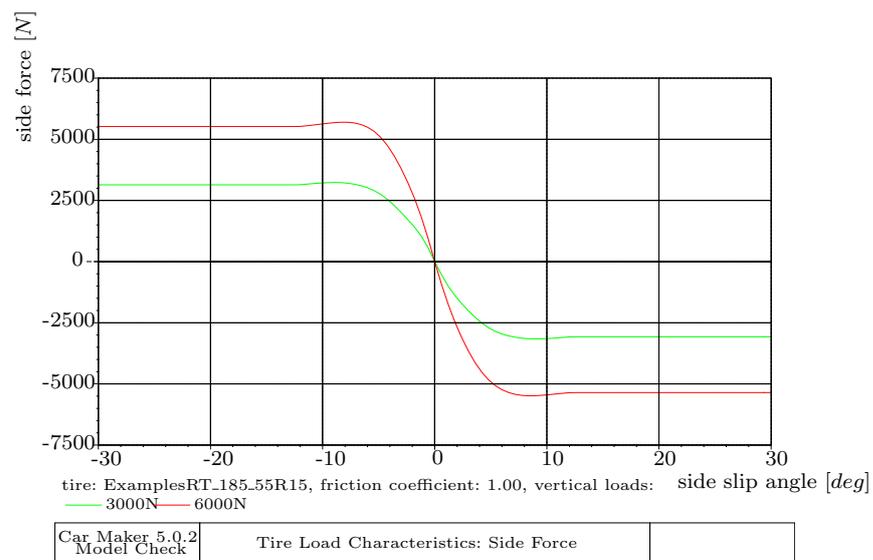


Abbildung 4.5.: RRTire Reifen-Querkräft-Charakteristik RT_185_55R15

Das Reifenmodell RRTire kann auch den Einfluss des Reibwertes μ zwischen Reifen und Fahrbahn auf die horizontalen Reifenkräfte erfassen. Da auch der Einfluss unterschiedlicher Reibwerte in den für diese Arbeit durchgeführten Simulationen bewertet werden soll, ist in den folgenden Abbildungen der Zusammenhang von Reibwert und maximal

übertragbaren Längs- und Querkräften für eine Aufstandskraft für das eingesetzte Reifenmodell RT_185_55R15 dargestellt:

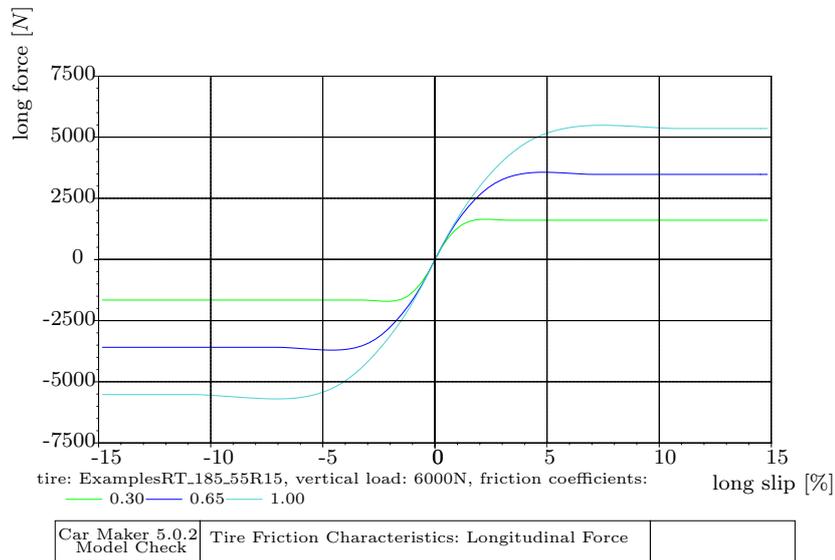


Abbildung 4.6.: RRTire Reifen-Längskraft μ -Einfluss

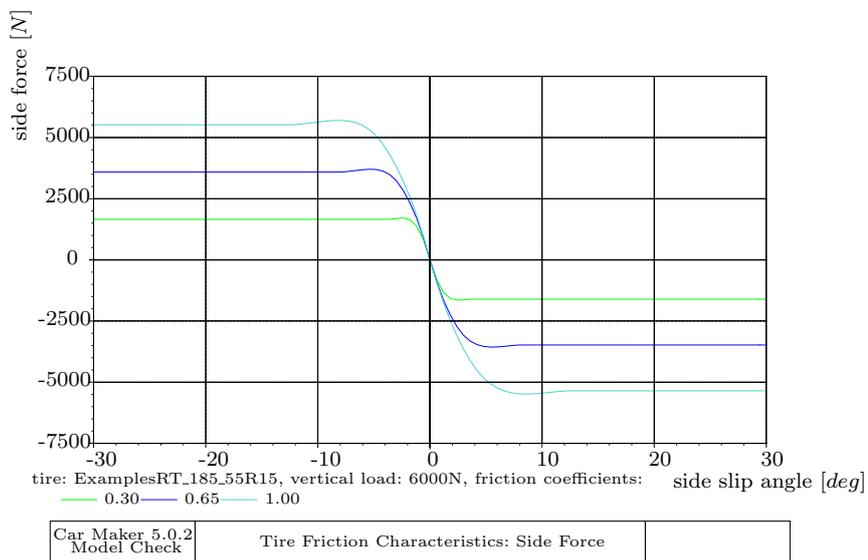


Abbildung 4.7.: RRTire Reifen-Querkräft μ -Einfluss

4.1.2. Sturz Peugeot 206cc

Wie aus Gleichung 4.1 hervorgeht hat auch der Sturzwinkel und dessen Veränderung durch die Beladung und die dynamischen Radlastverlagerungen einen Einfluss auf die übertragbaren horizontalen Reifenkräfte. Sowohl Hub- als auch bei Wankfederung ändert sich der Sturz an allen vier Rädern.

Im Modell des Peugeot 206cc ist nur ein konstruktiver Sturzwinkel vorgegeben, aber keine Werte für die Änderungen des Radsturzes beim Einfedern. Auf Grund dessen, dass in dieser Arbeit auch die Sturzänderung während der Fahrmanöver untersucht werden soll, wurde das Modell um diese Änderung erweitert. Weil für das gewählte Fahrzeugmodell, den Peugeot, keine Messdaten zur Verfügung standen, wurden die Werte für die Änderung des Sturzwinkels bei Wank- und Hubfederung aus einem Prüfbericht [Hor10] entnommen. Der Prüfbericht wurde von der Forschungsgesellschaft Kraftfahrwesen Aachen im Zuge einer Parameterermittlung eines Gesamtfahrzeuges, eines Audi A4 Avant, erstellt und stand am Institut für Fahrzeugtechnik Graz zur Verfügung. Im Zuge der Parameteridentifikation an diesem Fahrzeug (Audi) wurden auch die für die Parametrierung des Simulationsmodells benötigten Werte erfasst.

Die am Prüfstand ermittelten Werte wurden zu einem Mittelwert zusammengefasst, da es bei der Eingabe der Daten im IPG CarMaker® keine Unterscheidung zwischen Hub- und Wankfederung gibt, auch die Einheiten wurden entsprechend der Anforderungen des Simulationsprogramms umgerechnet. Tabelle 4.2 zeigt die für den Modellaufbau genutzten adaptierten Eingabewerte für die Vorder- und Hinterachse:

Tabelle 4.2.: Sturzeinstellungen Peugeot 206cc

	VA	HA
Mittelwert Prüfbericht		
Sturzwinkel in °	-0.685	-1.625
Sturzwinkel Änderung in °/mm	-0.0168	-0.0138
Werte für IPG CarMaker®		
Sturzwinkel in rad	0.012	0.028
Sturzwinkel Änderung in rad/m	0.293	0.240

Der statische Sturzwinkel aus dem Prüfbericht weicht kaum von dem bereits im Peugeot Modell hinterlegten Wert ab, daher wurde auch hier der Wert aus dem Prüfbericht eingesetzt. In der Tabelle sind die Werte für die Parametrierung des Modells in rad und in rad/m angegeben, sie haben ein positives Vorzeichen, da der Sturz im IPG CarMaker® so definiert ist, dass eine positive Drehung des Rades um seine x-Achse einen negativen Radsturz zur Folge hat. Im Modell wird diese Rotation definiert und daher müssen für einen negativen Sturzwinkel an einer Achse positive Werte eingetragen werden. (Definition des Sturzwinkels für die Simulation siehe [IPG15])

4.2. Messfahrten

Die Basis für die Auswahl geeigneter Fahrmanöver, um die am Reifen auftretenden Kräfte in alltäglichen Fahrsituationen zu bewerten, bildet eine Reihe an Messfahrten, die im Rahmen von zwei Bachelor-Arbeiten ([Lac14] und [Ste14]) am FTG durchgeführt wurden.

Die insgesamt zehn Messfahrten wurden alle mit einem Peugeot Ion, einem kleinen Elektrofahrzeug durchgeführt. Bei jeder Fahrt wurden die Fahrzeug-Längsgeschwindigkeit v_x , die Beschleunigungen in Längs- und Querrichtung a_x und a_y , wie auch die genaue Position des Fahrzeuges über seine GPS Koordinaten aufgezeichnet. Diese Daten aus den Messfahrten wurden herangezogen um das Fahrverhalten der unterschiedlichen Fahrer zu untersuchen und um aussagekräftige Manöver zur Bewertung der auftretenden Fahrsituationen zu finden.

4.2.1. Fahrer - Fahrverhalten

Jede der zehn Messfahrten wurde mit einem anderen Fahrer durchgeführt. Die Fahrzeuglenker waren im Alter von 22 bis 32 Jahren, unter ihnen befanden sich eine Frau und neun Männer. Aus den GPS-Daten die während der Fahrt aufgezeichnet wurden konnte entnommen werden, dass jeder der Probanden die exakt gleiche Strecke gefahren ist und daher eine ideale Basis für den Vergleich des Fahrverhaltens gegeben ist.

Um das Fahrverhalten der Fahrer bei den einzelnen Messfahrten zu untersuchen wurden die auftretenden maximalen Längs- und Querschleunigungen auf der gesamten Fahrstrecke untersucht. Diese wurden in einem Diagramm (siehe Abbildung 4.8) für jeden einzelnen Fahrer einander gegenübergestellt. Diese Darstellung ermöglicht eine gute Einschätzung der Verhältnisse von maximaler Beschleunigung zu maximaler Verzögerung und lässt auch Rückschlüsse auf einen Zusammenhang zwischen hohen oder niedrigen Längs- und Querschleunigung zu. Die Ergebnisse der Auswertung der Werte für Längs- und Querschleunigung aller Probanden ist in Tabelle 4.3 dargestellt. Die Messdaten zeigen, dass bei allen Testfahrten die Längsbeschleunigung im Bereich von 3 m/s^2 liegt und nur ein Proband geringfügig weniger stark und ein zweiter Fahrer etwas stärker beschleunigt hat. Bei der Verzögerung zeigt sich ein ähnliches Bild, hier liegen die maximalen Werte für alle Fahrer zwischen 3 m/s^2 und 4 m/s^2 . Bei allen Testfahrten war die maximale Verzögerung mindestens gleich groß wie die maximale Beschleunigung, bei den meisten jedoch größer. Dieses Fahrverhalten entspricht auch dem in einschlägiger Literatur, wie BACHMANN ([Bac95]), hinterlegten Studien.

Tabelle 4.3.: Übersicht über die maximalen Beschleunigungswerte aus den Messfahrten

Testfahrt Nr.	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Längsbeschleunigung [m/s^2]	3.00	2.50	3.00	3.00	3.00	3.00	3.00	3.00	3.50	3.00
Verzögerung [m/s^2]	-3.50	-3.50	-4.00	-3.00	-3.00	-4.00	-3.00	-4.00	-3.50	-4.00
Querschleunigung [m/s^2]	4.50	6.00	6.00	6.00	6.00	5.50	6.00	4.50	6.00	5.00

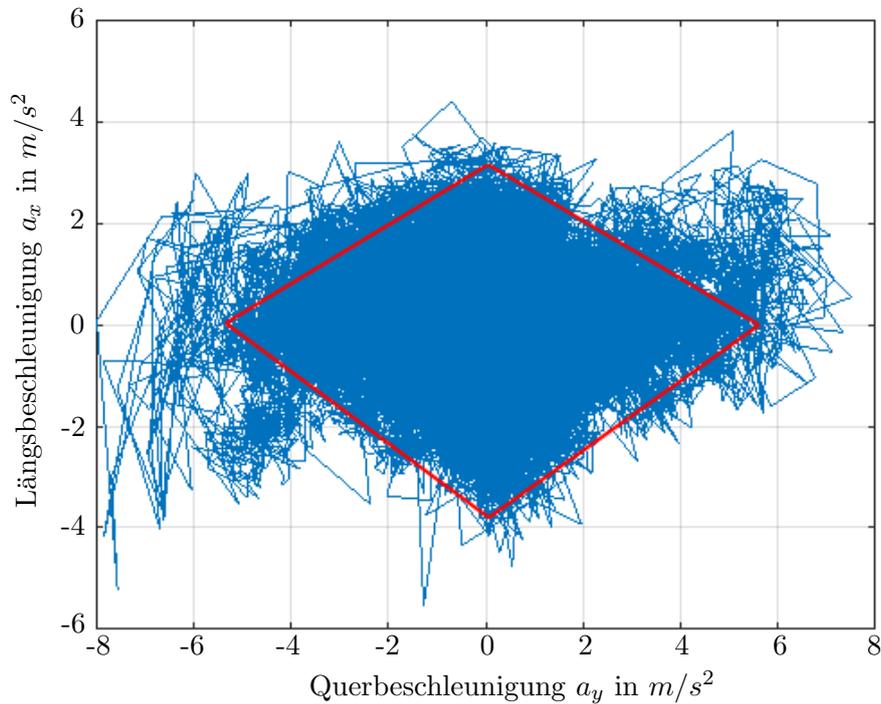


Abbildung 4.8.: Beispiel für das Längs- und Querbeschleunigungsverhältnis aus einer Messfahrt; blauer Bereich - Beschleunigungswerte aus der Messung; rote Linie - kennzeichnet den Bereich der am häufigsten auftretenden Beschleunigungswerte

Bei der maximalen Querbeschleunigung sind die Abweichungen zwischen den einzelnen Messfahrten deutlich größer als bei den Längsbeschleunigungen. Die Werte reichen von maximal 4.5 m/s^2 bis zu 6 m/s^2 mit einzelnen Ausreißern nach oben, die nicht berücksichtigt wurden. Bei den Messfahrten wurden auf Grund der Streckenführung in den auch anteilmäßig häufigeren Rechtskurven größere Querbeschleunigungswerte erreicht. Die Werte für die erreichte maximale durchschnittliche Querbeschleunigung wurden für weitere Untersuchungen aber als symmetrisch für Links- und Rechtskurven angenommen.

Aus allen zehn Fahrten wurde ein Mittelwert für die drei Beschleunigungen errechnet, der für die Parametrierung des allgemeinen Fahrer Modells im IPG genutzt wurde (siehe Tabelle 4.4).

Tabelle 4.4.: Mittelwert der Beschleunigungswerte aus den Messfahrten

IPG Driver Vorgaben	
max. Längsbeschleunigung [m/s^2]	3.00
max. Verzögerung [m/s^2]	-3.50
max. Querbeschleunigung [m/s^2]	± 5.5

Die Parameter für den Fahrer dienen der Grundeinstellung für die später durchgeführten Simulationen. Da das Fahrer-Modell IPG Driver immer versucht die maximal vorgegebene Querb beschleunigung zu erreichen und somit Kurven so schnell wie es geht zu durchfahren, wurde das Modell für einige Fahrmanöver angepasst und die maximale Querb beschleunigung auf die in den Messfahrten auf dem jeweiligen Streckenabschnitt durchschnittlich erreichte Querb beschleunigung begrenzt, um mit der Simulation die Realität bestmöglich nachzustellen. Die gewählten allgemeinen Einstellungen für den IPG Driver zeigt Abbildung 4.9:

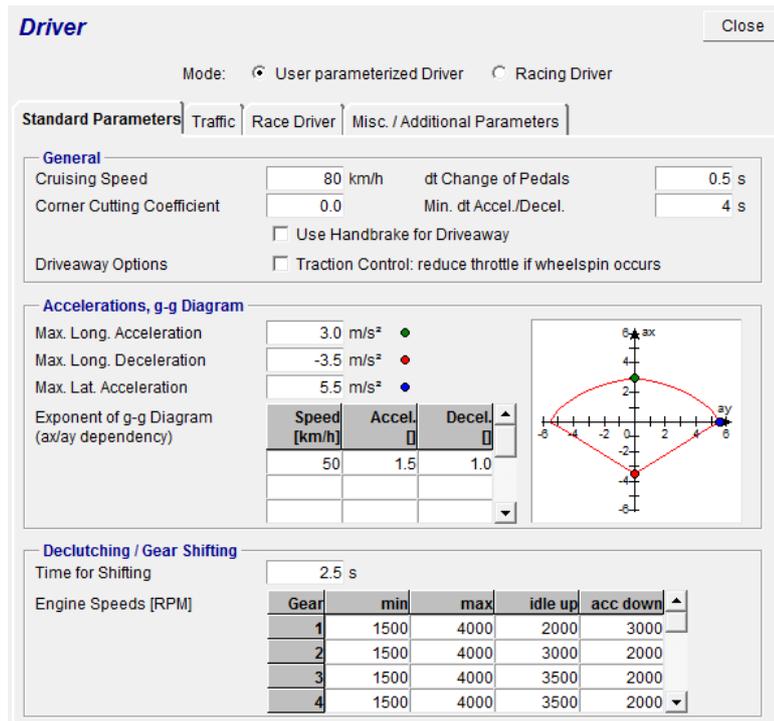


Abbildung 4.9.: Allgemeine Einstellungen für das Fahrer-Modell

Neben den Werten für die maximale Längs- und Querb beschleunigung kann beim Fahrer-Modell auch das Verhältnis von Längs- zu Querb beschleunigung beim Beschleunigen und Verzögern über die 'Exponent of g-g Diagramm' bestimmt werden. Dieses Verhältnis wurde entsprechend der aus den Messdaten ermittelten Diagramme für alle Simulationen angepasst.

Mit Cruising Speed kann auch die Fahrgeschwindigkeit vorgegeben werden, die bei dem Fahrmanöver maximal erreicht werden kann. Mit dem Corner Cutting Coefficient kann festgelegt werden wie genau der Fahrer der Strecke folgt und ob Kurven geschnitten werden. Da im realen Straßenverkehr kaum Situationen auftreten in denen es möglich ist eine Kurve zu schneiden, wurde der Corner Cutting Coefficient mit 0 gewählt, damit der Fahrer exakt dem Straßenverlauf folgt.

Mit dem Wert 'dt. Change of Pedals' kann die Zeit bestimmt werden die der Fahrer braucht um vom Gaspedal auf das Bremspedal zu wechseln. Der Wert 'min. dt Accel./Decel.' gibt an wie lange der Fahrer mindestens beschleunigt oder bremst um die gewünschte Geschwindigkeit zu halten, wenn es zu unerwünschten Geschwindigkeitsspitzen kommt.

Auch die Schaltdrehzahlen werden über den IPG Driver definiert. Diese wurden für jedes Manöver so angepasst, dass der Fahrer vor einer Kurve einen für die Geschwindigkeit angemessenen Gang wählt, mit diesem die Kurve durchfährt und wenn die Fahrgeschwindigkeit nach der Kurve wieder steigt zurück in den ursprünglichen Gang wechselt. Auf diese Art wurde sichergestellt, dass es mitten in Kurven nicht zu störenden Schaltmanövern kommt, die eventuell die Simulationsergebnisse verfälschen. Die Dauer eines Schaltvorganges kann ebenfalls im Fahrer-Modell hinterlegt werden und wurde für alle Manöver mit 1.5 Sekunden gewählt. Bei dieser Schaltzeit blieben die erreichten Unterbrechungen und Peaks in der Längsbeschleunigung und der Aufbaubeschleunigung in einem realistischen Bereich.

4.2.2. Streckendaten - Fahrmanöver

Bei allen durchgeführten Messfahrten wurden die genauen GPS Koordinaten des Fahrzeuges über die gesamte Dauer der Fahrt aufgezeichnet. Mit Hilfe von einem MATLAB®-File wurden die Messdaten aufbereitet und in ein KML-File konvertiert. Die KML-Files aller Messfahrten wurden ins Google-Earth importiert und so der genaue Verlauf der bei allen Fahrten gefahrene Strecke ermittelt, die bei allen Messfahrten identisch war. Abbildung 4.10 zeigt den Verlauf der gefahrenen Strecke im Google Maps.



Abbildung 4.10.: Streckenübersicht Messfahrten

Die Strecke für die Messfahrt war insgesamt ca. 47 km lang und umfasste sowohl Stadtgebiet, als auch eine Teilstrecke auf der Autobahn und einen Anteil an Landstraßen. Der Autobahnabschnitt hat mit 23 km den größten Streckenanteil, die zurückgelegten Strecken im Stadtgebiet und auf Landstraße sind jeweils um die 12 km lang. Die Strecke umfasst einen Geschwindigkeitsbereich von unter 30 km/h in der Stadt bis zu 130 km/h auf der Autobahn und Kurvenradien von 15 Meter im Kreisverkehr bis über 100 Meter auf der Landstraße und Autobahn.

Die Auswahl der Streckenteile für die Simulationen erfolgte nach folgenden Gesichtspunkten: Einerseits sollten möglichst viele der typische Fahrsituationen für den jeweiligen Streckenbereich abgedeckt werden aber auch markante Ereignisse in den Messdaten untersucht werden.

Für die Simulation des Stadtgebietes wurden als erstes zwei Abbiegevorgänge ausgewählt. Es handelt sich in beiden Fällen um eine Rechtskurve jedoch mit unterschiedlichem Kurvenradius und demnach einem unterschiedlichen Geschwindigkeits- und Beschleunigungsbereich, die einen Großteil der in der Stadt auftretenden Fahrgeschwindigkeiten abdecken. Als zweites typisches Fahrmanöver für das Stadtgebiet wurden die zwei auf der Messstrecke vorkommenden kleinen Kreisverkehre gewählt. Einer davon befindet sich mitten im Stadtgebiet, der zweite nach der Autobahnabfahrt, somit eigentlich auf der Landstraße. Auf Grunde des nahezu identischen Kurvenradius können diese gut verglichen werden und unterscheiden sich hauptsächlich durch die Winkel der Zufahrten und die dadurch erreichbare maximale Geschwindigkeit.

Als weiteres Fahrmanöver für die Simulationen wurde der Verteilerkreis in Graz Webling ausgewählt. Dieser befindet sich am Rand des Stadtgebietes und kann einerseits als Autobahnzubringer und -auffahrt gesehen werden und andererseits als größerer zweispuriger Kreisverkehr. Der Verteilerkreis unterscheidet sich von den anderen Kreisverkehren sehr deutlich durch seinen Kreisradius von ca. 85 Metern und kann daher auch mit einer wesentlich höheren Geschwindigkeit durchfahren werden als die beiden Kreisverkehre. Er gehört auf Grund der Geschwindigkeitsbeschränkung von 50 km/h eindeutig dem dem Stadtgebiet zugeordnet auch wenn höhere Fahrgeschwindigkeiten durchaus erreichbar wären.

Für den Bereich höherer Geschwindigkeiten wurde die Überfahrt von der A9 der Pyhrn Autobahn auf die A2 die Süd-Autobahn am Knoten Graz West ausgesucht. Den Übergang zwischen den beiden Autobahnen bildet eine langgezogene Kurve mit etwa 80 m Radius, die einen Winkel von weit über 180 Grad einschließt. Die Geschwindigkeiten in diesem Bereich der Messfahrten lagen bei allen Fahrern im Bereich zwischen 90 km/h und 120 km/h.

Weil auf Landstraßen die Geschwindigkeiten und auch Kurvenradien sehr stark variieren können, wurde der Zusammenhang zwischen diesen allgemein betrachtet und keine speziellen Streckenabschnitte ausgewählt.

4.3. Simulationen

Um alle Bereiche abzudecken wurden zusätzlich zu den, aus den Messfahrten ausgewählten, Querdynamik Fahrmanövern noch weitere typische Fahrsituationen ausgewählt, wie beispielsweise ein Spurwechsel im außerstädtischen Geschwindigkeitsbereich und einfache Manöver wie Anfahren und Stehenbleiben. Insgesamt ergeben sich so zehn unterschiedliche Fahrmanöver für die Simulation mit IPG CarMaker®, die sich den Gebieten Längsdynamik, Querdynamik oder auch einer Kombination aus beidem zuordnen lassen. Auf den genauen Aufbau der Simulationen soll im Folgenden näher eingegangen werden.

4.3.1. Aufbau Längsdynamik Fahrmanöver

Zur Untersuchung der bei rein längsdynamischen Fahrsituationen im Straßenverkehr auftretenden Reifenkräfte und Schlupfwerte wurden ein Anfahr- und ein Bremsmanöver aufgebaut: Für beide Längsdynamik Simulationen wurde eine einfach Gerade mit 2 km Länge als Strecke gewählt und das Fahrzeug mittig auf dieser platziert.

Das Fahrmanöver **Anfahren** dient zur Untersuchung der Schlupfwerte bei unterschiedlich starker Beschleunigung. Um auch die maximal mögliche Beschleunigung in höheren Gängen zu erfassen und nicht nur direkt das Anfahren sondern auch eventuelle Beschleunigungsmanöver auf Autobahnen zu erfassen wurde im IPG Driver der Cruising Speed, die Zielgeschwindigkeit, mit 130 km/h gewählt. Auch die Längsbeschleunigung wurde im Fahrermodell vorgegeben und von 1 m/s^2 bis zur maximal mit dem gewählten Fahrzeugmodell erreichbaren Beschleunigung gesteigert. Die Simulationszeit wurde so gewählt, dass die Zielgeschwindigkeit von 130 km/h in jedem Fall erreicht wird.

Für die Simulation vom **Bremsen** bis zum Stillstand wurde dem Fahrzeug eine Ausgangsgeschwindigkeit von 60 km/h vorgegeben. Die Verzögerung wurde im Bereich von 1 m/s^2 bis 6 m/s^2 gewählt, da keine Notbremsung sondern nur das langsame Stehenbleiben an einer Ampel bis hin zu einer etwas stärkeren Bremsung simuliert werden sollten. Die Variation der Verzögerung wurde über ein Fahrmanöver eingestellt, bei dem die Bremspedalstellung entsprechend der gewünschten Verzögerung vorgegeben und von der Einleitung der Bremsung bis zum vollkommenen Stillstand ausgekuppelt wurde, um ein möglichst realistisches Fahrverhalten des IPG Driver zu erreichen.

4.3.2. Aufbau Querdynamik Fahrmanöver

Für die Betrachtung der bei Kurvenfahrten und anderen querdynamischen Fahrmanövern auftretenden Kräfte werden die zuvor aus den Messfahrten ausgewählten Streckenteile und zusätzlich ein einfacher Spurwechsel und eine Reihe an Kurven mit unterschiedlichen Radien simuliert.

Der Aufbau der Strecken und die Bestimmung der Randbedingungen für die jeweiligen Fahrmanöver aus den Messfahrten wird im Folgenden an den Beispielen der Überfahrt

zwischen den beiden Autobahnen A9 und A2 am **Knoten Graz West** und dem **Verteilerkreis Graz Webling** im Detail beschrieben.

Mit IPG CarMaker[®] können nicht nur Strecken aus Geraden und Kurven aufgebaut werden, sondern es gibt auch die Möglichkeit Streckendaten aus GPS-Koordinaten im KML-File-Format direkt in das Programm einzulesen. Dazu wurden im Google-Maps alle zuvor aus den Messfahrten ausgewählten Stellen als eigene Route abgespeichert, dann im KML-Format heruntergeladen und anschließend mit IPG CarMaker[®] als Road-File importiert. Abbildung 4.11 zeigt den Verlauf der Strecke für die Simulation des Verteilerkreises in Graz Webling im Google-Maps (a) und das Ergebnis der importierten KML-Streckendaten (b).

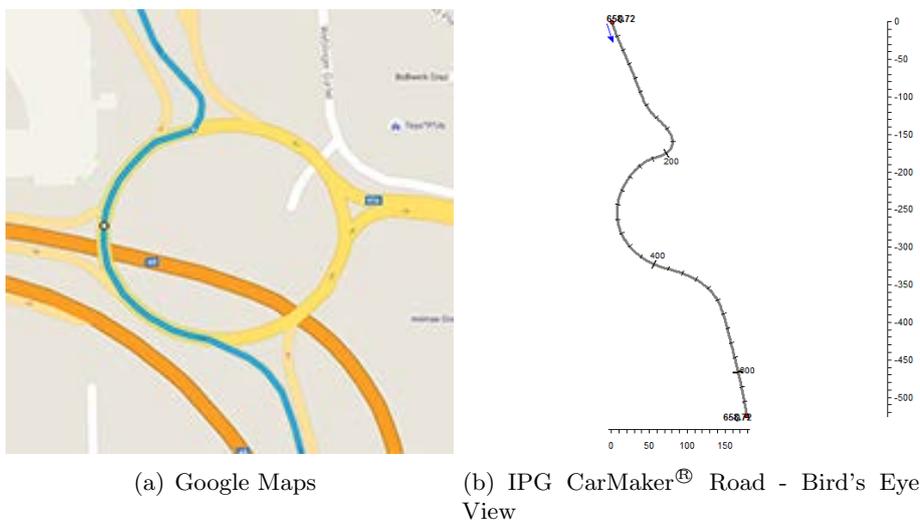


Abbildung 4.11.: Streckenverlauf im Verteilerkreis Graz Webling aus Google Maps (a) und aus dem KML-Import im IPG CarMaker[®]

Wie Abbildung 4.11 zeigt stimmen die Strecken sehr gut überein. Bei dieser Form des Imports von Daten aus Google Maps ist zu beachten, dass Geodätische Höhenunterschiede nicht berücksichtigt werden, was zur Folge hat, dass alle Strecken in den Simulationen eben sind. Dies stellt für die durchgeführten Simulationen jedoch kein Problem dar, weil keiner der ausgewählten Abschnitte große Steigungen oder Gefälle enthält.

Zur Bestimmung der Randbedingungen für die einzelnen Simulationen wurden die bei den Messfahrten aufgezeichneten Längs- und Querschleunigungen a_x und a_y wie auch Fahrgeschwindigkeit v_x über die Zeit dargestellt. Aufgrund des bekannten Streckenverlaufes konnte die Fahrzeit bis zu den interessierenden Stellen geschätzt und diese Bereiche der aufgezeichneten Messdaten genauer betrachtet werden. Allen für die Simulationen ausgesuchten Fahrsituationen konnte in den Messdaten auf diese Weise ein typischer Verlauf der Fahrgeschwindigkeit wie auch der Längs- und Querschleunigungen zugewiesen werden und diese so in jeder Messung eindeutig identifiziert werden.

Abbildung 4.12 zeigt den Verlauf der Beschleunigungen und der Geschwindigkeit am Autobahnknoten Graz West für eine Messfahrt:

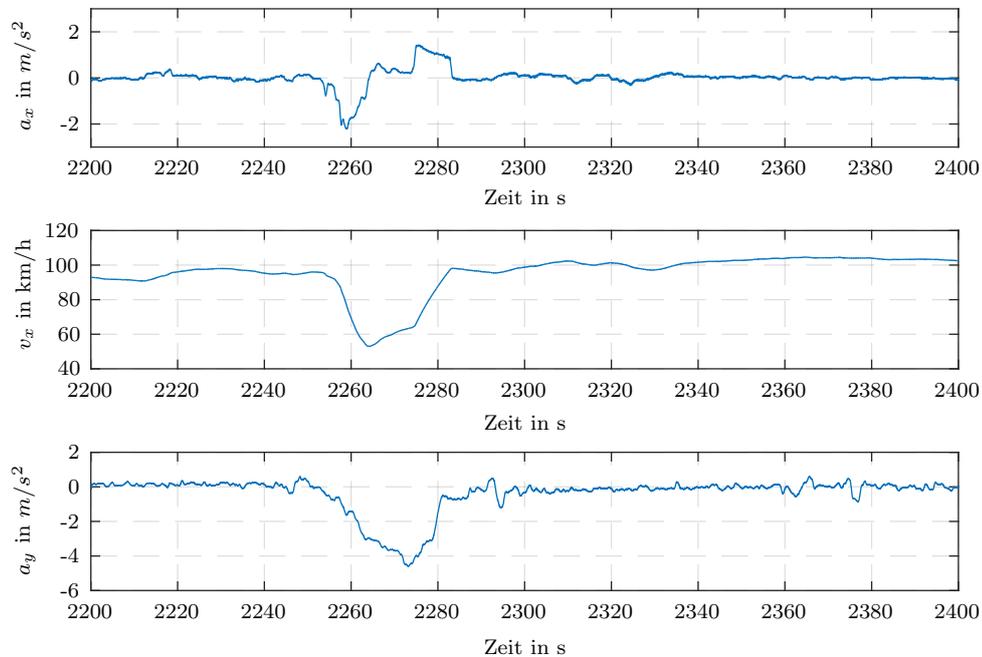


Abbildung 4.12.: Verlauf der Längsbeschleunigung, Längsgeschwindigkeit und Querbesehleunigung über Zeit im Knoten Graz West aus einer Messfahrt

Der Verlauf der Messgrößen am Knoten Graz West wurde für alle zehn Messfahrten auf diese Weise grafisch dargestellt und verglichen. Um nun die Randbedingungen für die Simulationen zu bestimmen wurde aus allen Datensätzen für diesen Abschnitt die maximalen Werte für die Querbesehleunigung, die maximale und minimale Fahrgeschwindigkeit wie auch die maximale Beschleunigung und Verzögerung mit MATLAB[®] ermittelt.

Aus den so ermittelten Maximal- und Minimalwerten wurde ein Mittelwert berechnet, der als Grundlage für die Bestimmung der Randbedingungen verwendet wurde. Für die Mittelwertbildung wurden bei einigen der ausgewählten Fahrmanöver einzelne Messdaten, die auf Grund der Verkehrssituation starke Abweichungen von den anderen Messungen zeigten, vernachlässigt. Um der Realität so nahe wie möglich zu kommen und einen Großteil an möglichen Kombinationen aus Geschwindigkeit und Querbesehleunigung abzudecken wurden Geschwindigkeitsbereiche um den Mittelwert aus den Messfahrten definiert und der gesamte Bereich simuliert. Die vordefinierten Bereiche wurden nach ein paar ersten Probe-Simulationen erweitert oder angepasst um alle sich abzeichnenden Tendenzen zu erfassen und anschließend bewerten zu können.

Diese Vorgehensweise wurde für alle auf den Messfahrten aufbauenden Simulationen eingesetzt. Neben dem Verteilerkreis und dem Autobahnknoten wurden auch zwei Kreisverkehre und zwei Abbiegevorgänge modelliert.

Um auch den Bereich der Landstraßen erfassen zu können wurde zusätzlich zu den sechs Querdynamik-Fahrmanövern aus den Messfahrten eine einfache Kurve simuliert. Dazu wurde im IPG CarMaker® eine kurze Strecke bestehend aus einer Geraden und einer 200 Grad Kurve aufgebaut. Der Radius der Kurve wurde von 30 Meter bis auf 80 Meter in Zehner-Schritten vergrößert. Die Kurven wurden jeweils bis zur maximal erreichbaren Geschwindigkeit simuliert.

Als zweite zusätzliche Simulation wurde ein einfacher Spurwechsel für den außer städtischen Bereich aufgebaut. Der Spurwechsel wurde im IPG CarMaker® mit einem lateralen Fahrmanöver umgesetzt. Dem Fahrer wurde dabei eine Zeit vorgegeben um einen Weg quer zur Fahrtrichtung den er innerhalb dieser Zeit zurücklegen muss. Als Weg wurde die Spurbreite mit 3 Metern vorgegeben. Für die Zeit wurden einem 1.5 und einmal 2.5 Sekunden eingestellt um den Unterschied zwischen einem schnelleren und langsameren Spurwechsel zu ermitteln. Der Spurwechsel wurde mit einer Fahrgeschwindigkeit zwischen 80 km/h und 130 km/h simuliert.

4.3.3. Aufbau der Simulationen mit unterschiedlichen Reibwerten

Um den Einfluss des Reibwertes auf das Fahrverhalten des Fahrzeuges zu bestimmen wurden einige der ausgewählten Simulationen zusätzlich auch mit unterschiedlichen Reibwerten ausgeführt.

Standardmäßig ist im IPG CarMaker® für die Straße ein Reibwert von $\mu=1$ vorgegeben. Im Fenster für die Einstellungen der Straße kann der voreingestellte Reibwert sowohl für die Straße als auch das Straßenbankett geändert werden. Die Reibwert-Einstellung funktioniert nicht nur bei im CarMaker® selbst erstellten Strecken, sondern auch für die importierten Strecken aus dem Google-Maps.

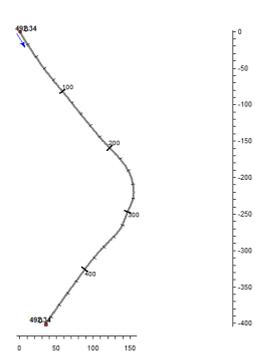
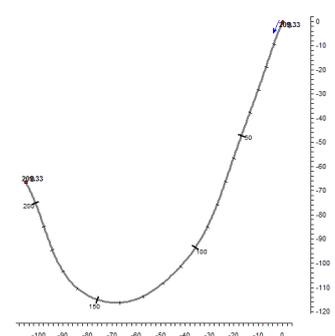
Für die Simulation mit unterschiedlichem Reibwert wurden neben den beiden Längsdynamik Fahrmanövern noch drei quer-dynamische Fahrmanöver ausgewählt. Um die Auswirkungen eines verringerten Reibwertes bei geringen Schräglaufwinkeln und hohen Geschwindigkeiten zu betrachten wurde der Spurwechsel gewählt. Für den Bereich niedrigerer Geschwindigkeiten wurden als zweites und drittes laterales Manöver ein Kreisverkehr und ein Abbiegevorgang simuliert.

Die fünf ausgewählten Fahrmanöver wurden zusätzlich zu den Simulationen mit Reibwert $\mu=1$ mit den verringerten Reibwerten $\mu=0.65$ und $\mu=0.3$ simuliert, um die Reaktionen des Fahrzeuges bei nasser und eisglatter Fahrbahn zu ermitteln. Für diese Variationen wurde jeweils die höchst mögliche Geschwindigkeit bei $\mu=0.3$ ermittelt und für alle drei Reibwert-Verhältnisse simuliert um einen Vergleich der auftretenden Schlupf- und Schräglaufwinkelwerte zu ermöglichen und auf die Ausnutzung der erreichbaren Reifenkräfte zu schließen.

4.3.4. Zusammenstellung der Fahrmanöver

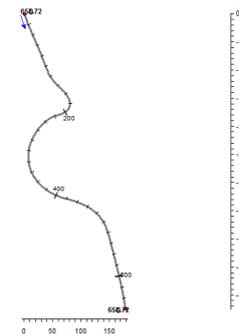
In Tabelle 4.5 wird ein Überblick über alle durchgeführten Simulationen mit IPG CarMaker[®], ihre Randbedingungen und die im Folgenden für die Bewertung der Fahrzustände betrachteten Größen aus den Simulationsergebnissen gegeben.

Tabelle 4.5.: Simulationsübersicht IPG CarMaker[®]

Manöver	Eingabeparameter	betrachtete Größen
<i>Längsdynamik</i>		
Anfahren	$v_x = 0 - 130 \text{ km/h}$ $a_x = 1 \text{ bis } 5 \text{ m/s}^2$ $\mu = 0.30, 0.65, 1.00$	Schlupf s Radbeschleunigung $\Delta\dot{\omega}$ Aufstandskraft F_z
Bremsen	$v_{x\text{start}} = 60 \text{ km/h}$ $a_x = -1 \text{ bis } -6 \text{ m/s}^2$ $\mu = 0.30, 0.65, 1.00$	Schlupf s Radbeschleunigung $\Delta\dot{\omega}$ Aufstandskraft F_z
<i>Querdynamik</i>		
Abbiegen Eggenbergergürtel 	$v_x = 30 - 60 \text{ km/h}$ $a_x = +/- 1.5 \text{ m/s}^2$ $a_{y\text{max}} = 4.5 \text{ m/s}^2$ $\mu = 1.00$	Schräglaufwinkel α Radbeschleunigung $\Delta\dot{\omega}$ Aufstandskraft F_z
Abbiegen Kärtnerstraße 	$v_x = 20 - 45 \text{ km/h}$ $a_x = +/- 2.0 \text{ m/s}^2$ $a_{y\text{max}} = 5.0 \text{ m/s}^2$ $\mu = 0.30, 0.65, 1.00$	Schräglaufwinkel α Radbeschleunigung $\Delta\dot{\omega}$ Aufstandskraft F_z

4.3. Simulationen

Manöver	Eingabeparameter	betrachtete Größen
<i>Querdynamik</i>		
<p>Kreisverkehr Kärntnerstraße</p>	$v_x = 10 - 30 \text{ km/h}$ $a_x = \pm 2.0 \text{ m/s}^2$ $a_{y_{max}} = 4.5 \text{ m/s}^2$ $\mu = 1.00$	Schräglaufwinkel α Radbeschleunigung $\Delta\dot{\omega}$ Aufstandskraft F_z
<p>Kreisverkehr Laßnitzhöhe</p>	$v_x = 15 - 30 \text{ km/h}$ $a_x = \pm 2.0 \text{ m/s}^2$ $a_{y_{max}} = 5.0 \text{ m/s}^2$ $\mu = 0.30, 0.65, 1.00$	Schräglaufwinkel α Radbeschleunigung $\Delta\dot{\omega}$ Aufstandskraft F_z
<p>Knoten Graz West</p>	$v_x = 95 - 115 \text{ km/h}$ $a_x = \pm 2.0 \text{ m/s}^2$ $a_{y_{max}} = 4.0 - 6.0 \text{ m/s}^2$ $\mu = 1.00$	Schräglaufwinkel α Radbeschleunigung $\Delta\dot{\omega}$ Aufstandskraft F_z
<p>Einfacher Spurwechsel</p>	$v_x = 80 - 130 \text{ km/h}$ $a_{y_{max}} = 5.5 \text{ m/s}^2$ $\mu = 1.00$ Zeit für Spurwechsel: 1.5 und 2.5 Sekunden	Schräglaufwinkel α Radbeschleunigung $\Delta\dot{\omega}$ Aufstandskraft F_z

Manöver	Eingabeparameter	betrachtete Größen
<i>Querdynamik</i>		
Kurven mit unterschiedlichen Radien	$v_x = 30 - 75 \text{ km/h}$ $a_{y_{max}} = 5.5 \text{ m/s}^2$ $\mu = 1.00$ Kurvenradien von 30-80 Meter in 10 Meter Schritten	Schräglaufwinkel α Radbeschleunigung $\Delta\dot{\omega}$ Aufstandskraft F_z
<i>Kombiniert Längs- und Querdynamik</i>		
Verteilerkreis Graz Webling 	$v_x = 30 - 60 \text{ km/h}$ $a_x = +/- 1.75 \text{ m/s}^2$ $a_{y_{max}} = 4.0 \text{ m/s}^2$ $\mu = 1.00$	Schräglaufwinkel α Schlupf s Radbeschleunigung $\Delta\dot{\omega}$ Aufstandskraft F_z

Die vorgegebenen Beschleunigungen bei den beiden **Längsdynamik**-Simulationen wurden in 1 m/s^2 Stufen erhöht.

Die Geschwindigkeit wurde bei allen **Querdynamik**-Fahrmanövern außer dem einfachen Spurwechsel in 5 km/h Schritten simuliert. Für den Spurwechsel wurde auf Grund des großen Geschwindigkeitsbereiches und der geringen Änderung in den Querbewegungsbeschleunigungswerten 10 km/h Schritte gewählt.

Die beiden Abbiegevorgänge unterscheiden sich im wesentlichen durch den unterschiedlichen Kurvenradius und die dadurch bedingte maximal erreichbare Kurvengeschwindigkeit. Beim Abbiegen am **Eggenberggürtel** fällt auf, dass die Kurve keinen runden Kreis beschreibt sondern einen kleinen Knick hat. Mit einem Kurvenradius von ca. 30 m sind deutlich höhere Geschwindigkeiten erreichbar als beim zweiten Abbiegevorgang in der **Kärntnertraße** Richtung ersten kleinen Kreisverkehr mit ca. 20 m Kurvenradius.

Die beiden **Kreisverkehre** sind auf Grund ihres kleinen Kurvenradius von nur etwa 15 bis 17 Metern die Simulationen mit den geringsten Geschwindigkeiten von maximal 30 km/h . Den wesentlichen Unterschied zwischen den beiden Kreisverkehren stellen nur die jeweilige Ein- und Ausfahrt dar. Im Fall des ersten Kreisverkehrs zwischen Kärntnerstraße und Verteilerkreis wird durch die Zufahrt auch die maximal erreichte Querbewegungsbeschleunigung beschränkt.

Bei der Simulation der Überfahrt von der Pyhrn Autobahn (A9) auf die Südautobahn

(A2) am **Knoten Graz West** wurden neben der Geschwindigkeit auch die Querbeschleunigung variiert. Diese wurde mit steigender Fahrgeschwindigkeit in 0.5 m/s^2 Schritten erhöht, da aus den Messfahrten für dieses Fahrmanöver ein direkter Zusammenhang zwischen der Geschwindigkeit am Kurveneingang, der maximal erreichten Fahrgeschwindigkeit in der Kurve und der maximal aufgetretenen Querbeschleunigung ermittelt werden konnte.

Das Fahrmanöver **Verteilerkreis Graz Webling** kann wie in Tabelle 4.5 dargestellt als eine Kombination aus Längs- und Querdynamik betrachtet werden. Auf Grund der engen Kurve bei der Einfahrt in den Verteilerkreis kommt es während des Fahrens im Verteilerkreis selbst auch zu einem Beschleunigungsvorgang um die vorgegebene Zielgeschwindigkeit zu erreichen und somit zu einer Überlagerung der beiden Fahrzustände Antreiben und Kurvenfahrt.

Die Fahrmanöver **Spurwechsel** und **Kurven mit unterschiedlichen Radien** wurden mit den aus allen Messfahrten bestimmten Beschleunigungswerten für das allgemeine IPG Driver Fahrer Modell simuliert.

5. Ergebnisse und Diskussion

Die Ergebnisse der für diese Arbeit durchgeführten Simulationen werden im Folgenden mit Hilfe von Tabellen und Diagrammen dargestellt. Es wird das Verhalten der interessierenden Einflussgrößen diskutiert und auf die für die einzelnen längs- und querdynamischen Fahrmanöver spezifischen Verläufe und erreichten Maximalwerte im Detail eingegangen.

Der Einfluss des Reibwertes auf die Kräftesituation am Reifen und die interessierenden Einflussgrößen wird in einem separaten Kapitel für längs- und querdynamische Fahrsituationen gemeinsam behandelt. Die aus den Simulationen hervorgehenden Änderungen des Sturzwinkels, vorwiegend bei querdynamischer Belastung, werden ebenfalls in einem eigenen Kapitel betrachtet, da diese für alle Simulationen im selben Wertebereich liegen und eine Bewertung bei jedem einzelnen Manöver somit nicht erforderlich ist.

5.1. Ergebnisse Längsdynamik Fahrmanöver

Zur Untersuchung der im täglichen Straßenverkehr auftretenden reinen Längsdynamik Fahrsituationen wurden ein Anfahr- und ein Bremsmanöver simuliert. Die Randbedingungen für diese beiden Fahrmanöver und der genaue Aufbau werden in Kapitel 4.3.1 und 4.3.4 genau beschrieben. Die bei den Simulationen ermittelten Kräfte und Schlupfwerte werden im Folgenden diskutiert und bewertet.

5.1.1. Anfahren

Für das Anfahrmanöver wurde das Fahrzeug aus dem Stillstand unterschiedlich stark auf eine Zielgeschwindigkeit beschleunigt. Die Zielgeschwindigkeit wurde mit 130 km/h sehr hoch gewählt, um auf diese Weise einen großen Geschwindigkeitsbereich abzudecken und auch das Fahrzeugverhalten beim Beschleunigen in höheren Gängen zu erfassen.

Um die Ergebnisse der Simulationen zu verifizieren und sicher zu stellen, dass das Fahrzeug auch beim Beschleunigen auf eine niedrigere Geschwindigkeit das selbe Verhalten zeigt, wurde für eine Simulation die Zielgeschwindigkeit auf 100 km/h gesetzt. Abbildung 5.1 zeigt, dass der Verlauf der Beschleunigung bis zum Erreichen der Zielgeschwindigkeit identisch ist. Dieser Vergleich zeigt, dass die Simulation Beschleunigung des Fahrzeuges auf 130 km/h als Grundlage für die Bewertung des Fahrverhaltens bei unterschiedlich starken Beschleunigungswerten genutzt werden kann, da sie auch für niedrigere Endgeschwindigkeiten aussagekräftig ist.

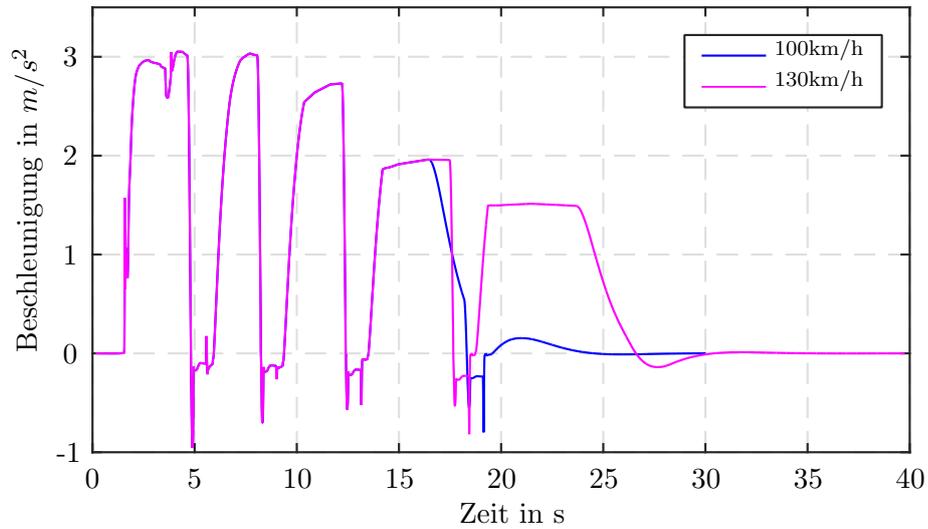


Abbildung 5.1.: Vergleich des Beschleunigungsverlaufs auf 100 km/h und 130 km/h mit einer maximalen Längsbeschleunigung von 3 m/s^2

Auch der Verlauf der erreichten Fahrgeschwindigkeit ist für die selbe maximale Längsbeschleunigung bei unterschiedlicher Endgeschwindigkeit der selbe (siehe Abbildung A.1).

Für die Untersuchung des Fahrverhaltens wurde die vorgegebene maximale Längsbeschleunigung von 1 m/s^2 so lange erhöht, bis das Fahrzeug den Vorgabewert nicht mehr erreichen konnte. Es wurden insgesamt 5 Simulationen im Bereich von 1 m/s^2 bis 5 m/s^2 Längsbeschleunigung durchgeführt. Die Ergebnisse der Simulationen sind in Tabelle 5.1 zusammengefasst:

Tabelle 5.1.: Simulationsergebnisse Anfahren mit unterschiedlicher Längsbeschleunigung

$a_{x_{soll}}$ m/s ²	$a_{x_{max}}$ in m/s ²		VA		HA	
			min	max	min	max
1.0	1.36	F_z in N	3693	4068	1935	2318
		s in %	0.00	0.74	-0.01	0.00
		$\Delta\dot{\omega}$ in $^\circ/\text{s}^2$	-12	745	-12	290
2.0	2.26	F_z in N	3549	4141	1901	2452
		s in %	0.00	1.37	-0.01	0.00
		$\Delta\dot{\omega}$ in $^\circ/\text{s}^2$	-12	761	-12	488
3.0	3.05	F_z in N	3430	4221	1865	2573
		s in %	0.00	2.09	-0.01	0.00
		$\Delta\dot{\omega}$ in $^\circ/\text{s}^2$	-12	930	-12	669
4.0	3.99	F_z in N	3309	4295	1823	2695
		s in %	0.00	3.23	-0.01	0.00
		$\Delta\dot{\omega}$ in $^\circ/\text{s}^2$	-12	1219	-12	852
5.0	4.97	F_z in N	3160	4371	1776	2833
		s in %	0.00	5.44	-0.01	0.00
		$\Delta\dot{\omega}$ in $^\circ/\text{s}^2$	-12	1546	-12	1053

In Tabelle 5.1 sind neben der vorgegebenen Längsbeschleunigung $a_{x_{soll}}$ auch die maximal

in der Simulation erreichte Längsbeschleunigung $a_{x_{max}}$ angegeben. Die Maximalwerte wurden für alle vorgegebenen Beschleunigungen im ersten Gang erreicht. Mit 4.97 m/s^2 wurde die maximale Beschleunigung des Fahrzeuges im ersten Gang erreicht, auch bei einer Erhöhung der maximal erreichbaren Beschleunigung $a_{x_{soll}}$ konnte dieser Wert nicht überschritten werden. Bei den Simulationen von 1 bis 3 m/s^2 wurde für einen kurzen Zeitraum die maximal vorgegebene Beschleunigung überschritten (siehe Abbildung 5.2).

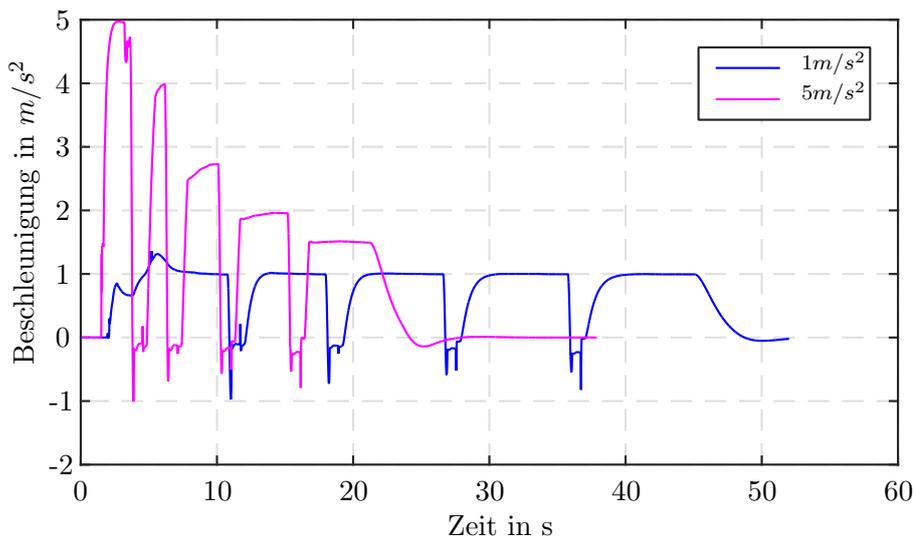


Abbildung 5.2.: Vergleich des Beschleunigungsverlaufs auf 130 km/h bei einer maximalen Längsbeschleunigung von 1 m/s^2 und 5 m/s^2

Dieser kurze Peak in der Beschleunigung entsteht nach dem vollständigen Einkuppeln des ersten Ganges, weil es einen kurzen Moment dauert bis das Fahrermodell die Gaspedalstellung, an die vom Motor an die Räder übertragenen Kräfte, anpasst. Je mehr Leistung gefordert ist, desto schneller betätigt der Fahrer die Kupplung, da die Grenzdrehzahlen für die Schaltvorgänge entsprechend schneller erreicht werden. Auch der Leistungsüberschuss, durch die vom Fahrermodell vorgegebene Gaspedalstellung, der zu diesem Ausreisser in der Beschleunigung führt ist geringer, je näher die geforderte an der maximal erreichbaren Beschleunigung liegt.

Aus Tabelle 5.1 geht des weiteren hervor, dass die Aufstandskräfte mit zu nehmender Beschleunigung stärker schwanken. Beim Beschleunigen mit 1 m/s^2 bewegt sich die maximale Änderung der Radlast für Vorder- und Hinterachse im Bereich von 400 N . Für die maximale Beschleunigung mit 5 m/s^2 steigen die Werte deutlich an, für die Hinterachse auf ca. 1000 N und für die Vorderachse sogar auf über 1200 N . Dies lässt sich über die Nickbewegung des Fahrzeuges beim Beschleunigen erklären: Beim Anfahren wird das Fahrzeug vorne gehoben also ausgefedert und hinten wird eingefedert, das Gewicht verlagert sich somit auf die Hinterachse. Dass auch auf der Vorderachse so hohe Radlastschwankungen erreicht werden liegt daran, dass beim Gangwechsel kurz die Be-

schleunigung auf Null geht und die Karosserie eine der oben beschriebenen Bewegung entgegengesetzte Reaktion zeigt und eine Gewichtsverlagerung nach vorne stattfindet. Aus den Simulationsdaten geht hervor, dass die Gewichtsverlagerung nach hinten jedoch deutlich größer ist und in allen Fällen die Minimalwerte der Aufstandskraft an der Vorderachse weiter von der statischen Radlast von 3885 N abweichen als die Maximalwerte. An der Hinterachse ist im Gegensatz dazu die Zunahme der Radlast ausgehend von ihrem Wert im Stillstand (2125 N) größer. Prozentuell sind die gesamten Radlastschwankungen an der Hinterachse größer als an der schwereren Vorderachse, auch wenn diese bei höheren Beschleunigungen wertmäßig deutlich unter denen der Vorderachse bleiben.

Für den Vortrieb und die übertragenen Kräfte ist wie im Kapitel Grundlagen (2) erklärt der Schlupf, also die Relativbewegung zwischen Reifen und Fahrbahn ausschlaggebend. Hier zeigt sich eine deutlichen Zunahme der Schlupfwerte mit steigender Beschleunigung für die Vorderachse. Da es sich um ein frontgetriebenes Fahrzeug handelt, kann an der Hinterachse kein Antriebsschlupf übertragen werden. Dies geht auch aus den Simulationsergebnissen eindeutig hervor, da der maximale Wert für den Längsschlupf an der Hinterachse nie positiv wird. Die kleinen negativen Werte von -0.01% Schlupf an der Hinterachse sind zu vernachlässigen und entstehen in den kurzen Unterbrechungen der Beschleunigung beim Schalten. Für die maximale Beschleunigung von 5 m/s^2 steigen die Schlupfwerte an der Vorderachse auf ca. 5.5% an.

Abbildung 5.3 zeigt das Verhältnis von Aufstandskraft zu Schlupf an der Vorderachse für die simulierte Beschleunigung mit 1 m/s^2 und 5 m/s^2 . Es zeigt sich, dass bei größerer Längsbeschleunigung durch die stärkere Nickbewegung des Fahrzeuges die Aufstandskraft deutlich absinkt und der Schlupf mit sinkender Radlast zunimmt.

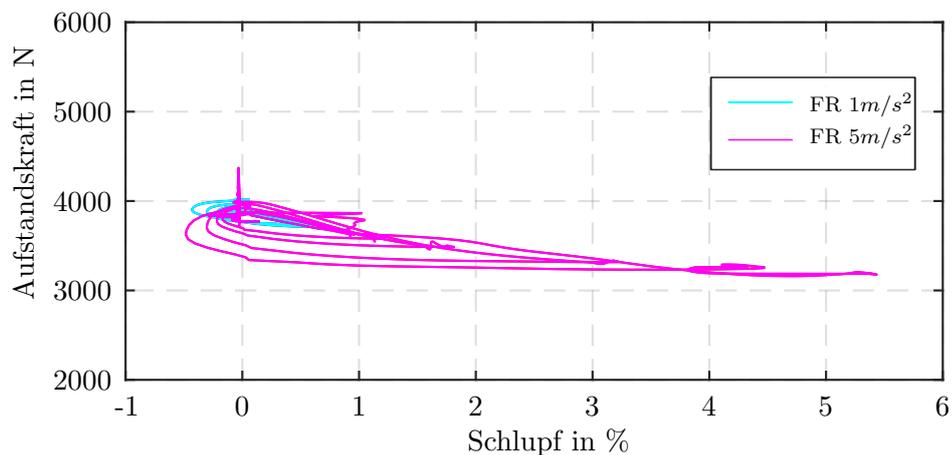


Abbildung 5.3.: Zustandsschaubild für das Verhalten von Schlupf und Aufstandskraft an der Vorderachse beim Antreiben

In Abbildung 5.3 kann auch der kurze Anstieg der Aufstandskraft bei den Schaltvorgängen eindeutig identifiziert werden, dieser liegt erwartungsgemäß durch den verringerten Vortrieb während des Schaltvorganges bei niedrigen Längsschlupf-Werten.

Eben diese beim Anfahren und Beschleunigen auftretenden Schaltunterbrechungen erklären auch die negativen Werte der Radbeschleunigung (siehe Tabelle 5.1), da durch das kurzzeitige Auskuppeln die Zugkraft vollständig unterbrochen wird und die Räder aufgrund ihrer Trägheit und dem fehlenden Vortrieb langsamer werden. Diese kurzen Verzögerungsphasen und die in ihnen erreichten negative Werte der Radbeschleunigung sind jedoch zu vernachlässigen, da sie verhältnismäßig zu den beim Antreiben entstehenden Radbeschleunigungen für alle Simulationen sehr klein sind. Die Werte für die Radbeschleunigung beim Antreiben werden für Hinter- und Vorderachse mit zunehmender Längsbeschleunigung größer. Auf Grund des Vorderradantriebes ist die Radbeschleunigung an der Hinterachse deutlich geringer als die der angetriebenen Räder.

Abbildung 5.4 zeigt das Verhältnis der Längskraft und der Aufstandskraft über den auftretenden Längsschlupf. Die schwarze Kurve beschreibt das Verhältnis von der maximal erreichbaren Längskraft zu einer unveränderlichen Aufstandskraft von 3000 N. Der rot markierte Bereich der Linie stellt die bei diesem Fahrmanöver für eine maximale Beschleunigen von 5 m/s^2 erreichten Werte dar. Aus der Abbildung geht hervor, dass das Verhältnis der beiden Kräfte aus der Simulation sehr gut mit dem Verhältnis der mit dem Reifenmodell TM_simple erstellten schwarzen charakteristische Kurve für eine Aufstandskraft von 3000 N übereinstimmt. Auch bei einem Beschleunigungsvorgang mit 5 m/s^2 wird die maximal übertragbare Längskraft des für die Simulation gewählten Reifens nicht ausgenutzt (siehe Abbildung 5.4 oder auch Abbildung 4.4).

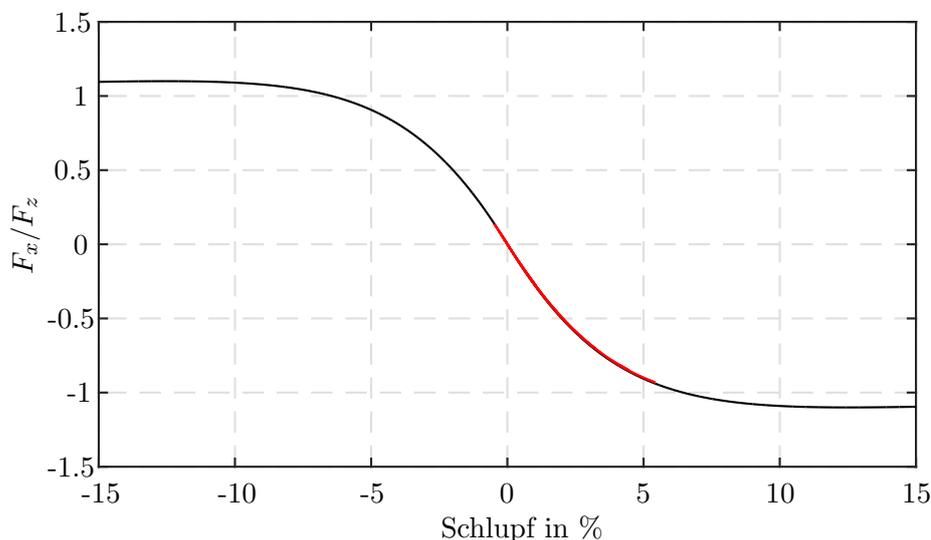


Abbildung 5.4.: Verhältnis von Längskraft zu Aufstandskraft über Schlupf für die Vorderachse beim Antreiben

5.1.2. Bremsen

Für die Ermittlung der auftretenden Kräfte bei einem Bremsvorgang bis zum Stillstand wurde das Fahrzeug aus einer Startgeschwindigkeit unterschiedlich stark verzögert. Als Startgeschwindigkeit für die Simulation des Anhaltens wurden 60 km/h gewählt, da es im Stadtgebiet vermehrt zum Abbremsen bis zum Stillstand kommt und dies meist aus Geschwindigkeiten unter 60 km/h stattfindet. Für eine mittlere Verzögerung von 3 m/s^2 wurde zusätzlich ein Bremsvorgang aus 30 km/h simuliert, um festzustellen ob die bei einer Bremsung aus 60 km/h errechneten Werte ohne Probleme auf niedrigere Ausgangsgeschwindigkeiten übertragbar sind.

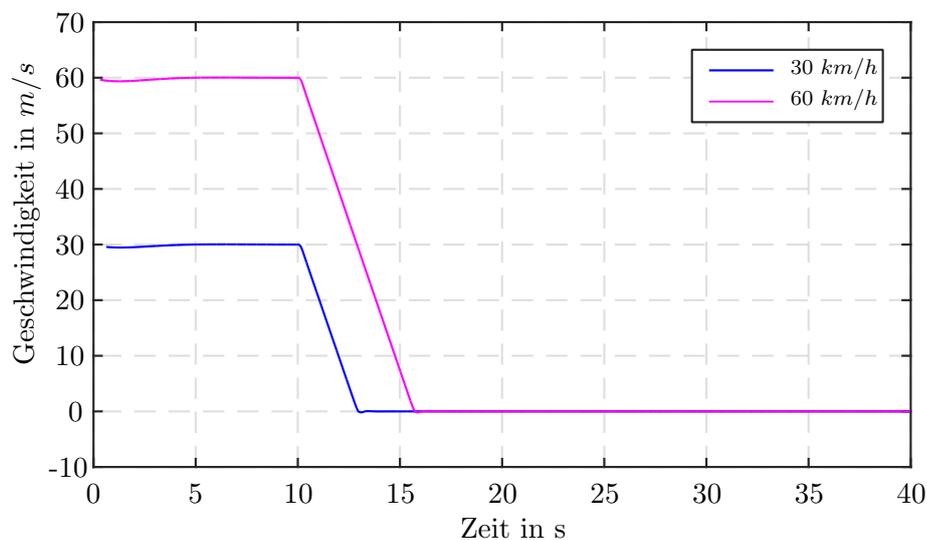


Abbildung 5.5.: Vergleich des Geschwindigkeitsverlaufes mit 3 m/s^2 Verzögerung aus 30 km/h und 60 km/h

Abbildung 5.5 zeigt eindeutig, dass der Verlauf der Fahrgeschwindigkeit für eine Bremsung aus 60 km/h ab dem Erreichen einer Geschwindigkeit von 30 km/h identisch zu dem Verlauf einer Bremsung ausgehend von 30 km/h ist. Der zeitliche Versatz ist darin begründet, dass die Bremsungen für beide Simulationen zum selben Zeitpunkt unabhängig von der Startgeschwindigkeit ausgelöst wurden.

Auch geht aus Abbildung 5.5 hervor, dass die Dauer der Bremsung aus 60 km/h in etwa doppelt so groß ist, wie die der Bremsung aus 30 km/h, entsprechend einer konstanten Verzögerung des Fahrzeuges. Diese konstante Verzögerung wurde über die Vorgabe der Bremspedalstellung in der Simulation erreicht. Damit war es möglich sowohl den Bremsdruck als auch die mittlere Verzögerung über die gesamte Bremsstrecke konstant zu halten und die Schwankungen in der Verzögerung, die durch das Verhalten des Fahrermodells (ungleichmäßiges durchtreten des Bremspedals) entstehen, zu minimieren.

Für die Untersuchung der beim Bremsen im täglichen Straßenverkehr auftretenden Kräfte wurde die Verzögerung von 1 m/s^2 auf bis zu 6 m/s^2 erhöht. Mit dem Fahrzeug können durchaus höhere Verzögerungsleistungen erreicht werden, da aber eine normale und keine Notbremsung untersucht werden sollte, wurden die höheren Werte nicht simuliert. Den Verlauf der Fahrgeschwindigkeit der sechs Simulationen zeigt Abbildung 5.6.

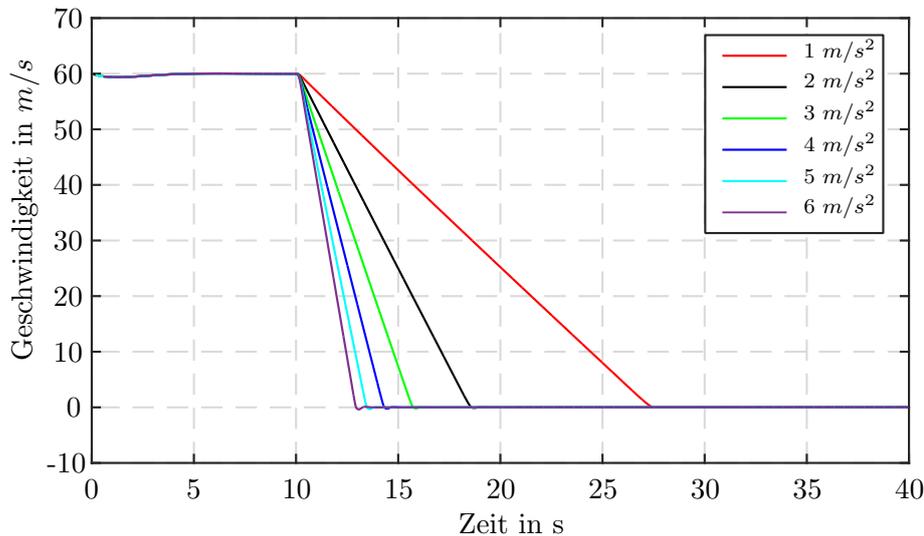


Abbildung 5.6.: Bremsen - Vergleich des Geschwindigkeitsverlaufes bei verschieden starker Verzögerung

Die Ergebnisse der Simulationen für die interessierenden Einflussgrößen beim Bremsen sind in Tabelle 5.2 zusammengefasst. Neben der vorgegebenen Verzögerung $a_{x_{soll}}$ ist auch die maximal auftretende Verzögerung $a_{x_{max}}$ dargestellt. Diese maximale auftretenden Verzögerung tritt jedoch nur über einen kurzen Zeitraum auf, wenn der Fahrer in die Bremse steigt und den Bremsvorgang einleitet, danach sinkt der Wert wieder auf den Vorgabewert ab. Im Mittel wird also genau mit der vorgegebenen Beschleunigung gebremst und die Verzögerung über den gesamten Bremsvorgang bis zum Stillstand konstant gehalten (siehe Abbildung 5.6).

Beim Betätigen des Bremspedals kommt es durch die Trägheit des Fahrzeuges zu einer Nickbewegung der Karosserie, die eine Gewichtsverlagerung auf die Vorderachse zur Folge hat. Dies zeigt sich deutlich in den maximalen und minimalen Aufstandskräften in Tabelle 5.2. Mit zunehmender Verzögerung wird die Nickbewegung immer größer und so auch die Radlast an der Vorderachse. Bei einer Verzögerung mit 1 m/s^2 erhöht sich die Aufstandskraft an der Vorderachse um etwa 200 N ausgehend von der Radlast im Stillstand (3885 N), für eine Bremsung mit 6 m/s^2 erhöht sich die Aufstandskraft um über 1500 N. Auch die Radlasten an der Hinterachse verringern sich bei einer Bremsung mit 6 m/s^2 um etwa 1000 N. Wenn das Fahrzeug zum Stillstand kommt, bewegt sich die Karosserie in ihre Ausgangsposition zurück und führt eine der zuvor beschriebenen

Nickbewegung entgegengesetzte Bewegung aus. Auf Grund ihrer Trägheit bewegt sich die Karosserie jedoch zunächst über die Ausgangsposition hinaus und erzeugt eine kleine Gewichtsverlagerung zur Hinterachse hin ehe sie zur Ruhe kommt. Dieser Überschwinger ist verantwortlich dafür, dass die Radlast an der Vorderachse kurz unter den statischen Wert absinkt und die Radlast an der Hinterachse entsprechend größer wird als ihr Wert im Stillstand (2125 N). Die Werte für die beim Nachschaukeln auftretende Nickbewegung sind jedoch geringer als die beim Bremsvorgang selbst auftretende Änderung der Aufstandskraft.

Tabelle 5.2.: Simulationsergebnisse Bremsen mit unterschiedlicher Verzögerung a_x

$a_{x\text{ soll}}$ m/s ²	$a_{x\text{ max}}$ in m/s ²		VA		HA	
			min	max	min	max
-1.0	-1.01	F_z in N	3848	4083	1955	2183
		s in %	-0.26	0.00	-0.28	0.00
		$\Delta\dot{\omega}$ in °/s ²	-243	15	-246	15
-2.0	-2.04	F_z in N	3798	4297	1785	2262
		s in %	-0.59	0.00	-0.62	0.00
		$\Delta\dot{\omega}$ in °/s ²	-493	15	-522	15
-3.0	-3.07	F_z in N	3748	4508	1615	2438
		s in %	-0.91	0.00	-1.19	0.00
		$\Delta\dot{\omega}$ in °/s ²	-756	15	-912	15
-4.0	-4.09	F_z in N	3699	4725	1448	2437
		s in %	-1.23	0.00	-2.06	0.00
		$\Delta\dot{\omega}$ in °/s ²	-1041	15	-1366	15
-5.0	-5.16	F_z in N	3650	5080	1279	2530
		s in %	-1.71	0.00	-3.23	0.00
		$\Delta\dot{\omega}$ in °/s ²	-1310	15	-1849	15
-6.0	-6.20	F_z in N	3608	5439	1124	2618
		s in %	-2.15	0.00	-5.41	0.00
		$\Delta\dot{\omega}$ in °/s ²	-1609	15	-2348	15

Der für die Übertragung der Bremskräfte verantwortliche Bremsschlupf wird ebenfalls in Tabelle 5.2 für die Vorder- und Hinterachse dargestellt. Mit zunehmender Verzögerung steigen auch die an beiden Achsen erreichten maximalen, in diesem Fall auf Grund der negativen Werte eigentlich die minimalen, Bremsschlupfwerte an. Für alle unterschiedlichen Verzögerungen liegen die an der Hinterachse auftretenden Schlupfwerte über denen an der Vorderachse. Der Schlupf erreicht für die Vorderachse bei einer Verzögerung mit 6 m/s² knapp über 2 % an der Hinterachse steigt er fast bis auf 5.5 % an.

Der wesentlich höhere Bremsschlupf an der Hinterachse lässt sich durch die zuvor beschriebenen Nickbewegung und die damit verbundene Gewichtsverlagerung zur Vorderachse hin erklären. Die Räder der Hinterachse werden dadurch weniger stark auf die Fahrbahn gedrückt und werden so stärker abgebremst, wie eindeutig aus den Werten der Radbeschleunigung $\Delta\dot{\omega}$ in Tabelle 5.2 hervorgeht, denn auch diese liegen für die Hinterachse deutlich über den erreichten Werten an der Vorderachse. Die Radverzögerung steigt wie auch der Schlupf an beiden Achsen mit zunehmender Verzögerung des Fahrzeuges an.

Die sehr geringen positiven maximalen Werte der Radbeschleunigung sind zu vernachlässigen, da sie gegenüber der Radverzögerung klein sind und ausschließlich in der in der

Simulation vor dem Einleiten des Bremsvorganges durchgeführten Geradeausfahrt (zum Erreichen einer konstanten Ausgangsgeschwindigkeit und eines stabilen Fahrzustandes) aufgetreten sind.

Abbildung 5.7 zeigt das Verhältnis zwischen Aufstandskraft und Bremsschlupf an der Vorder- und Hinterachse für die simulierten Bremsvorgänge mit 1 m/s^2 und 6 m/s^2 Verzögerung. An der Hinterachse steigt der Schlupf mit sinkender Radlast an, das schleifenförmige Aussehen der Kurve entsteht durch die Nickbewegung und die dadurch während der Bewegung der Karosserie sich verändernden Radlasten bei ein und den selben Schlupfwerten.

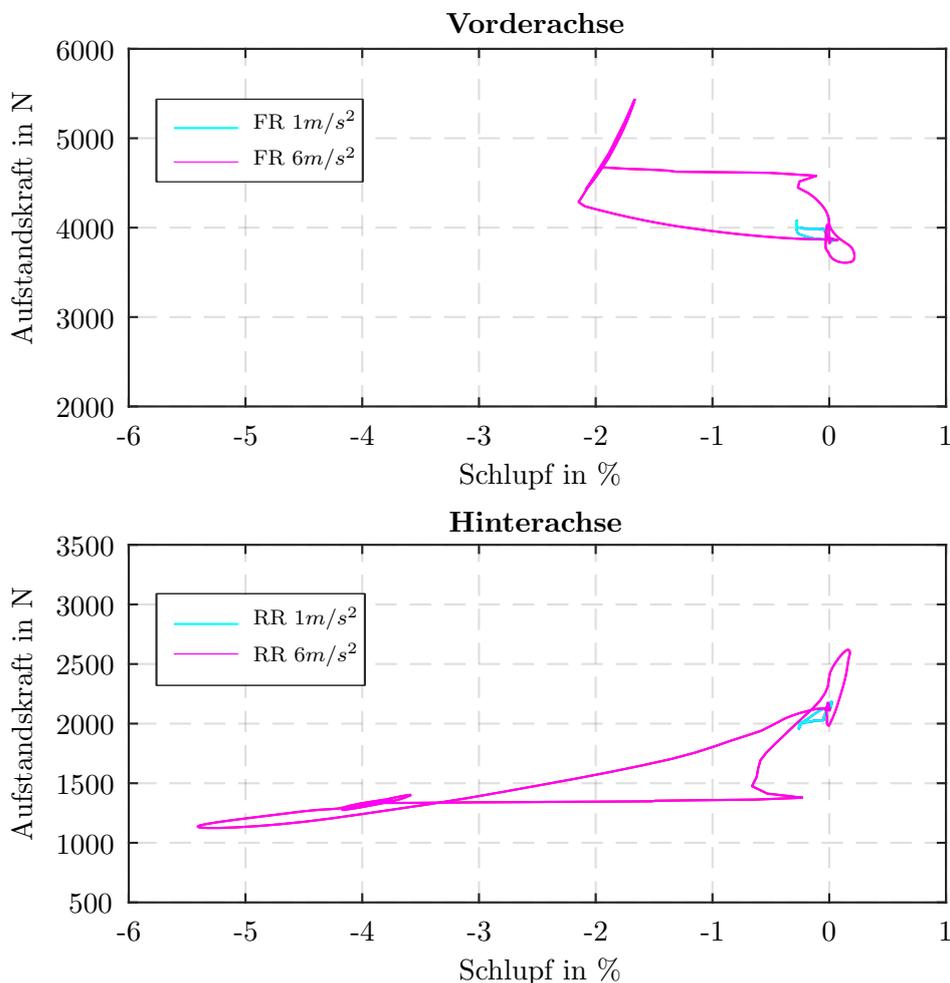


Abbildung 5.7.: Zustandsschaubild für das Verhalten von Schlupf und Aufstandskraft beim Bremsen

Für die Vorderachse zeigt sich ein ähnliches Bild: hier jedoch steigen bis zu einer bestimmten Aufstandskraft die Schlupfwerte an, danach bleiben sie konstant bzw. verringern sich wieder leicht. Auch hier entsteht die schleifenförmige Kurve aufgrund der Gewichtsverlagerung. Das die bei der maximalen Aufstandskraft erreichten Schlupfwerte unter dem maximalen Schlupf liegen, kann darauf zurück geführt werden, dass das Fahrzeug beim Aufbringen der Verzögerung kurz stärker einnickt und danach wieder etwas ausfedert an der Vorderachse und sich der maximale Schlupf erst nach diesem Überschwinger einstellt.

Abbildung 5.8 zeigt das Verhältnis der Längskraft und der Aufstandskraft über den auftretenden Bremsschlupf. Die schwarze Kurve stellt das Verhältnis von der maximal erreichbaren Längskraft zu einer unveränderlichen Aufstandskraft von 3000 N über den Schlupf dar. Die rote Linie gibt die bei dem simulierten Bremsvorgang mit 6 m/s^2 Verzögerung erreichten Werte wieder. Die Abweichung der roten Kurve im Bereich der maximal erreichten Schlupfwerte von der schwarzen mit TM_simple erstellten Kurve, kann auf die Radlastschwankungen und den degressiven Einfluss der Aufstandskraft auf die übertragbaren Kräfte zurückgeführt werden. Die schwarze Kurve gibt das Verhältnis für eine konstante Aufstandskraft von 3000 N wieder, in der Simulation ist die Aufstandskraft jedoch veränderlich und weicht stark von den 3000 N ab, daher sind die rote und die schwarze Kurve nur bei kleinen Schlupfwerten deckungsgleich.

Das Verhältnis von Aufstandskraft zur Längskraft erreicht bei diesem Manöver maximal den Wert 1, die schwarze Kurve geht darüber hinaus. Bei einem Bremsvorgang mit 6 m/s^2 liegt die höchste erreichte Längskraft nur knapp unter der für diesen Reifen maximal erreichbaren Längskraft, die bei ca. 6 % Schlupf erreicht wird, bevor der Reifen in den Gleitbereich übergeht (siehe Abbildung 4.4).

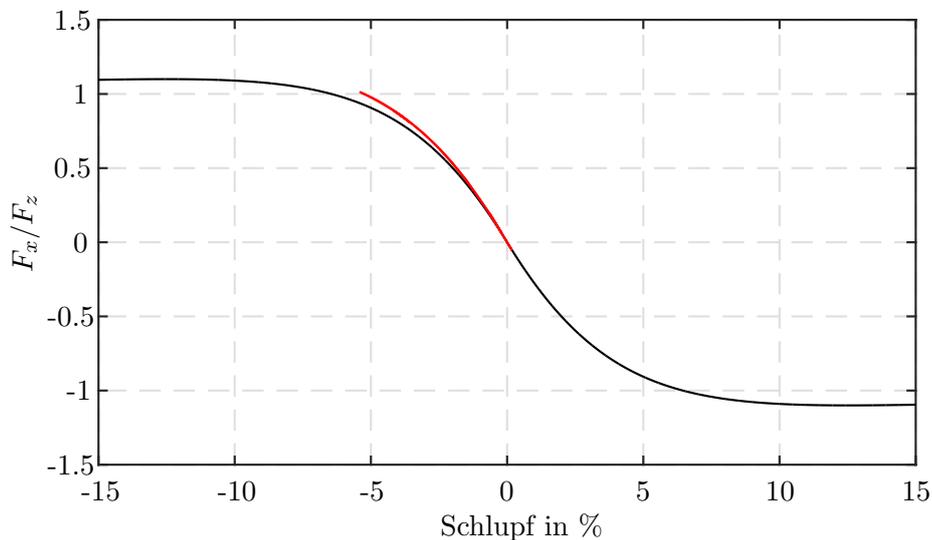


Abbildung 5.8.: Verhältnis von Längskraft zu Aufstandskraft über Schlupf beim Bremsen

5.2. Ergebnisse Querdynamik Fahrmanöver

Zur Untersuchung der bei quer-dynamisch relevanten Fahrmanövern im täglichen Straßenverkehr auftretenden Kräfte und Einflüsse wurden eine Reihe an unterschiedlichen Fahrsituationen in diversen Geschwindigkeitsbereichen simuliert. Die bei den Simulationen ermittelten Einflussgrößen werden im Folgenden für alle Querdynamik Fahrmanöver diskutiert. Die beiden simulierten Kreisverkehre werden auf Grund vieler Übereinstimmungen in den Ergebnissen gemeinsam bewertet, das gleiche gilt auch für die zwei untersuchten Abbiegevorgänge.

5.2.1. Abbiegen

Um die bei Abbiegevorgängen auftretenden Kräfte und wichtigen Einflussgrößen zu ermitteln wurden zwei Stellen aus den Messfahrten ausgewählt und simuliert. Die beiden Fahrmanöver unterscheiden sich im wesentlichen durch ihren Kurvenradius und die dadurch maximal erreichbare Geschwindigkeit. Der erste Abbiegevorgang vom Eggenbergürtel auf die Kärntnerstraße beschreibt in etwa eine Kurve mit einem Radius von 30 m. Die zweite ausgewählte Strecke, abbiegen von der Kärntnerstraße in Richtung Kreisverkehr, hat in etwa einen Kurvenradius von 20 m. Für beide Fahrmanöver wurden Längsbeschleunigungen von maximal 0.9 m/s^2 und Schlupfwerte von maximal 0.5 % erreicht. Da diese Werte nur beim Anbremsen und Herausbeschleunigen aus der Kurve und somit auf geraden Streckenabschnitten erreicht wurden und während der Kurvenfahrt wesentlich niedrigere Längsbeschleunigungen und Schlupfwerte auftraten, können diese für die weitere Betrachtung vernachlässigt werden und von einer nahezu ausschließlich quer-dynamischen Belastung ausgegangen werden.

Tabelle 5.3.: Simulationsergebnisse Abbiegen Kärntnerstraße Richtung Verteilerkreis

$v_{x_{soll}}$ in km/h	$a_{y_{max}}$ in m/s^2	$\dot{\psi}_{max}$ in $^\circ/\text{s}$		VL		VR		HL		HR	
				min	max	min	max	min	max	min	max
20	1.38	14.24	F_z in N	3801	4279	3497	3953	2074	2410	1832	2190
			α in $^\circ$	-0.25	0.50	-0.06	0.48	-0.21	0.32	-0.04	0.60
			$\Delta\dot{\omega}$ in $^\circ/\text{s}^2$	-10	11	-8.9	7.7	-8.6	8.8	-11	9.2
25	2.16	17.84	F_z in N	3764	4477	3308	3989	2036	2598	1633	2226
			α in $^\circ$	-0.31	0.78	-0.01	0.77	-0.26	0.61	-0.01	0.91
			$\Delta\dot{\omega}$ in $^\circ/\text{s}^2$	-15	17	-15	12	-13	14	-17	14
30	3.09	21.37	F_z in N	3683	4712	3080	4079	1956	2824	1395	2306
			α in $^\circ$	-0.42	1.17	-0.11	1.18	-0.36	1.00	-0.11	1.33
			$\Delta\dot{\omega}$ in $^\circ/\text{s}^2$	-22	24	-24	21	-21	24	-28	24
35	4.22	25.04	F_z in N	3653	4995	2804	4098	1927	3097	1111	2334
			α in $^\circ$	-0.46	1.76	-0.15	1.80	-0.41	1.53	-0.16	1.89
			$\Delta\dot{\omega}$ in $^\circ/\text{s}^2$	-46	26	-34	32	-48	25	-38	36
40	4.55	25.94	F_z in N	3608	5089	2732	4150	1869	3169	1017	2380
			α in $^\circ$	-0.53	1.95	-0.21	2.01	-0.46	1.71	-0.21	2.08
			$\Delta\dot{\omega}$ in $^\circ/\text{s}^2$	-92	66	-114	121	-88	71	-115	127
45	5.06	27.30	F_z in N	3532	5224	2613	4202	1815	3287	884	2457
			α in $^\circ$	-0.60	2.27	-0.28	2.34	-0.53	1.98	-0.28	2.38
			$\Delta\dot{\omega}$ in $^\circ/\text{s}^2$	-148	133	-141	191	-149	136	-143	197

Tabelle 5.4.: Simulationsergebnisse Abbiegen Eggenberggürtel auf Kärntnerstraße

$v_{x_{soll}}$ in km/h	$a_{y_{max}}$ in m/s^2	ψ_{max} in $^\circ/s$		VL		VR		HL		HR	
				min	max	min	max	min	max	min	max
30	1.79	12.03	F_z in N	3720	4260	3410	4030	1990	2540	1710	2270
			α in $^\circ$	-0,37	0,54	-0,06	0,76	-0,32	0,48	-0,07	0,75
			$\Delta\dot{\omega}$ in $^\circ/s^2$	-195	24	-190	25	-457	302	-451	307
35	2.38	13.75	F_z in N	3670	4500	3260	4080	1940	2690	1560	2320
			α in $^\circ$	-0,44	0,77	-0,12	1,00	-0,38	0,71	-0,13	0,99
			$\Delta\dot{\omega}$ in $^\circ/s^2$	-196	24	-191	25	-458	303	-452	308
40	3.07	16.04	F_z in N	3640	4670	3090	4110	1910	2860	1390	2350
			α in $^\circ$	-0,48	1,07	-0,16	1,31	-0,42	1,01	-0,17	1,30
			$\Delta\dot{\omega}$ in $^\circ/s^2$	-196	51	-191	74	-457	282	-453	294
45	3.71	17.36	F_z in N	3610	4830	2930	4120	1890	3020	1230	2380
			α in $^\circ$	-0,52	1,39	-0,20	1,65	-0,45	1,30	-0,20	1,60
			$\Delta\dot{\omega}$ in $^\circ/s^2$	-235	52	-229	74	-453	282	-452	294
50	3.67	17.25	F_z in N	3580	4830	2910	4090	1930	3040	1220	2420
			α in $^\circ$	-0,53	1,36	-0,20	1,62	-0,45	1,29	-0,20	1,59
			$\Delta\dot{\omega}$ in $^\circ/s^2$	-236	102	-229	120	-453	227	-452	240
55	3.76	17.25	F_z in N	3580	4830	2910	4090	1930	3040	1220	2420
			α in $^\circ$	-0,53	1,36	-0,20	1,63	-0,45	1,28	-0,20	1,58
			$\Delta\dot{\omega}$ in $^\circ/s^2$	-270	167	-265	193	-407	179	-407	194
60	4.51	18.91	F_z in N	3540	5040	2740	4090	1920	3210	1010	2450
			α in $^\circ$	-0,55	1,84	-0,23	2,11	-0,47	1,72	-0,23	2,04
			$\Delta\dot{\omega}$ in $^\circ/s^2$	-306	165	-301	200	-376	162	-377	204

Tabellen 5.3 und 5.4 zeigen die Simulationsergebnisse der beiden Abbiegevorgänge. Als wichtigste Randbedingung wurde die Querbeschleunigung, auf die zuvor aus den Messdaten ermittelten Werten für beide Manöver begrenzt. Beim Abbiegen von der Kärntnerstraße wurde mit $5 m/s^2$ eine etwas höhere Querbeschleunigung simuliert als mit $4.5 m/s^2$ beim Abbiegen vom Eggenberggürtel. Durch die Vorgabe der maximalen Querbeschleunigung wurden auch die in den Kurven maximal erreichbaren Geschwindigkeiten begrenzt. Auf Grund des kleineren Kurvenradius wurde beim Abbiegen in der Kärntnerstraße die maximale Kurvengeschwindigkeit mit $37.9 km/h$, trotz höherer Querbeschleunigung, wesentlich früher erreicht als die höchste Geschwindigkeit beim ersten Abbiegevorgang mit $48.9 km/h$. Die Startgeschwindigkeiten der Simulationen wurden in beiden Fällen nur so lange erhöht, bis sich keine Veränderungen in den interessierenden Größen mehr zeigten.

Eine deutlicher Unterschied zwischen den beiden Abbiegevorgängen zeigt sich in der Gierrate, die in beiden Fällen mit steigender Fahrgeschwindigkeit zunimmt. Für beispielsweise eine Fahrgeschwindigkeit von $30 km/h$ ist jedoch die Gierrate beim Abbiegen in der Kärntnerstraße fast doppelt hoch wie beim Abbiegen am Eggenberggürtel. Dies lässt sich durch die unterschiedlichen Kurvenradien erklären. Auf Grund des engeren Kurvenradius dreht sich das Fahrzeug bei der selben Fahrgeschwindigkeit in der gleichen Zeit stärker um seine Hochachse und erreicht somit eine größere Gierrate.

Auch die erreichte maximale Querbeschleunigung steigt für beide Abbiegevorgänge mit der Fahrgeschwindigkeit. Die maximal erreichten Werte sind entsprechend der Randbedingungen der Simulationen beim Abbiegen am Eggenberggürtel niedriger. Aufgrund des größeren Kurvenradius können bei diesem Manöver bei niedrigerer Querbeschleuni-

gung deutlich höhere Fahrgeschwindigkeiten erreicht werden.

Für beide Fahrmanöver steigen die Radlastverlagerungen zu den kurvenäußeren Rädern hin mit zunehmender Fahrgeschwindigkeit an. Die größte Differenz ΔF_z zwischen der minimalen und maximalen Aufstandskraft an einem Rad liegt für das Abbiegen in der Kärntnerstraße mit ca. $\Delta F_z = 1700$ N knapp über dem Wert beim Abbiegen am Eggenberggürtel mit 1500 N. Auch der erreichte Schräglaufwinkel liegt mit etwa 2.4 Grad für den kleineren Kurvenradius nur knapp über dem maximalen Schräglaufwinkel von 2.1 Grad beim größeren Kurvenradius. Der Zusammenhang zwischen Schräglaufwinkel und Aufstandskraft ist in Abbildung 5.9 am Beispiel des Abbiegevorgangs in der Kärntnerstraße dargestellt:

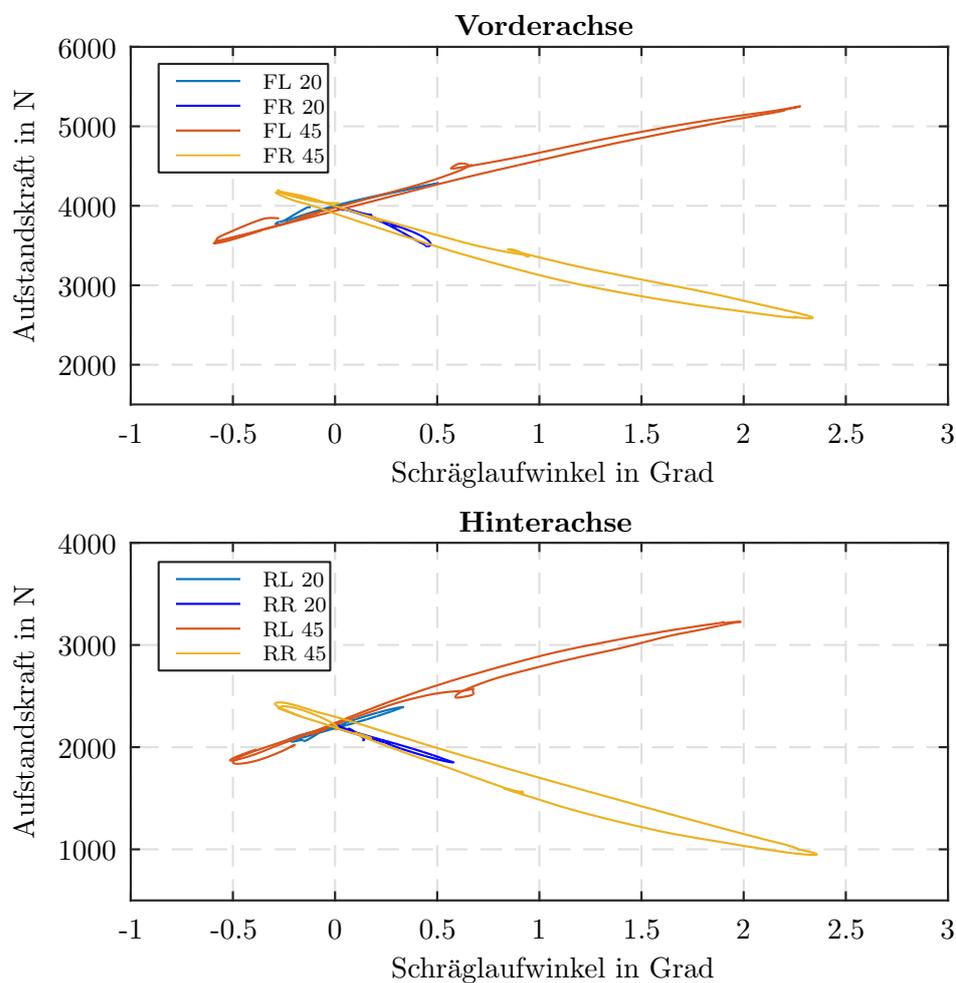


Abbildung 5.9.: Zustandsschaubild für das Verhalten der Aufstandskraft über dem Schräglaufwinkel beim Abbiegen in der Kärntnerstraße

Aus Abbildung 5.9 geht ein eindeutiger Zusammenhang des Schräglaufwinkels mit der Fahrgeschwindigkeit hervor. Bei einer Verdoppelung der Fahrgeschwindigkeit kommt es zu einer Vervielfachung des maximalen Schräglaufwinkels. Auch die Gewichtsverlagerung zu den kurvenäußeren Rädern hin steigt deutlich mit der Geschwindigkeit.

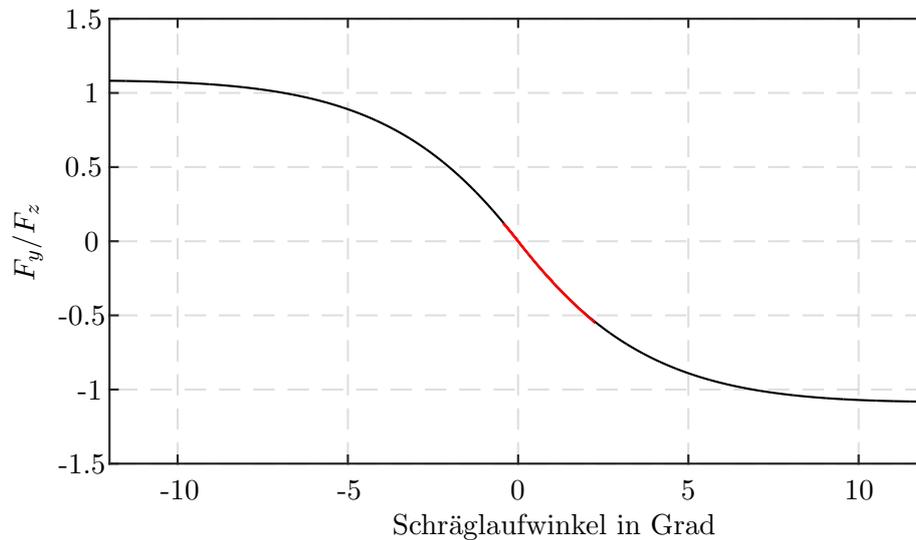


Abbildung 5.10.: Verhältnis von Querkraft zu Aufstandskraft über Schräglauf beim Abbiegen in der Kärntnerstraße

Abbildung 5.10 zeigt den charakteristischen Verlauf des Verhältnisses der Querkraft zur Aufstandskraft über den Schräglaufwinkel. In schwarz ist das Verhältnis der Querkraft zu einer konstanten Aufstandskraft von 3000 N über einen großen Wertebereich des Schräglaufes (± 12 Grad) dargestellt. Die rote Kurve markiert das bei der Simulation des Abbiegens von der Kärntnerstraße in Richtung Kreisverkehr auftretende Kräfteverhältnis und die dabei auftretenden Schräglaufwinkel. Die gute Übereinstimmung der berechneten und simulierten Daten, trotz der großen Radlastschwankungen von etwa 1700 N auf einem Rad, können darauf zurückgeführt werden, dass sich die Schwankungen relativ symmetrisch zum statischen Wert der Radlast verhalten.

Die Querkraft bewegt sich bei einem maximalen Schräglaufwinkel von 2.4 Grad für dieses Fahrmanöver noch im linearen Bereich des Reifenkennfeldes. Wie aus Abbildung 5.10 hervor geht, wird die maximale Querkraft (bei einem Reibwert von $\mu=1$) für diesen Reifen erst bei einem Schräglaufwinkel zwischen 8 und 10 Grad erreicht (siehe auch Abbildung 4.5). Die Simulationsergebnisse zeigen, dass die Ausnutzung der zur Verfügung stehenden Querkraft in einem realen Abbiegevorgang bei guten Verhältnissen auf Grund der kleinen auftretenden Schräglaufwinkel von unter 2.5 Grad eher gering ist.

5.2.2. Kreisverkehr

Zur Ermittlung der beim Fahren in einem Kreisverkehr auftretenden Werte der wichtigsten Einflussgrößen wurden zwei kleine Kreisverkehre aus den Messfahrten simuliert. Die beiden Kreisverkehre haben den selben Kurvenradius und unterscheiden sich nur in den Winkeln der Ein- und Ausfahrten.

Für beide Simulationen wurden die Randbedingungen aus den zuvor in den Messfahrten ermittelten Werten für Beschleunigung und Fahrgeschwindigkeit festgelegt. Für den Kreisverkehr zwischen Kärntnerstraße und Verteilerkreis die Querbesehleunigung mit mit 4.5 m/s^2 etwas niedriger vorgegeben als für den Kreisverkehr nach der Autobahnabfahrt Laßnitzhöhe mit 5 m/s^2 entsprechend der Daten aus den Messungen.

Der Geschwindigkeitsbereich für die Simulationen liegt zwischen 10 und 30 km/h, da sich für beide Fahrmanöver die maximale Durchfahrtsgeschwindigkeit im Kreisverkehr mit 27.9 km/h (Laßnitzhöhe) und 28.8 km/h (Kärntnerstraße) knapp unter 30 km/h ergibt. Simulationen mit höherer Geschwindigkeit haben keine Veränderung mehr in den interessierenden Einflussgrößen zur Folge, da das Fahrzeug vor der Einfahrt in den Kreisverkehr bereits auf die oben genannten Geschwindigkeiten verzögert. Dieser Bremsvorgang findet jedoch auf nahezu geraden Streckenteilen statt und wurde nicht näher untersucht da für die Ermittlung der beim Bremsen auftretenden Kräfte eine eigene Simulation durchgeführt wurde (siehe Kapitel 5.1.2).

Die für beide Fahrmanöver erreichte maximale Längsbesehleunigung ist mit ca. 0.5 m/s^2 sehr gering und auch der maximale Längsschlupf ist mit 0.3 % sehr klein. Wie zuvor beschrieben treten diese Schlupfwerte und Längsbesehleunigungen beim Anbremsen und Herausbesehleunigen aus dem Kreisverkehr auf. Während der Kurvenfahrt im Kreisverkehr ist die Fahrgeschwindigkeit nahezu konstant, daher kann für die weiteren Betrachtungen von rein querdynamischen Fahrzuständen ausgegangen werden.

Tabelle 5.5.: Simulationsergebnisse Kreisverkehr Kärntnerstraße

$v_{x\text{ Soll}}$ in km/h	$a_{y\text{ max}}$ in m/s^2	ψ_{max} in $^\circ/\text{s}$		VL		VR		HL		HR	
				min	max	min	max	min	max	min	max
10	0.47	9.78	F_z in N	3699	3984	3775	4067	2081	2159	2103	2174
			α in $^\circ$	-0.22	0.04	-0.37	0.20	-0.26	0.04	-0.01	0.21
			$\Delta\dot{\omega}$ in $^\circ/\text{s}^2$	-9.0	14.3	-8.7	15.3	-9.1	14.5	-7.8	15.5
15	1.07	14.67	F_z in N	3558	4071	3692	4222	1928	2242	2016	2311
			α in $^\circ$	-0.34	0.16	-0.57	0.28	-0.47	0.07	-0.20	0.32
			$\Delta\dot{\omega}$ in $^\circ/\text{s}^2$	-20.1	15.6	-19.4	20.1	-20.6	17.0	-17.4	18.5
20	1.93	19.77	F_z in N	3353	4190	3576	4443	1708	2356	1895	2512
			α in $^\circ$	-0.58	0.32	-0.86	0.45	-0.80	0.22	-0.50	0.48
			$\Delta\dot{\omega}$ in $^\circ/\text{s}^2$	-34.4	27.0	-32.7	33.7	-36.7	30.2	-29.8	32.1
25	3.06	25.11	F_z in N	3082	4334	3436	4734	1418	2495	1749	2779
			α in $^\circ$	-1.00	0.53	-1.32	0.67	-1.30	0.42	-0.95	0.70
			$\Delta\dot{\omega}$ in $^\circ/\text{s}^2$	-51.5	41.4	-48.1	50.6	-56.1	46.3	-44.0	48.4
30	4.16	30.51	F_z in N	2815	4508	3279	5018	1137	2652	1569	3041
			α in $^\circ$	-1.57	0.79	-1.87	0.95	-1.87	0.68	-1.47	0.97
			$\Delta\dot{\omega}$ in $^\circ/\text{s}^2$	-94.3	59.4	-63.8	43.8	-98.3	66.7	-58.0	40.1

Tabelle 5.6.: Simulationsergebnisse Kreisverkehr Abfahrt Laßnitzhöhe

$v_{x_{soll}}$ in km/h	$a_{y_{max}}$ in m/s^2	ψ_{max} in $^\circ/s$		VL		VR		HL		HR	
				min	max	min	max	min	max	min	max
15	1.39	19.13	F_z in N	3465	3939	3817	4333	1863	2169	2094	2357
			α in $^\circ$	-0.32	0.02	-0.94	0.23	-0.57	0.06	-0.27	0.19
			$\Delta\dot{\omega}$ in $^\circ/s^2$	-10.0	11.6	-16.0	15.0	-13.4	13.7	-13.3	10.9
20	2.48	25.57	F_z in N	3209	3984	3772	4616	1581	2212	2049	2608
			α in $^\circ$	-0.59	0.02	-1.32	0.29	-1.02	0.06	-0.68	0.24
			$\Delta\dot{\omega}$ in $^\circ/s^2$	-19.0	19.5	-28.1	24.9	-25.4	23.5	-24.3	18.2
25	3.89	32.18	F_z in N	2875	4045	3712	4981	1217	2269	1989	2939
			α in $^\circ$	-1.18	0.07	-1.92	0.37	-1.73	0.07	-1.30	0.32
			$\Delta\dot{\omega}$ in $^\circ/s^2$	-30.8	30.5	-41.5	36.7	-40.6	36.9	-36.2	27.3
30	4.96	36.46	F_z in N	2626	4113	3636	5267	933	2344	1919	3183
			α in $^\circ$	-1.83	0.18	-2.53	0.48	-2.35	0.17	-1.85	0.42
			$\Delta\dot{\omega}$ in $^\circ/s^2$	-82.9	91.3	-30.0	25.1	-93.6	103.5	-32.0	33.8

Für das Fahren im Kreisverkehr wurden insgesamt 9 Simulationen durchgeführt, deren Ergebnisse sind in den Tabellen 5.5 und 5.6 zusammengefasst. Durch die Begrenzung der maximalen Querschleunigung liegen die Werte für selbige beim ersten Kreisverkehr in der Kärntnerstraße niedriger. Die geringere Querschleunigung aus den Messfahrten, lässt sich auf die etwas engere Einfahrt in den ersten Kreisverkehr und den um 1 bis 2 Meter größeren Kreisradius erklären.

Der leichte Unterschied im Radius der beiden Kreisverkehre zeigt sich deutlich an der größeren Gierrate beim Kreisverkehr an der Autobahn Abfahrt Laßnitzhöhe, die mit $36.5^\circ/s$ etwas höher ist als die beim anderen Kreisverkehr mit $30.5^\circ/s$. Für beide Fahrmanöver steigt die Gierrate erwartungsgemäß mit zunehmender Fahrgeschwindigkeit an, der Unterschied zwischen den Gierraten der beiden bewegt sich dabei immer zwischen etwa 5 und $6^\circ/s$.

Durch die Massenträgheit des Fahrzeuges kommt es beim Durchfahren des Kreisverkehrs zu einer Gewichtsverlagerung auf die kurvenäußeren Räder. Auch an der Ein- und Ausfahrt aus dem Kreisverkehr kommt es zu solch einer Wankbewegung, jedoch in die Gegenrichtung. Auf Grund dieser Wankbewegungen treten bei beiden Fahrmanövern Radlastschwankungen von $\Delta F_z = 1500$ N auf. Aus den Werten in den Tabellen 5.5 und 5.6 geht hervor, dass die gesamte Differenz zwischen minimaler und maximaler Aufstandskraft die für beide Kreisverkehre die selbe ist.

Auf Grund der geringen Winkel der Ein- und Ausfahrt des Kreisverkehrs an der Autobahnabfahrt Laßnitzhöhe treten hauptsächlich beim Fahren im Kreisverkehr selbst starke Radlastverlagerungen auf die kurvenäußeren Räder auf. Die Entlastung der im Kreisverkehr kurvenäußeren Räder beim Durchfahren der Ein- und Ausfahrt, in welcher diese die kurveninneren Räder sind, ist verhältnismäßig klein. Für den Kreisverkehr in der Kärntnerstraße zeigt sich hier ein anderes Bild: aufgrund der engeren Kurvenradien von Ein- und Ausfahrt steigen die Radlasten auch an den kurvenäußeren Rädern stärker an. Aufgrund des etwas größeren Kreisradius dieses Kreisverkehrs gegen über dem an der Autobahnabfahrt sind die Verlagerungen der Aufstandskraft im Kreisverkehr selbst geringer und ergeben somit gemeinsam mit der Ein- und Ausfahrt eine gleich große

Radlastschwankung von $\Delta F_z = 1500$ N.

Auch für die auftretenden Schräglaufwinkel zeigt sich bei beiden Manövern ein ähnliches Verhalten. Bedingt durch die kleineren Kurvenradien am Ein- und Ausgang des Kreisverkehrs in der Kärntnerstraße treten auch hier mit knapp 1 Grad Schräglaufwinkel höhere Werte auf. Für die Zu- und Ausfahrt des Kreisverkehrs an der Abfahrt Laßnitzhöhe liegt der Schräglaufwinkel bei maximal 0.5 Grad. Entsprechend dem Verhältnisses der Radien der Kreisverkehre selbst treten im zweiten Kreisverkehr (Laßnitzhöhe) mit bis zu -2.5 Grad deutliche größere Schräglaufwinkel auf als beim ersten Kreisverkehr, bei dem das Maximum bei ca. -1.9 Grad liegt.

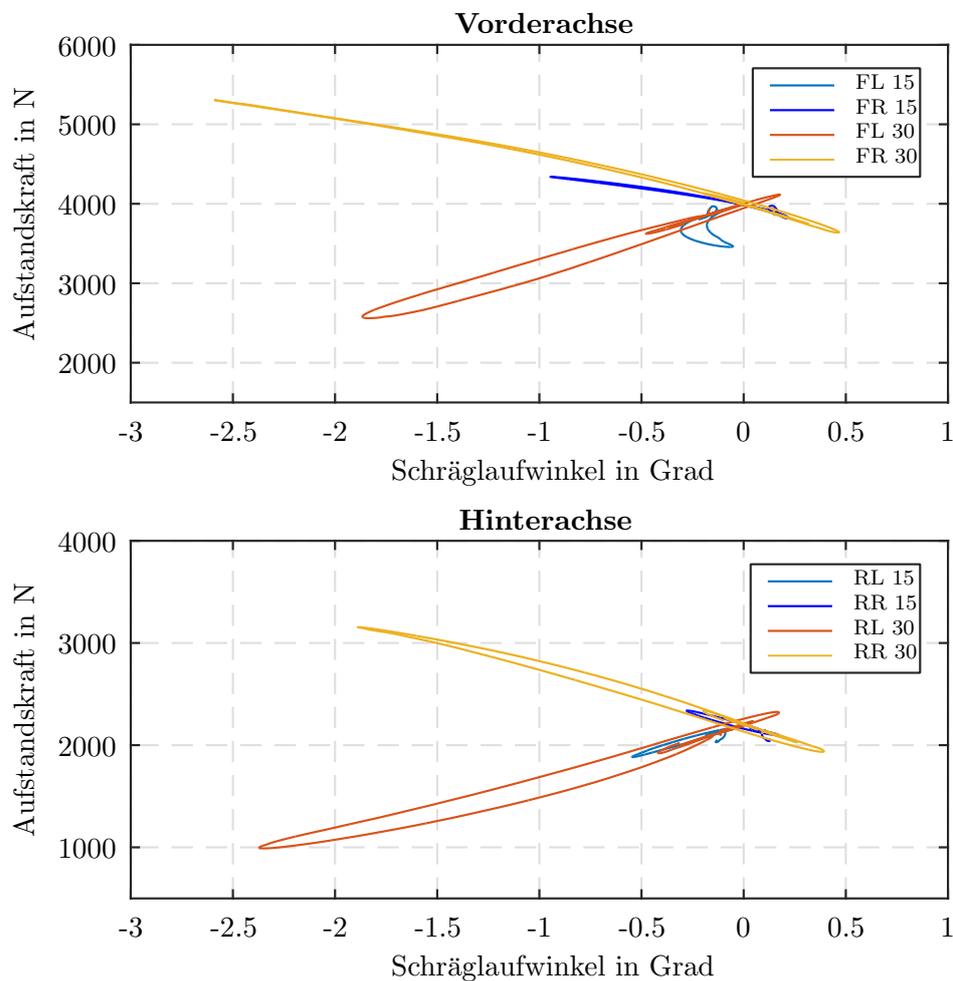


Abbildung 5.11.: Zustandsschaubild für das Verhalten der Aufstandskraft über dem Schräglaufwinkel im Kreisverkehr an der Autobahnabfahrt Laßnitzhöhe

Abbildung 5.11 zeigt den Verlauf der Aufstandskraft über dem Schräglaufwinkel für den Kreisverkehr Laßnitzhöhe. An diesem Zustandsschaubild soll für beide Kreisverkehre der Zusammenhang zwischen Schräglaufwinkel und Aufstandskraft für die kurvenäußeren und kurveninneren Räder verdeutlicht werden. Auch der Einfluss der zunehmenden Fahrgeschwindigkeit auf die beiden für die Kraftübertragung wichtigen Einflussgrößen ist in dieser Abbildung eindeutig erkennbar.

Der charakteristische Verlauf des Verhältnisses von Querkraft zur Normalkraft ist in Abbildung 5.12 über dem Schräglaufwinkel dargestellt. Die schwarze Charakteristik stellt das Verhältnis der erreichbaren Querkraft über einer konstanten Aufstandskraft von 3000 N über einen großen Bereich des Schräglaufwinkels dar. Die rote Kurve zeigt das Kräfteverhältnis von Quer- zu Aufstandskraft für das Durchfahren des Kreisverkehrs an der Autobahnabfahrt Laßnitzhöhe für den bei diesem Manöver auftretenden Bereich des Schräglaufwinkels. Die Abweichung der roten von der schwarzen Kurve entsteht auf Grund der starken Radlastverlagerung zu den kurvenäußeren Rädern hin im Kreisverkehr und dem degressiven Einfluss der Aufstandskraft auf die übertragbaren horizontalen Reifenkräfte.

Der maximale Schräglaufwinkel ist mit 2.5 Grad für beide Kreisverkehre relativ gering. Die maximale Querkraft für diesen Reifen bei einem Reibwert von $\mu=1$ wird erst bei einem Schräglaufwinkel zwischen 8 und 10 Grad erreicht (siehe auch Abbildung 4.5). Bei diesem Manöver bleibt die Querkraft im linearen Bereich des Reifenkennfeldes und es wird nur ein geringer Anteil des bei idealen Bedingungen vorhandenen Kräftepotentials ausgenutzt.

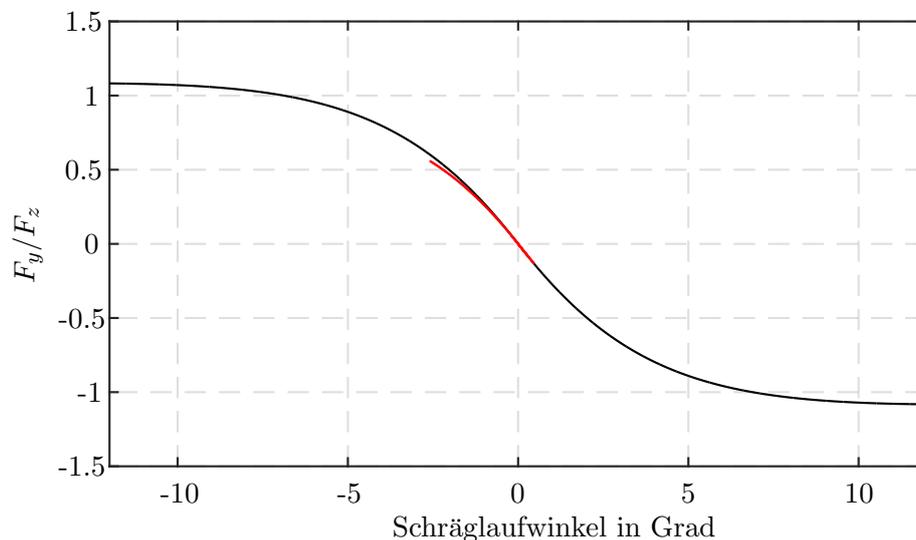


Abbildung 5.12.: Verhältnis von Querkraft zu Aufstandskraft über Schräglauf im Kreisverkehr an der Autobahnabfahrt Laßnitzhöhe

5.2.3. Knoten Graz West

Die Randbedingungen für die Simulation der Überfahrt von der A9 der Pyhrnautobahn auf die A2 die Südautobahn am Knoten Graz West wurden mit Hilfe der Daten aus den Messungen festgelegt. Der Bereich für die Anfahrtsgeschwindigkeit wurde zwischen 95 und 115 km/h festgelegt, entsprechend der Geschwindigkeiten in den durchgeführten Messfahrten.

Bei diesem Fahrmanöver konnte in den Messwerten ein Zusammenhang zwischen der Anfahrtsgeschwindigkeit und den in der Kurve erreichten Querbeschleunigungen und maximalen Kurvengeschwindigkeiten identifiziert werden. Für die Simulationen wurde die Querbeschleunigung daher an die jeweilige Fahrgeschwindigkeit angepasst. Die maximale Querbeschleunigung wurde dazu in Schritten von 0.5 m/s^2 von 4 m/s^2 bei 95 km/h auf bis zu 6 m/s^2 bei 115 km/h erhöht. So konnte auch der Bereich der bei den Messfahrten erreichten Geschwindigkeiten in der Kurve abgedeckt werden.

Durch die begrenzte Querbeschleunigung und die hohe Fahrgeschwindigkeit muss das Fahrzeug vor der Kurve verzögern um die in der Kurve maximal fahrbare Geschwindigkeit zu erreichen. Da in der Simulation die Fahrgeschwindigkeit als Cruising Speed dem IPG Driver vorgegeben wurde, beschleunigt das Fahrzeug am Kurvenausgang um wieder die vorgegebene Geschwindigkeit zu erreichen. Dies entspricht dem Verhalten, dass aus den Messfahrten ermittelt wurde.

Tabelle 5.7.: Simulationsergebnisse Knoten Graz West

v_x in km/h	$a_{y_{max}}$ in m/s^2	ψ_{max} in $^\circ/\text{s}$		VL		VR		HL		HR	
				min	max	min	max	min	max	min	max
95 57.3	3.73	13.12	F_z in N	3695	4823	2935	4062	1963	3031	1196	2279
			s in %	-0.56	0.84	-0.62	0.94	-0.45	-0.02	-0.57	-0.02
			α in $^\circ$	-0.30	1.37	-0.01	1.68	-0.26	1.32	-0.02	1.60
			$\Delta\dot{\omega}$ in $^\circ/\text{s}^2$	-417	306	-421	305	-419	302	-425	301
100 60.8	4.18	13.90	F_z in N	3657	4933	2822	4112	1914	3142	1084	2302
			s in %	-0.57	0.86	-0.63	1.01	-0.46	-0.02	-0.57	-0.02
			α in $^\circ$	-0.32	1.62	-0.01	1.94	-0.27	1.55	-0.03	1.93
			$\Delta\dot{\omega}$ in $^\circ/\text{s}^2$	-424	315	-433	310	-423	315	-437	305
105 64.1	4.63	14.66	F_z in N	3601	5041	2710	4158	1873	3252	972	2354
			s in %	-0.61	0.87	-0.64	1.12	-0.49	-0.02	-0.57	-0.02
			α in $^\circ$	-0.34	1.88	-0.01	2.21	-0.29	1.78	-0.05	2.07
			$\Delta\dot{\omega}$ in $^\circ/\text{s}^2$	-444	330	-454	323	-442	330	-454	310
110 67.2	5.07	15.37	F_z in N	3539	5149	2599	4180	1853	3361	862	2412
			s in %	-0.64	0.88	-0.66	1.22	-0.54	-0.02	-0.57	-0.01
			α in $^\circ$	-0.36	2.16	-0.03	2.50	-0.30	2.03	-0.07	2.33
			$\Delta\dot{\omega}$ in $^\circ/\text{s}^2$	-468	332	-473	330	-466	334	-474	335
115 70.2	5.60	16.05	F_z in N	3477	5257	2490	4182	1833	3468	752	2469
			s in %	-0.65	0.96	-0.70	1.26	-0.55	-0.02	-0.58	-0.01
			α in $^\circ$	-0.39	2.45	-0.06	2.79	-0.32	2.29	-0.09	2.59
			$\Delta\dot{\omega}$ in $^\circ/\text{s}^2$	-480	335	-482	334	-480	336	-483	350

Aus Tabelle 5.7 geht hervor, dass für das Anbremsen und Beschleunigen aus der Kurve bei diesem Fahrmanöver ein maximaler Längsschlupf von 1.3 %, bei einer maximalen Längsbeschleunigungen von 2 m/s^2 und auftritt, welche zuvor aus den Messfahrten für dieses Manöver ermittelt wurde.

Der Bremsvorgang um die Fahrgeschwindigkeit an Querbesehleunigung und Kurvenradius anzupassen wird vor dem Einlenken beendet und hat daher keinen Einfluss auf die in der Kurve auftretenden Querkräfte, auch der Besehleunigungsvorgang setzt erst kurz ein, wenn die Räder wieder so gut wie geradeaus zeigen und hat ebenfalls keine Auswirkungen auf die interessierenden Einflussgrößen und Kräfte.

Für die einzelnen Querbesehleunigungen sind in Tabelle 5.7 in der ersten Spalte unter den vorgegebenen Anfahrtsgrahwindigkeiten die jeweiligen maximal erreichten Kurvengrähwindigkeiten gelistet. Wie zu erwarten steigen die erreichten Kurvengrähwindigkeiten mit der Querbesehleunigung an, da diese einen für die in der Kurve erreichbare Grähwindigkeit einen begrenzenden Faktor darstellt.

Die Radbesehleunigung $\Delta\dot{\omega}$ nimmt sowohl in positive als auch negative Richtung mit steigender Fahrgrähwindigkeit zu. Dies liegt einerseits an der höheren Raddrehzahl bei größerer Länggrähwindigkeit, aber auch an dem größer werdenden Unterschied zwischen Anfahrts- und Kurvengrähwindigkeit, der von 37.7 km/h bei 95 km/h bis auf 44.8 km/h bei 115 km/h ansteigt, da die Kurvengrähwindigkeit von der Querbesehleunigung und nicht von der Fahrgrähwindigkeit abhängt. Die Höchstwerte der Radbesehleunigungen, sowohl positiv als auch negativ, treten jeweils beim Anbremsen und beim Besehleunigen aus der Kurve auf. In der Kurve selbst sind die auftretenden Radbesehleunigungen wesentlich geringer.

Mit zunehmender Fahrgrähwindigkeit und Querbesehleunigung steigt auf Grund der Trägheit des Fahrzeuges auch die Grähwichtsverlagerung auf die kurvenäußeren Räder. Bei einer Fahrgrähwindigkeit von 95 km/h kommt es zu einer Radlastschwankung von etwa 1200 N, für eine Grähwindigkeit von 115 km/h beträgt die Änderung ΔF_z 1800 N. Auf Grund eines leichten Knickes in der Zufahrt zur Kurve selbst kommt es auch zu einer Wankbewegung die der Bewegung in der Kurve entgegengesetzt ist, auch hier verschiebt sich die Aufstandskraft zu den äußeren Rädern hin. Diese Schwankung der Radlast entgegen der für die Kurve zu untersuchenden Richtung ist betragsmäßig sehr klein, trägt aber einen Teil zur Gesamtänderung der Aufstandskraft ΔF_z bei.

Auch der Schräglaufwinkel α steigt mit zunehmender Querbesehleunigung und Fahrgrähwindigkeit deutlich an. Für die Simulationen der Kurve in der Überfahrt von der Pyhrnautobahn auf die Südaubahn beträgt der Schräglaufwinkel maximal 1.7 Grad bei 95 km/h und maximal 2.8 Grad bei 115 km/h. Tabelle 5.7 zeigt auch negative Werte für den Schräglaufwinkel, diese negativen Werte treten während der Anfahrt der Kurve auf, da in dieser ein leichter Knick ist, bei dem das IPG Driver Fahrer Modell eine kleine Lenkbewegung ausführt. Weil der Knick noch vor dem Bremspunkt und auch vor der eigentlich zu untersuchenden Stelle liegt, können die negativen Werte für den Schräglaufwinkel vernachlässigt werden.

In Abbildung 5.13 ist der Zusammenhang zwischen Aufstandskraft und Schräglaufwinkel an der Vorder- und der Hinterachse für die Autobahnüberfahrt am Knoten Graz West dargestellt. Die zuvor beschriebenen Zusammenhänge zwischen Aufstandskraft, Schräglaufwinkel und Fahrgrähwindigkeit sind in diesem Diagramm deutlich zu erkennen. Die

dickeren Stellen in den Kurven zeigen, dass die Zustände in denen die maximalen Werte erreicht wurden während dem Durchfahren der Kurve mehrmals erreicht wurden. Dies liegt daran, dass es eine sehr lange Kurve ist, die in nach dem Kurveneingang leicht öffnet und vor dem Kurvenausgang wieder etwas enger wird. Dieser auf Grund der Kurvengeometrie typische Verlauf der Aufstandskraft über dem Schräglaufwinkel zeigt sich sowohl bei einer Fahrgeschwindigkeit von 95 km/h wie auch bei 115 km/h.

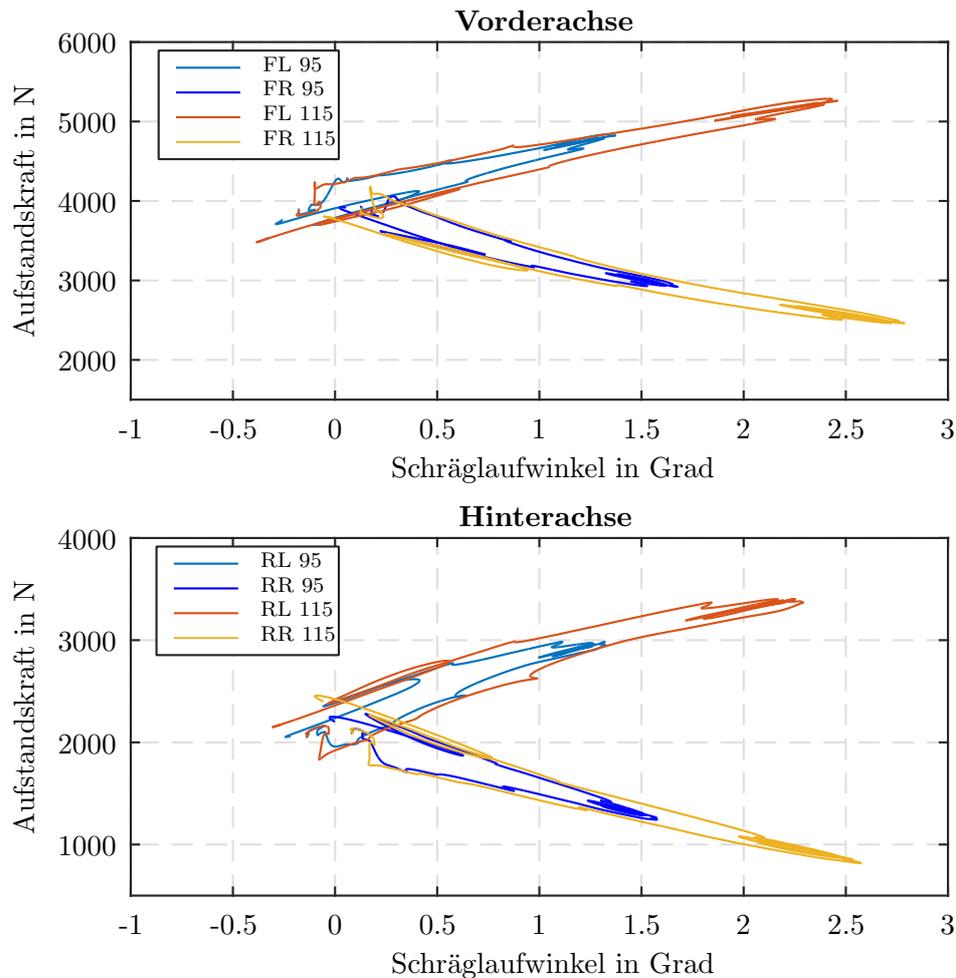


Abbildung 5.13.: Zustandsschaubild für das Verhalten der Aufstandskraft über dem Schräglaufwinkel am Knoten Graz West

Den charakteristischen Verlauf des Verhältnisses von Querkraft zu Normalkraft zeigt Abbildung 5.14. Die schwarze Charakteristik beschreibt das Verhältnis der Querkraft zu einer konstanten Aufstandskraft von 3000 N für einen Schräglaufwinkel-Bereich von -12 bis +12 Grad. In Rot ist das Kräfteverhältnis für die Simulation der Autobahnüber-

fahrt am Knoten Graz West mit 115 km/h über den in dabei ausgenutzten Bereich des Schräglaufwinkels dargestellt. Die sehr kleine Abweichung der roten von der schwarzen Charakteristik, für die maximal erreichten Schräglaufwinkel in der Simulation, entsteht durch die großen Unterschiede in der Aufstandskraft von bis zu 1800 N beim Durchfahren der Kurve, aufgrund des degressiven Einflusses der Aufstandskraft auf die Querkraft.

Für den maximalen Schräglaufwinkel von 2.8 Grad liegt die maximale Querkraft bei diesem Fahrmanöver im linearen Bereich des Reifenkennfeldes. Für den in der Simulation eingesetzten Reifen wird das Maximum der Querkraft bei einem Reibwert von $\mu=1$ erst bei einem Schräglaufwinkel zwischen 8 und 10 Grad erreicht (siehe auch Abbildung 4.5). Trotz der hohen Anfahrts- und Kurvengeschwindigkeiten und der sehr langgezogenen Kurve ist die Ausnutzung des vorhandenen Kraftpotentials nicht viel höher als bei einer Fahrt durch einen Kreisverkehr mit 30 km/h.

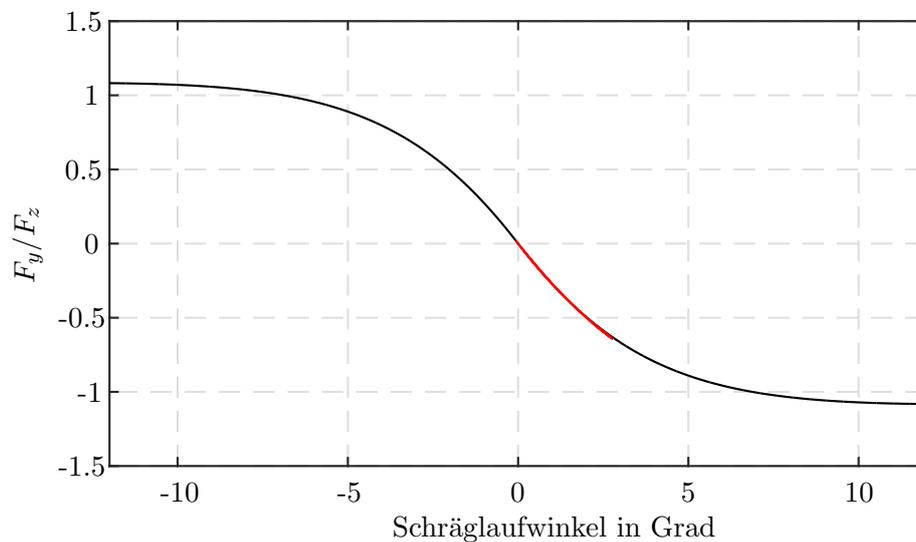


Abbildung 5.14.: Verhältnis von Querkraft zu Aufstandskraft über Schräglauf am Knoten Graz West

5.2.4. Spurwechsel

Zur Untersuchung der bei einem Spurwechsel im außerstädtischen Geschwindigkeitsbereich auftretenden Kräfte wurde ein einfacher Spurwechsel auf den linken Fahrstreifen simuliert. Für die Simulation des Spurwechsels wurde das zuvor aus den Messfahrten bestimmte 'allgemeine' Fahrermodell zur Parametrierung des IPG Driver herangezogen. Die maximale Querb beschleunigung wurde daher auf 5.5 m/s^2 begrenzt, die maximale Längs beschleunigung auf 3 m/s^2 . Da der Spurwechsel für den Überland- und Autobahnbereich untersucht werden sollte, wurden für die Simulationen Geschwindigkeiten zwischen 80 und 130 km/h gewählt.

Der Spurwechsel wurde als laterales Manöver im IPG durchgeführt, bei dem der Versatz der Fahrspur vorgegeben wurde. Für die Untersuchung der auftretenden Einflussgrößen wurden dem Fahrzeug zwei verschiedene Zeiten, 1.5 und 2.5 Sekunden, vorgegeben um den gewünschten lateralen Versatz zu erreichen, um zusätzlich die Unterschiede zwischen einem 'langsameren' und einem etwas 'schnelleren' Spurwechsel zu ermitteln.

Sowohl für den schnelleren als auch den langsameren Spurwechsel beträgt die maximale Abweichung der vorgegebenen Fahrgeschwindigkeit $v_{x_{soll}}$ nur zwischen 0.1 km/h bei 80 km/h und 1 km/h für die höchste Geschwindigkeit von 130 km/h. Durch die sehr kleine Geschwindigkeitsänderung treten auch nur sehr niedrige Werte für den Längsschlupf von maximal 0.3 % auf. Die beiden Spurwechsel können daher im Folgenden als rein querdynamische Fahrmanöver betrachtet werden.

In den Tabellen 5.8 und 5.9 sind die Ergebnisse der Simulationen des einfachen Spurwechsels zusammengefasst. Aus den Werten für die Querbeschleunigung a_y geht ein eindeutiger Zusammenhang mit der Fahrgeschwindigkeit aber auch mit der Zeit die für den Spurwechsel zur Verfügung stand hervor. Für den schnelleren Spurwechsel in 1.5 Sekunden liegt die maximal erreichte Querbeschleunigung für alle Fahrgeschwindigkeiten etwa 1.3 m/s^2 höher als für den Spurwechsel in 2.5 Sekunden. In beiden Fällen steigt die Querbeschleunigung mit der Fahrgeschwindigkeit geringfügig an. Für den langsameren Spurwechsel beträgt die maximale laterale Beschleunigung 1.99 m/s^2 bei 130 km/h und ist damit nur um 0.2 m/s^2 höher als die bei 80 km/h erreichten 1.79 m/s^2 . Auch für den schnelleren Spurwechsel steigt die Querbeschleunigung um nur 0.26 m/s^2 von 3.06 m/s^2 bei der langsamsten Fahrgeschwindigkeit auf 3.32 m/s^2 bei 130 km/h. Es zeigt sich, dass die Erhöhung der Fahrgeschwindigkeit einen wesentlich geringeren Einfluss auf die laterale Beschleunigung bei einem Spurwechsel hat, als die Zeit die dem Fahrzeug zum Wechseln der Fahrspur zur Verfügung steht.

Tabelle 5.8.: Simulationsergebnisse Spurwechsel 2.5 Sekunden

$v_{x_{soll}}$ in km/h	$a_{y_{max}}$ in m/s^2	$\dot{\psi}_{max}$ in $^\circ/\text{s}$		VL		VR		HL		HR	
				min	max	min	max	min	max	min	max
80	1.79	5.75	F_z in N	3390	4231	3496	4370	1653	2482	1761	2619
			α in $^\circ$	-0.83	0.34	-0.51	0.66	-0.82	0.39	-0.57	0.64
			$\Delta\dot{\omega}$ in $^\circ/\text{s}^2$	-61.8	32.3	-33.1	50.7	-65.8	32.4	-34.4	52.9
90	1.84	5.51	F_z in N	3382	4235	3478	4369	1645	2492	1746	2623
			α in $^\circ$	-0.83	0.35	-0.51	0.68	-0.85	0.41	-0.59	0.66
			$\Delta\dot{\omega}$ in $^\circ/\text{s}^2$	-58.4	31.5	-33.2	48.6	-63.5	32.3	-33.4	50.9
100	1.88	5.30	F_z in N	3373	4238	3462	4366	1638	2501	1732	2626
			α in $^\circ$	-0.83	0.36	-0.50	0.69	-0.87	0.44	-0.62	0.69
			$\Delta\dot{\omega}$ in $^\circ/\text{s}^2$	-55.3	31.8	-34.0	46.6	-62.1	32.8	-34.1	49.1
110	1.92	5.12	F_z in N	3364	4239	3444	4362	1632	2508	1720	2627
			α in $^\circ$	-0.83	0.38	-0.50	0.70	-0.89	0.46	-0.64	0.71
			$\Delta\dot{\omega}$ in $^\circ/\text{s}^2$	-52.1	31.8	-34.5	44.8	-60.9	32.8	-35.1	47.5
120	1.95	4.98	F_z in N	3354	4240	3428	4357	1625	2516	1707	2627
			α in $^\circ$	-0.82	0.39	-0.50	0.72	-0.91	0.48	-0.66	0.73
			$\Delta\dot{\omega}$ in $^\circ/\text{s}^2$	-49.1	31.2	-35.3	43.2	-60.1	32.8	-35.8	45.8
130	1.99	4.85	F_z in N	3343	4241	3408	4351	1618	2523	1695	2626
			α in $^\circ$	-0.83	0.40	-0.50	0.73	-0.93	0.50	-0.68	0.75
			$\Delta\dot{\omega}$ in $^\circ/\text{s}^2$	-45.9	30.2	-35.9	41.8	-59.5	32.7	-36.9	44.3

Tabelle 5.9.: Simulationsergebnisse Spurwechsel 1.5 Sekunden

$v_{x\text{ soll}}$ in km/h	$a_{y\text{ max}}$ in m/s^2	ψ_{max} in $^\circ/\text{s}$		VL		VR		HL		HR	
				min	max	min	max	min	max	min	max
80	3.06	10.13	F_z in N	3057	4466	3266	4731	1366	2666	1568	2918
			α in $^\circ$	-1.38	0.69	-1.07	1.00	-1.41	0.77	-1.18	1.00
			$\Delta\dot{\omega}$ in $^\circ/\text{s}^2$	-104.4	59.9	-65.9	77.4	-111.3	61.9	-66.7	82.9
90	3.12	9.71	F_z in N	3045	4467	3253	4732	1355	2677	1556	2927
			α in $^\circ$	-1.38	0.70	-1.07	1.01	-1.46	0.79	-1.23	1.02
			$\Delta\dot{\omega}$ in $^\circ/\text{s}^2$	-99.1	61.4	-67.2	73.8	-108.1	64.2	-68.5	79.8
100	3.17	9.35	F_z in N	3035	4468	3240	4730	1346	2686	1545	2933
			α in $^\circ$	-1.38	0.71	-1.07	1.02	-1.51	0.81	-1.27	1.04
			$\Delta\dot{\omega}$ in $^\circ/\text{s}^2$	-93.7	61.4	-68.3	70.7	-105.9	65.3	-69.9	76.7
110	3.22	9.05	F_z in N	3025	4466	3227	4726	1338	2694	1236	2937
			α in $^\circ$	-1.38	0.72	-1.07	1.03	-1.55	0.83	-1.31	1.06
			$\Delta\dot{\omega}$ in $^\circ/\text{s}^2$	-88.4	61.1	-69.2	68.6	-104.4	65.7	-71.3	73.9
120	3.27	8.80	F_z in N	3014	4463	3215	4722	1330	2699	1528	2939
			α in $^\circ$	-1.38	0.73	-1.07	1.04	-1.59	0.85	-1.35	1.07
			$\Delta\dot{\omega}$ in $^\circ/\text{s}^2$	-82.5	59.6	-70.3	66.9	-103.8	65.8	-72.9	71.3
130	3.32	8.60	F_z in N	3003	4459	3202	4717	1322	2703	1520	2941
			α in $^\circ$	-1.38	0.74	-1.07	1.05	-1.62	0.86	-1.38	1.09
			$\Delta\dot{\omega}$ in $^\circ/\text{s}^2$	-76.4	57.7	-70.9	65.6	-102.9	65.9	-75.0	68.9

Wie aus den Werten hervorgeht verhält sich die Gierrate für beide Simulationen genau gegensätzlich zur Querschleunigung und nimmt mit steigender Fahrgeschwindigkeit ab. Dies ist darin begründet, dass das Fahrzeug bei einer höheren Fahrgeschwindigkeit in der selben Zeit während des Spurwechsels mehr Weg in Fahrtrichtung zurück legt und sich daher weniger stark um seine Hochachse dreht. Dementsprechend ist die Gierrate für den schnelleren Spurwechsel wesentlich größer als für den langsameren, da hier der zurückgelegte Weg auf Grund des kürzeren Zeitraumes im Verhältnis zum langsameren Spurwechsel deutlich geringer ist.

Für beide Spurwechsel bleibt die Änderung der Aufstandskraft bei allen Fahrgeschwindigkeiten annähernd gleich groß. Für den langsameren Spurwechsel beträgt die Änderung der Aufstandskraft in etwa 900 N und für den schnelleren liegt sie in etwa bei 1400 N. Aufgrund der kürzeren Zeit und der damit einhergehenden stärkeren Querschleunigung ist die Wankbewegung des Fahrzeuges beim schnelleren Spurwechsel deutlich größer und hat auch eine größere Radlastschwankung zur Folge. Für beide Simulationen schwankt die Radlast jedoch fast symmetrisch um ihren Wert bei Geradeausfahrt, da beim Verlassen der ersten Spur und beim Zurücklenken auf der zweiten Fahrspur eine entgegengesetzte nahezu gleich starke Wankbewegung auftritt.

Auch die Werte für den Schräglaufwinkel liegen für den schnelleren Spurwechsel etwas höher. Mit einem maximalen Schräglaufwinkel von 0.9 Grad für den langsamen Spurwechsel und 1.6 Grad für den schnelleren, sind die Werte bei beiden in einem eher niedrigen Bereich. Auch der Schräglaufwinkel ändert sich für beide Spurwechsel nur sehr geringfügig mit steigender Fahrgeschwindigkeit. Aufgrund der annähernd gleich starken Lenkbewegung in beide Richtungen bei diesem Fahrmanöver, treten sowohl in positive als auch negative Drehrichtung ähnlich große Werte für den Schräglaufwinkel auf.

Abbildung 5.15 zeigt den Verlauf der Aufstandskraft über dem Schräglaufwinkel für den schnelleren Spurwechsel in 1.5 Sekunden bei 80 und bei 130 km/h an der Vorder- und Hinterachse. Das sowohl die Werte für die Aufstandskraft als auch für den Schräglaufwinkel vor allem an der Vorderachse für die beiden Fahrgeschwindigkeiten 80 und 130 km/h nur sehr gering von einander abweichen, geht aus dem Diagramm eindeutig hervor. Die leichte Asymmetrie der Kurven entsteht durch die etwas stärkere Lenkbewegung beim Zurücklenken auf der zweiten Fahrspur um das Fahrzeug wieder gerade zu stellen. Da die Asymmetrie bei allen Simulationen auftritt und nennenswerten Einfluss auf die Ergebnisse und deren Bewertung hat, wird hier nicht näher darauf eingegangen.

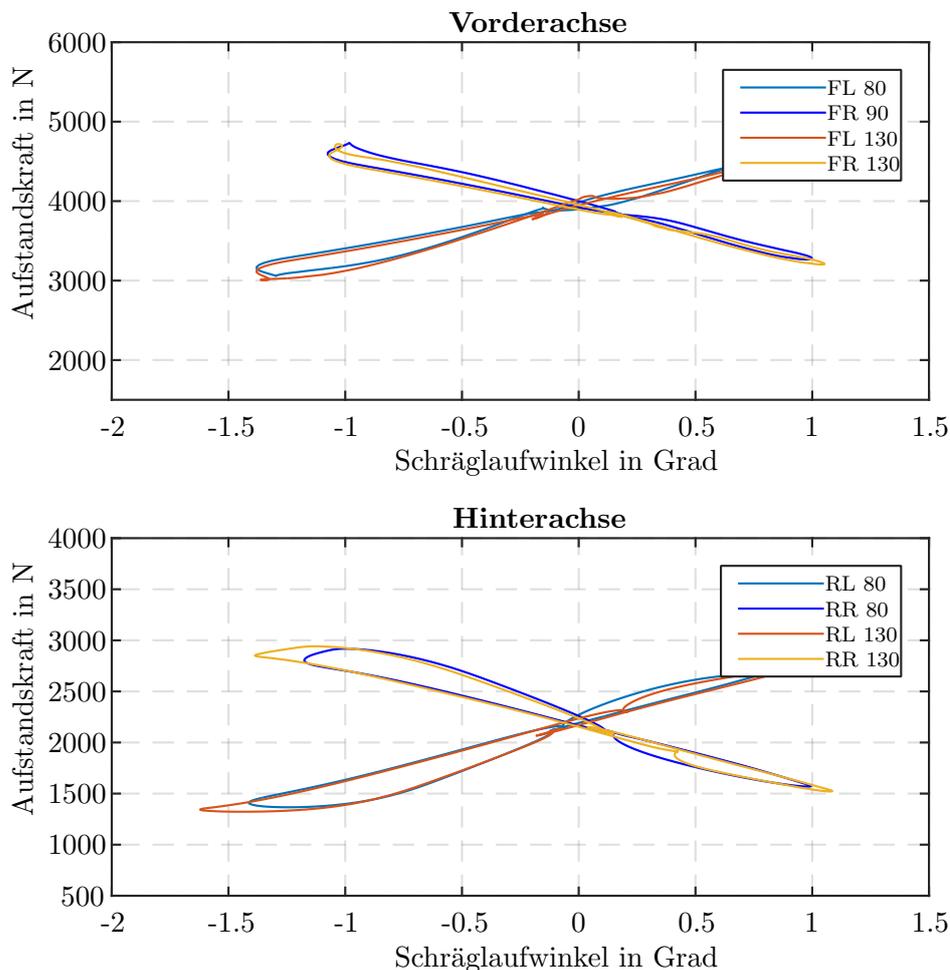


Abbildung 5.15.: Zustandsschaubild für das Verhalten der Aufstandskraft über dem Schräglaufwinkel bei einem Spurwechsel in 1.5 Sekunden

Der charakteristische Verlauf des Verhältnisses der Querkraft zur Normalkraft am Reifen ist in Abbildung 5.16 über dem Schräglaufwinkel dargestellt. Die schwarze Charakteristik beschreibt den Verlauf des Kräfteverhältnisses für den simulierten Reifen bei einer konstanten Aufstandskraft von 3000 N über einem großen Bereich des Schräglaufwinkels. Das beim Spurwechsel in 1.5 Sekunden auftretende Verhältnis von Querkraft zu Aufstandskraft ist in Rot über die bei der Simulation auftretenden Schräglaufwinkel dargestellt. Aufgrund der nahezu symmetrischen Schwankungen der Aufstandskraft um ihren statischen Wert und der nicht all zu großen Abweichung von 3000 N stimmen beide Kurven sehr gut überein.

Mit einem maximalen Schräglaufwinkel von 1.6 Grad wird nur ein sehr kleiner Teil des Kraftpotentials am Reifen genutzt und die auftretenden Querkräfte sind bei einem Spurwechsel dementsprechend niedrig und liegen im linearen Bereich des Reifenkennfeldes. Wie aus Abbildung 5.16 hervorgeht, können für diesen Reifen durchaus Schräglaufwinkel von über 8 Grad erreicht werden bevor die maximale Querkraft bei einem Reibwert von $\mu=1$ erreicht wird (siehe auch Abbildung 4.5).

Die Ausnutzung der verfügbaren maximalen Querkraft ist bei diesem Fahrmanöver sehr gering. Es wäre also durchaus möglich auch bei einer Fahrgeschwindigkeit von über 100 km/h einen Spurwechsel in einer kürzeren Zeit als 1.5 Sekunden sicher durchzuführen, da sich das Fahrzeug aufgrund des geringen Schräglaufwinkels und der rein lateralen Belastung relativ weit weg von allen fahrdynamischen Grenzen bewegt.

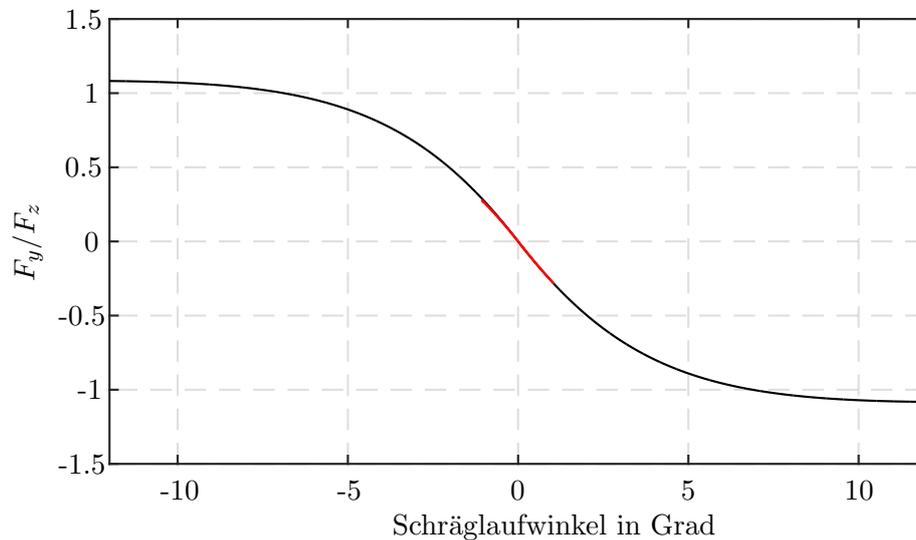


Abbildung 5.16.: Verhältnis von Querkraft zu Aufstandskraft über Schräglauf bei einem Spurwechsel in 1.5 Sekunden

5.2.5. Verteilerkreis Graz Webling

Die Simulation des Verteilerkreis Graz Webling kann aufgrund des Streckenverlaufes als Kombination aus längs- und querdynamischen Fahrzuständen betrachtet werden. Die Einfahrt in den Verteilerkreis selbst bildet eine sehr enge Rechtskurve, die unabhängig von der gewählten Fahrgeschwindigkeit aufgrund der auf 4 m/s^2 begrenzten Querbeschleunigung maximal mit 28 km/h durchfahren werden kann. Der aus den Messfahrten bestimmte Geschwindigkeitsbereich für die Simulationen im Verteilerkreis liegt mit 30 bis 60 km/h über dieser maximalen Kurvengeschwindigkeit. Nach der Einfahrt in den Verteilerkreis versucht das Simulationsmodell daher die vorgegebene maximale Fahrgeschwindigkeit wieder zu erreichen. Da im Verteilerkreis aufgrund des viel größeren Kurvenradius gegenüber der Einfahrt weitaus höhere Geschwindigkeiten erreichbar sind, erfolgt während der Kurvenfahrt im Verteilerkreis eine Beschleunigung des Fahrzeuges auf die vorgegebene Fahrgeschwindigkeit. Es kommt daher für dieses Manöver zu einer Überlagerung der lateralen und longitudinalen Einflussgrößen auf die Reifenkräfte.

Tabelle 5.10.: Simulationsergebnisse Verteilerkreis Graz Webling

$v_{x_{soll}}$ in km/h	$a_{y_{max}}$ in m/s^2	ψ_{max} in $^\circ/\text{s}$		VL		VR		HL		HR	
				min	max	min	max	min	max	min	max
30	1.38	9.31	F_z in N	3519	4968	2867	4242	1807	2991	1187	2445
			s in %	-0.05	0.15	-0.05	0.24	-0.04	-0.03	-0.06	-0.03
			α in $^\circ$	-0.62	1.69	-0.35	1.62	-0.59	1.36	-0.33	1.76
			$\Delta\dot{\omega}$ in $^\circ/\text{s}^2$	-16	15	-54	84	-20	17	-58	93
35	1.87	10.93	F_z in N	3365	4937	2894	4337	1711	2965	1217	2598
			s in %	-0.25	0.41	-0.32	0.45	-0.14	-0.02	-0.21	-0.02
			α in $^\circ$	-0.81	1.69	-0.54	1.63	-0.71	1.31	-0.50	1.69
			$\Delta\dot{\omega}$ in $^\circ/\text{s}^2$	-153	126	-185	195	-155	126	-186	198
40	2.28	12.12	F_z in N	3200	4936	2893	4378	1668	2967	1218	2762
			s in %	-0.39	0.74	-0.43	0.62	-0.27	-0.02	-0.32	-0.02
			α in $^\circ$	-0.98	1.69	-0.70	1.63	-0.91	1.31	-0.65	1.69
			$\Delta\dot{\omega}$ in $^\circ/\text{s}^2$	-250	225	-288	280	-251	220	-289	277
45	2.45	12.56	F_z in N	3085	4935	2893	4462	1570	2967	1219	2875
			s in %	-0.53	0.96	-0.49	0.71	-0.47	-0.03	-0.36	-0.02
			α in $^\circ$	-1.07	1.69	-0.79	1.65	-0.96	1.31	-0.69	1.69
			$\Delta\dot{\omega}$ in $^\circ/\text{s}^2$	-317	272	-361	307	-315	266	-360	302
50	2.85	12.65	F_z in N	3074	4935	2893	4594	1435	2966	1219	2887
			s in %	-0.52	0.98	-0.42	0.72	-0.44	-0.02	-0.29	-0.02
			α in $^\circ$	-1.24	1.69	-0.93	1.65	-1.19	1.31	-0.92	1.69
			$\Delta\dot{\omega}$ in $^\circ/\text{s}^2$	-280	279	-316	308	-279	279	-316	302
55	3.45	12.95	F_z in N	3005	4935	2892	4740	1286	3022	1219	2962
			s in %	-0.51	1.02	-0.42	0.72	-0.43	-0.02	-0.29	-0.02
			α in $^\circ$	-1.53	1.69	-1.22	1.65	-1.46	1.31	-1.18	1.68
			$\Delta\dot{\omega}$ in $^\circ/\text{s}^2$	-277	279	-312	307	-276	279	-313	302
60	3.65	13.28	F_z in N	2937	4935	2882	4777	1250	3084	1181	3030
			s in %	-0.15	1.07	-0.49	0.71	-0.43	-0.02	-0.33	-0.02
			α in $^\circ$	-1.64	1.69	-1.33	1.67	-1.54	1.38	-1.26	1.72
			$\Delta\dot{\omega}$ in $^\circ/\text{s}^2$	-322	279	-312	307	-322	279	-313	302

Die Ergebnisse der Simulationen des Verteilerkreises Graz Webling sind überblicksmäßig in Tabelle 5.10 zusammengefasst. Mit zunehmender Fahrgeschwindigkeit steigt auch die im Verteilerkreis erreichte Querbeschleunigung $a_{y_{max}}$. Bei einer maximalen Geschwindigkeit von 30 km/h im Verteilerkreis liegt diese mit etwa 1.4 m/s^2 deutlich unter der bei 60

km/h erreichten Querbesehleunigung von 3.65 m/s^2 . Für die Einfahrt in den Verteilerkreis, eine sehr enge Rechtskurve wurde in allen Simulationen mit -3.9 m/s^2 die größte laterale Beschleunigung erreicht. Wie zuvor beschrieben wurde dieser Streckenabschnitt unabhängig von der vorgegebenen Fahrgeschwindigkeiten bei jeder Simulation mit maximal 28 km/h durchfahren und so an dieser Stelle auch immer die selben Werte für die Querbesehleunigung erreicht.

Auch die maximale Gierrate wurde aufgrund der Streckenführung in der Kurve an der Einfahrt zum Verteilerkreis erreicht. Die Gierrate ist für die Einfahrt mit 28.3 Grad/s mehr als doppelt so hoch wie für die Kurvenfahrt mit 60 km/h im Verteilerkreis selbst. Wie aus Tabelle 5.10 hervorgeht, steigt auch die Gierrate mit zunehmender Fahrgeschwindigkeit beim Durchfahren des Verteilerkreises an. Für eine maximale Kurvengeschwindigkeit von 30 km/h wird eine Gierrate von ca. 9.3 Grad/s erreicht, diese liegt nur geringfügig unter der ermittelten Gierrate von 13.3 Grad/s für die doppelte Fahrgeschwindigkeit.

Auf Grund der niedrigen Geschwindigkeit von 28 km/h nach der engen Rechtskurve an der Einfahrt in den Verteilerkreis, wird das Fahrzeug während der Kurvenfahrt, im Verteilerkreis selbst, beschleunigt. Aus den Messfahrten wurde eine maximale longitudinale Beschleunigung von 1.75 m/s^2 während der Fahrt im Verteilerkreis ermittelt und für die Simulation als Randbedingung vorgegeben. Während des Beschleunigungsvorganges bei gleichzeitiger Kurvenfahrt wurden maximale Schlupfwerte von ca. 1.1% erreicht. Auch der Längsschlupf steigt bis zu einer Fahrgeschwindigkeit von 40 km/h deutlich an, von 45 bis 60 km/h ist die Zunahme für die einzelnen Geschwindigkeitsschritte jedoch wesentlich geringer. Das selbe Verhalten zeigen auch die Radbeschleunigungen, die bis zu einer maximalen Geschwindigkeit von 40 km/h deutliche Veränderungen zeigen, ab 45 km/h bei allen Simulationen bis 60 km/h jedoch ähnliche Werte aufweisen. Dieses Verhalten ist auf die begrenzte maximale Längsbesehleunigung zurück zu führen. Da das Fahrzeug erst bei einer Beschleunigung auf 45 km/h voll ausnutzt liegen die davon abhängigen Werte für kleinere Fahrgeschwindigkeiten darunter und steigen ab 45 km/h nur noch geringfügig.

Der Unterschied zwischen maximaler und minimaler Aufstandskraft steigt mit zunehmender Geschwindigkeit von $\Delta F_z = 1400 \text{ N}$ bei 30 km/h auf bis zu 2000 N für die Simulation mit 60 km/h . Auffallend ist, dass die minimalen Werte für sowohl das vordere als auch das hintere linke Rad und die Maximalwerte für die rechten Räder für alle Fahrgeschwindigkeiten so gut wie konstant bleiben. Diese Werte werden für alle Geschwindigkeiten beim Durchfahren der Rechtskurve am Eingang des Verteilerkreises erreicht, da an dieser Stelle immer die selbe Querbesehleunigung und Kurvengeschwindigkeit erreicht wurde, gibt es auch kaum Änderungen in den dort auftretenden Radlasten. Die minimalen Werte für die rechten Räder und die maximale Aufstandskraft an den linken Rädern ändert sich jedoch deutlich mit der Fahrgeschwindigkeit, entsprechend der stärkeren Wankbewegung des Fahrzeuges in der vom Verteilerkreis beschriebenen Linkskurve.

Auch für den Schräglaufwinkel bleiben die in der Einfahrt zum Verteilerkreis erreichten Werte für alle Simulationen konstant. Mit einem Maximum von 1.72 Grad liegen diese knapp über dem maximalen Schräglaufwinkel von -1.64 Grad der bei einer Fahrt mit

60 km/h im Verteilerkreis erreicht wurde. Mit zunehmender Fahrgeschwindigkeit und Längsbeschleunigung im Verteilerkreis steigen auch die maximalen Schräglaufwinkel um ca. 1 Grad von -0.62 Grad bei 30 km/h auf -1.64 Grad an.

Wie Abbildung 5.17 zeigt, ergibt sich für das Fahrmanöver Verteilerkreis zusammen mit der Einfahrt ein sehr symmetrisches Verhalten der Aufstandskraft über den Schräglaufwinkel. Das für die Einfahrt bei 30 und auch bei 60 km/h nahezu identische Werte erreicht werden, geht aus der Grafik eindeutig hervor. Auch die deutliche Steigerung der Verlagerung der Aufstandskraft zu den kurvenäußeren Rädern und der größer werdenden Schräglaufwinkel mit zunehmender Kurvengeschwindigkeit für den Verteilerkreis selbst ist ersichtlich.

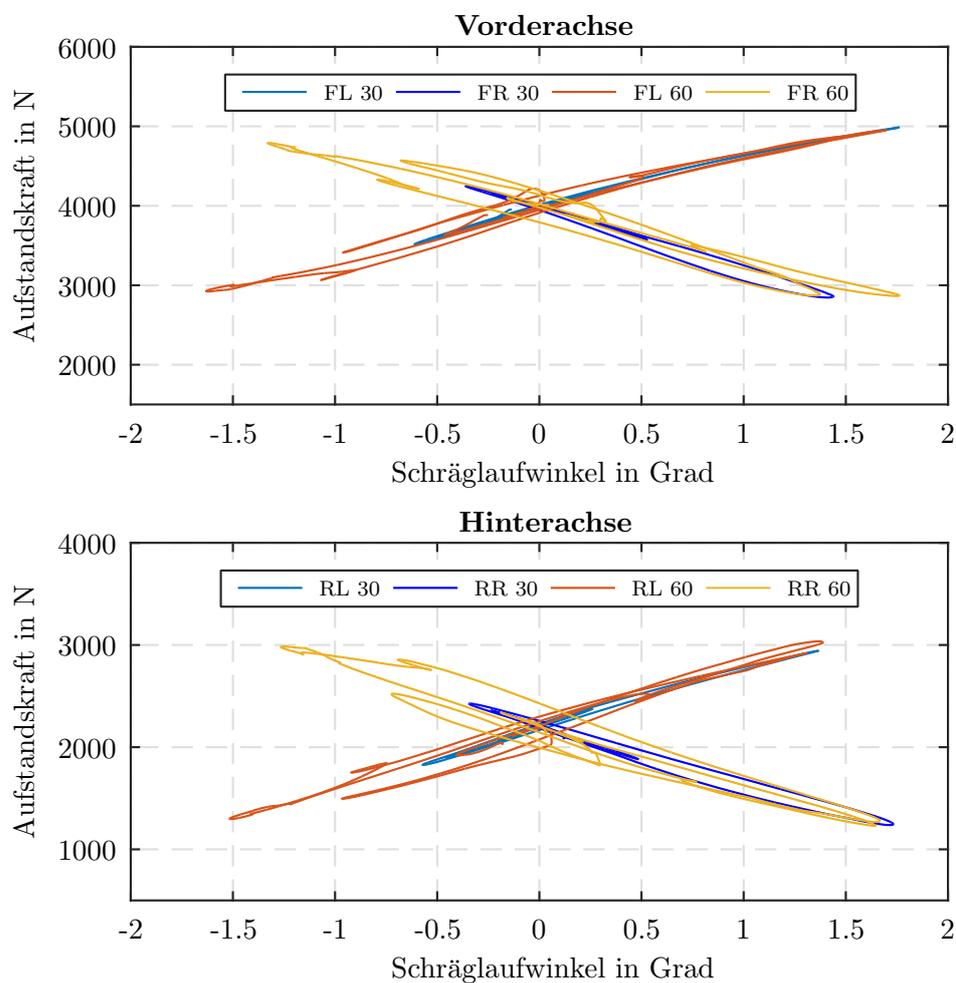


Abbildung 5.17.: Zustandsschaubild für das Verhalten der Aufstandskraft über dem Schräglaufwinkel im Verteilerkreis Graz Webling

Die doppelten Kurven auf der linken Seite des Diagramms, welche die Werte aus dem Verteilerkreis wiedergeben, entstehen durch die der Kurvenfahrt überlagerte Beschleunigung. Durch die größer werdende Geschwindigkeit muss der Lenkwinkel angepasst werden und die Kurvenlage des Fahrzeuges verändert sich und hat eine Schwankung der Aufstandskraft zufolge. Daher werden bei einer Fahrt durch den Verteilerkreis einige Fahrzustände mehrfach durchlaufen.

Abbildung 5.18 zeigt das Verhältnis von Querkraft zu Aufstandskraft über dem Schräglaufwinkel. Die schwarze Kurve charakterisiert das Verhältnis der Querkraft zu einer konstanten Normalkraft von 3000 N. Die rote Charakteristik beschreibt das Kräfteverhältnis für die Simulation des Verteilerkreises über dem bei diesem Manöver relevanten Bereich des Schräglaufwinkels, für die maximal auftretenden Werte. Die rote Kurve ist nahezu symmetrisch zum Ursprung des Diagramms, nur im negativen Bereich kommt es für die maximal erreichten Werte zu einer kleinen Abweichung aufgrund der Veränderung der Aufstandskraft beim Beschleunigen während der Kurvenfahrt.

Mit einem maximalen Schräglaufwinkel von 1.7 Grad bewegen sich die Querkräfte sowohl für die Einfahrt in den Verteilerkreis als auch im Verteilerkreis selbst im linearen Bereich des Reifenkennfeldes (siehe auch Abbildung 4.5). Es wäre durchaus möglich im Verteilerkreis, aufgrund seines großen Kurvenradius, mit einer höheren Geschwindigkeit als 60 km/h zu fahren, dazu müsste man aber die Längsbeschleunigung erhöhen um auf dem Streckenabschnitt eine größere Geschwindigkeit erreichen zu können. Da der Verteilerkreis zum Stadtgebiet zählt und somit eine Geschwindigkeitsbeschränkung von maximal 50 km/h gilt, wurden keine Simulationen mit höheren Geschwindigkeiten durchgeführt.

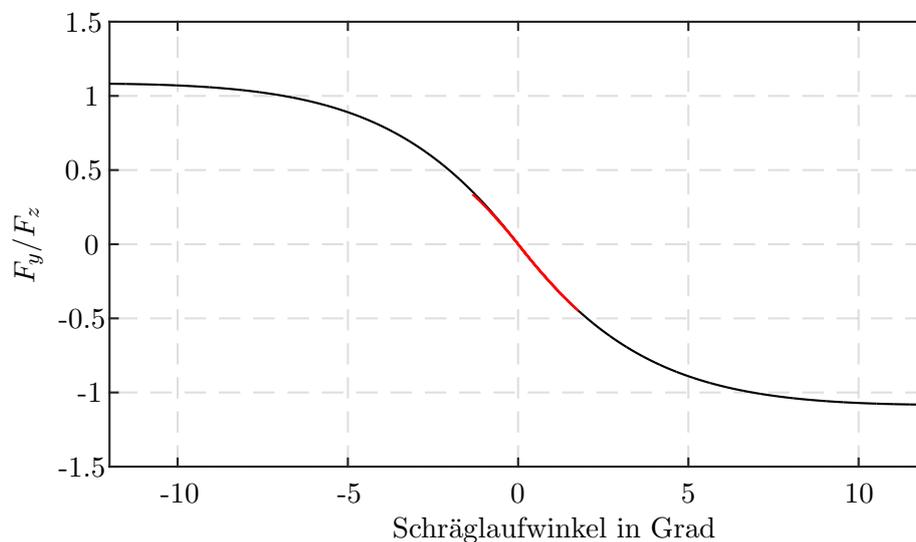


Abbildung 5.18.: Verhältnis von Querkraft zu Aufstandskraft über Schräglauf im Verteilerkreis Graz Webling

5.2.6. Kurven mit unterschiedlichen Radien

Um einen grundlegenden Zusammenhang zwischen Querbesehleunigung, Fahrgeschwindigkeit und Kurvenradius zu untersuchen, wurde eine Reihe an Kurven mit unterschiedlichen Radien mit steigenden Geschwindigkeiten für eine gleichbleibende Querbesehleunigung simuliert. Um den Stadt- und auch den Überlandbereich abzudecken wurden Kurvenradien von 30 bis 80 Meter für diese Simulationsreihe gewählt und die Geschwindigkeiten dementsprechend angepasst.

Um die Randbedingungen der Simulationen festzulegen wurde das aus allen Messfahrten gemittelte Fahrermodell eingesetzt. Die maximale Querbesehleunigung wurde so auf 5.5m/s^2 begrenzt, die Längsbesehleunigung auf 3m/s^2 und die Verzögerung auf 3.5m/s^2 . Von 30 km/h weg wurde für die Simulationen in 5 km/h Schritten die Geschwindigkeit erhöht. Die Geschwindigkeitsbereiche überschneiden sich für fast alle aufeinanderfolgenden Simulationen, einerseits weil die kleineren Kurvenradien hauptsächlich im Geschwindigkeitsbereich des Stadtgebietes auftreten und daher keine höheren Geschwindigkeiten simuliert wurden und andererseits weil für die größeren Kurvenradien die Geschwindigkeit durch die vorgegebene Querbesehleunigung begrenzt ist.

Aus den in Tabelle 5.11 zusammengefassten Ergebnissen der Simulationen geht ein eindeutiger Zusammenhang zwischen Fahrgeschwindigkeit, Querbesehleunigung, Schräglaufwinkel, Gierrate und Kurvenradius hervor. Die Fahrgeschwindigkeit kann für einen bestimmten Kurvenradius solange erhöht werden bis die maximale vorgegebene Querbesehleunigung erreicht wird. Für niedrigere Geschwindigkeiten bleibt auch die maximale Querbesehleunigung unter dem im Modell vorgegebenen Maximalwert. Für eine bestimmte Querbesehleunigung steigt die maximal erreichbare Fahrgeschwindigkeit mit größer werdendem Kurvenradius.

Die Gierrate steigt mit zunehmender Fahrgeschwindigkeit und gleichbleibendem Kurvenradius an. Für kleinere Kurvenradien ist der Anstieg der Gierrate mit der Geschwindigkeit betragsmäßig höher als für weitere Kurven. Mit weiter werdendem Kurvenradius sinkt die Gierrate deutlich ab. Dies liegt daran, dass bei immer größer werdendem Radius die Drehung des Fahrzeuges um die Hochachse abnimmt weil Fahrzeug während der Richtungsänderung wesentlich mehr Weg in Längsrichtung zurücklegt und sich die Kurve, übertrieben gesagt, immer mehr einer Geraden annähert. Die Gierrate ist somit vom Kurvenradius und der Längsgeschwindigkeit abhängig.

Der Schräglaufwinkel steigt für einen bestimmten Kurvenradius mit der Fahrgeschwindigkeit und demnach auch mit der Querbesehleunigung. Aus den Simulationsergebnissen geht auch hervor, dass der Schräglaufwinkel zusätzlich mit größer werdendem Kurvenradius steigt. Der maximale Wert für den Schräglaufwinkel von 2.81 Grad wird bei der Simulation mit dem größten Kurvenradius und der höchsten Geschwindigkeit erreicht. Die Werte für den Schräglaufwinkel sind jedoch für alle Simulationen mit der maximalen Kurvengeschwindigkeit für den jeweiligen Radius bei der selben Querbesehleunigung nahezu gleich groß. Es besteht ein Zusammenhang zwischen dem auftretenden Schräglaufwinkel und der vorherrschenden Querbesehleunigung.

Tabelle 5.11.: Simulation Kurven mit unterschiedlichen Radien

	$v_{x\text{ soll}}$	$a_{y\text{ max}}$	ψ_{max}	VL		VR		HL		HR		
	in km/h	in m/s^2	in $^\circ/\text{s}$	min	max	min	max	min	max	min	max	
30m	30	2.36	16.18	F_z in N α in $^\circ$ $\Delta\dot{\omega}$ in $^\circ/\text{s}^2$	3266 -0.95 -29.7	3886 -0.15 3.7	3865 -0.80 -0.6	4511 0.18 27.6	1571 -0.98 -32.8	2141 -0.11 4.1	2122 -0.70 -0.6	2665 0.14 24.8
	35	3.32	19.02	F_z in N α in $^\circ$ $\Delta\dot{\omega}$ in $^\circ/\text{s}^2$	3052 -1.34 -40.0	3888 -0.15 5.5	3861 1.18 -2.3	4728 0.18 35.0	1353 -1.37 -43.8	2143 -0.11 5.8	2119 -1.07 -2.3	2876 0.14 31.8
	40	4.19	21.73	F_z in N α in $^\circ$ $\Delta\dot{\omega}$ in $^\circ/\text{s}^2$	2815 -1.87 -51.0	3695 -0.47 7.6	4053 -1.69 -4.5	4966 -0.15 41.5	1113 -1.86 -55.4	1964 -0.27 7.8	2296 -1.53 -4.9	3111 -0.03 38.4
40m	40	3.17	16.37	F_z in N α in $^\circ$ $\Delta\dot{\omega}$ in $^\circ/\text{s}^2$	3070 -1.36 -37.6	3885 -0.15 4.5	3862 -1.11 -2.1	4696 0.18 32.3	1363 -1.34 -40.1	2141 -0.11 4.7	2120 -1.05 -2.3	2877 0.14 30.3
	45	3.98	18.40	F_z in N α in $^\circ$ $\Delta\dot{\omega}$ in $^\circ/\text{s}^2$	2866 -1.79 -46.2	3887 -0.14 6.1	3858 -1.54 -3.6	4896 0.18 37.6	1160 -1.74 -48.9	2144 -0.11 6.1	2117 -1.43 -4.2	3079 0.14 35.9
	50	4.90	20.49	F_z in N α in $^\circ$ $\Delta\dot{\omega}$ in $^\circ/\text{s}^2$	2635 -2.35 -55.8	3888 -0.14 71.9	3854 -2.08 -44.4	5120 0.19 43.1	935 -2.24 -59.1	2146 -0.10 79.3	2113 -1.91 -40.5	3305 0.14 41.5
50m	50	3.94	16.40	F_z in N α in $^\circ$ $\Delta\dot{\omega}$ in $^\circ/\text{s}^2$	2877 -1.78 -43.6	3884 -0.15 36.3	3858 -1.49 -25.1	4872 0.18 35.6	1169 -1.71 -45.8	2142 -0.11 39.0	2117 -1.42 -23.6	3077 0.14 34.5
	55	4.74	19.09	F_z in N α in $^\circ$ $\Delta\dot{\omega}$ in $^\circ/\text{s}^2$	2678 -2.26 -53.8	3885 -0.14 58.3	3854 -1.96 -32.3	5073 0.18 39.4	967 -2.15 -55.9	2143 -0.10 62.8	2113 -1.84 -31.5	3273 0.15 38.7
	60	5.59	19.75	F_z in N α in $^\circ$ $\Delta\dot{\omega}$ in $^\circ/\text{s}^2$	2462 -2.76 -71.1	3890 -0.14 94.5	3855 -2.31 -31.7	5276 0.19 35.4	761 -2.60 -73.1	2140 -0.10 106.8	2106 -2.28 -30.0	3484 0.15 35.0
60m	55	3.97	15.06	F_z in N α in $^\circ$ $\Delta\dot{\omega}$ in $^\circ/\text{s}^2$	2873 -1.81 -43.6	3882 -0.15 55.8	3857 -1.50 -33.6	4873 0.18 33.6	1158 -1.73 -45.4	2140 -0.11 59.8	2117 -1.44 -31.9	3087 0.14 33.1
	60	4.72	16.52	F_z in N α in $^\circ$ $\Delta\dot{\omega}$ in $^\circ/\text{s}^2$	2684 -2.25 -51.3	3882 -0.15 14.8	3854 -1.94 -12.5	5055 0.18 38.0	973 -2.12 -53.4	2141 -0.11 14.8	2114 -1.83 -14.6	3087 0.14 37.7
	65	5.53	18.03	F_z in N α in $^\circ$ $\Delta\dot{\omega}$ in $^\circ/\text{s}^2$	2477 -2.77 -59.9	3822 -0.14 83.4	3850 -2.40 -37.5	5249 0.18 42.5	775 -2.62 -62.3	2142 -0.10 97.2	2111 -2.29 35.5	3474 0.14 42.5
70m	60	4.05	14.13	F_z in N α in $^\circ$ $\Delta\dot{\omega}$ in $^\circ/\text{s}^2$	2852 -1.86 -43.1	3879 -0.15 55.9	3856 -1.54 -33.2	4886 0.18 33.1	1136 -1.77 -44.8	2139 -0.11	2116 -1.48 -31.8	3111 0.14 32.9
	65	4.75	15.41	F_z in N α in $^\circ$ $\Delta\dot{\omega}$ in $^\circ/\text{s}^2$	2673 -2.28 -49.7	3879 -0.15 15.5	3853 -1.95 -12.8	5055 0.18 37.3	964 -2.14 -52.0	2140 -0.11 15.4	2113 -1.85 -15.4	3285 0.14 37.2
	70	5.52	16.74	F_z in N α in $^\circ$ $\Delta\dot{\omega}$ in $^\circ/\text{s}^2$	2479 -2.78 -57.3	3879 -0.14 78.4	3849 -2.44 -37.3	5235 0.18 41.7	781 -2.63 -60.1	2140 -0.10 93.4	2111 -2.28 -35.1	3474 0.14 41.9
80m	65	4.16	13.45	F_z in N α in $^\circ$ $\Delta\dot{\omega}$ in $^\circ/\text{s}^2$	2822 -1.93 -42.9	3877 -0.15 56.2	3855 -1.60 -33.5	4906 0.18 33.0	1108 -1.82 -44.8	2137 -0.11 62.3	2116 -1.54 -32.1	3142 0.14 33.1
	70	4.83	14.60	F_z in N α in $^\circ$ $\Delta\dot{\omega}$ in $^\circ/\text{s}^2$	2652 -2.33 -49.0	3876 -0.15 66.5	3851 -2.00 -35.7	5065 0.18 37.1	946 -2.19 -51.5	2138 -0.11 77.3	2113 -1.90 -33.9	3307 0.14 37.4
	75	5.55	15.80	F_z in N α in $^\circ$ $\Delta\dot{\omega}$ in $^\circ/\text{s}^2$	2467 -2.81 -55.7	3875 -0.15 79.1	3847 -2.47 -33.8	5234 0.18 41.3	773 -2.65 -59.2	2138 -0.10 97.5	2111 -2.30 -31.7	3487 0.14 41.9

Für die Verlagerung der Aufstandskraft auf die kurvenäußeren Räder kann aus den Simulationsergebnissen in Tabelle 5.11 ein Zusammenhang mit der Querbeschleunigung ermittelt werden. Für alle Kurvenradien steigt mit zunehmender Querbeschleunigung die Gewichtsverlagerung des Fahrzeuges auf Grund seiner Trägheit an, und somit auch die Radlasten an den kurvenäußeren Rädern, gleichzeitig sinken die Aufstandskräfte an den kurveninneren Rädern um den selben Betrag. Diese Änderung ist für alle Kurvenradien nur von der lateralen Beschleunigung abhängig. Für die selben Werte der Querbeschleunigung ist die Radlastverlagerung ΔF_z unabhängig vom Kurvenradius und der Fahrgeschwindigkeit gleich groß.

Die Änderungen der Radbeschleunigung $\Delta \dot{\omega}$ steigen für jeden Kurvenradius mit der Fahrgeschwindigkeit. Da für alle Simulationen die Anfahrtsgeschwindigkeit maximal der größtmöglichen Kurvengeschwindigkeit entspricht, treten kaum Radbeschleunigungen auf. Daher wird auf diese Werte hier auch nicht näher eingegangen.

In Abbildung 5.19 ist der aus den Simulationen ermittelte Zusammenhang zwischen Schräglaufwinkel, Fahrgeschwindigkeit und Kurvenradius abgebildet. Der Anstieg des Schräglaufwinkels mit der Fahrgeschwindigkeit und auch mit zunehmendem Kreisradius ist eindeutig zu erkennen. Auch die geringeren Schräglaufwinkel für die selbe Geschwindigkeit bei einem größerem Kurvenradius, auf Grund der niedrigeren Querbeschleunigung, zeichnen sich in diesem Diagramm ab. Aus den Ergebnissen kann man darauf schließen, dass auch für andere Kurvenradien, die Zusammenhänge zwischen Schräglaufwinkel, Fahrgeschwindigkeit, Gierrate und Querbeschleunigung sich ähnlich verhalten.

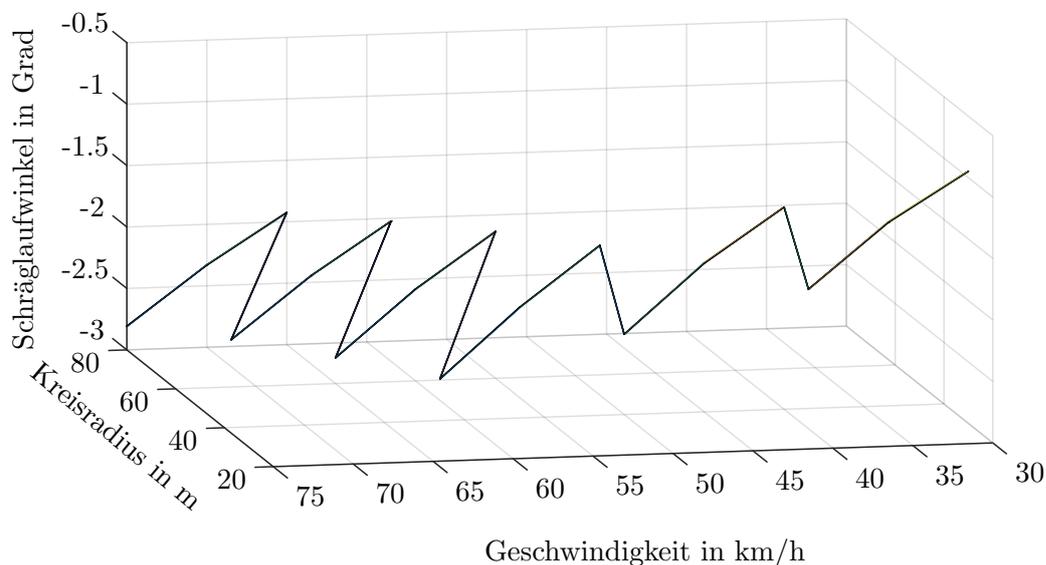


Abbildung 5.19.: Bereiche des Schräglaufwinkels (VL) über der Fahrgeschwindigkeit und dem und Kurvenradius

5.3. Ergebnisse der Simulationen mit unterschiedlichen Reibwerten

Zur Untersuchung des Einflusses von verschiedenen Reibwerten auf die für die verfügbaren Reifenkräfte entscheidenden Parameter Schlupf und Schräglaufwinkel wurden fünf ausgewählte Fahrmanöver zusätzlich zu der Simulation mit Reibwert $\mu=1$ auch mit $\mu=0.65$ und 0.3 simuliert. Die beiden niedrigeren Reibwerte wurden so gewählt, dass sie einmal die Verhältnisse bei einer nassen Fahrbahn und für $\mu=0.3$ einer eisigen Fahrbahn abbilden. Im Folgenden werden die Ergebnisse dieser Simulationen für die Längsdynamik am Beispiel des Anfahrens und für die Querdynamik für einen Spurwechsel diskutiert. Die Ergebnisse der anderen drei Simulationen sind im Anhang in Kapitel A.5 hinterlegt.

Für das **Anfahrmanöver** mit unterschiedlichen Reibwerten wurde eine Längsbeschleunigung von 3 m/s^2 vorgegeben. Das Fahrzeug wurde bei allen drei Reibwerten aus dem Stillstand auf einer geraden Strecke beschleunigt. Die Länge der Strecke wurde so gewählt, dass das Fahrzeug auch für den niedrigsten Reibwert so lange beschleunigt, dass es bis in den höchsten Gang schalten muss, um auch einen Beschleunigungsvorgang bei rutschigen Bedingungen zu simulieren. Die Ergebnisse der drei Simulationen sind in Tabelle 5.12 zusammengefasst.

Tabelle 5.12.: Einfluss des Reibwertes μ beim Anfahren

$a_{x_{soll}}$	$a_{x_{max}}$		VA		HA	
3 m/s^2			min	max	min	max
$\mu = 1.00$	3.054	F_z in N	3430	4221	1865	2573
		s in %	0.00	2.09	-0.01	0.00
		$\Delta\dot{\omega}$ in $^\circ/\text{s}^2$	-12	930	-12	669
$\mu = 0.65$	3.051	F_z in N	3430	4221	1865	2574
		s in %	0.00	2.62	-0.01	0.00
		$\Delta\dot{\omega}$ in $^\circ/\text{s}^2$	-12	939	-12	659
$\mu = 0.30$	1.753	F_z in N	3750	4025	2040	2421
		s in %	0.00	86.67	-0.01	0.00
		$\Delta\dot{\omega}$ in $^\circ/\text{s}^2$	-12	5185	-12	478

Aus den Werten in der Tabelle geht eindeutig hervor, dass sich für das Anfahren bei einem Reibwert von $\mu=0.65$ im wesentlichen nur die Schlupfwerte ändern. Die Radlastverlagerung an der Vorder- und Hinterachse bleiben genau gleich wie bei einem Reibwert von $\mu=1$. Auch die Radbeschleunigungen $\Delta\dot{\omega}$ sind für diese beiden Fälle identisch. Für einen Reibwert von 0.65 steigt nur der Schlupf um etwa ein halbes Prozent von 2.09% bei $\mu=1$ auf 2.62% .

Bei einem Reibwert von $\mu=0.3$ konnte das Fahrzeug nur mit maximal 1.75 m/s^2 beschleunigen. Die auftretenden Radlastverlagerungen sind für den niedrigsten Reibwert mit einer maximalen Änderung der Aufstandskraft von rund 400 N nur noch halb so groß wie für die beiden anderen Fälle mit $\Delta F_z = 800 \text{ N}$. Die Radbeschleunigungen steigen auf Grund der anfangs durchdrehenden Räder bei einem Reibwert von 0.3 von maximal $940 \text{ }^\circ/\text{s}^2$ auf über $5000 \text{ }^\circ/\text{s}^2$ an. Der Schlupf steigt bei einem Anfahrvorgang bei einem

5.3. Ergebnisse der Simulationen mit unterschiedlichen Reibwerten

so niedrigen Reibwert im ersten Gang kurz auf 100 % an, sobald das Fahrzeug sich in Bewegung setzt sinkt er auf etwa 89 % ab und bleibt für das Beschleunigen im ersten Gang auf etwa diesem Wert. Wie Abbildung 5.20 zeigt, tritt für das weitere Beschleunigen im zweiten Gang ein etwas niedrigerer Längsschlupf und für die Beschleunigung im dritten Gang wieder ein höherer Wert auf. Im vierten Gang entspricht der Verlauf des Längsschlupfes etwa dem des zweiten Ganges, für den fünften Gang treten keine großen Schlupfwerte mehr auf, da der Beschleunigungsvorgang bereits beendet und die Zielgeschwindigkeit erreicht ist. Auf Grund der identischen Werte für die linken und rechten Räder sind in der Abbildung nur die Verläufe des Schlupfs an der linken Seite dargestellt, die Kurven der rechten Räder sind deckungsgleich.

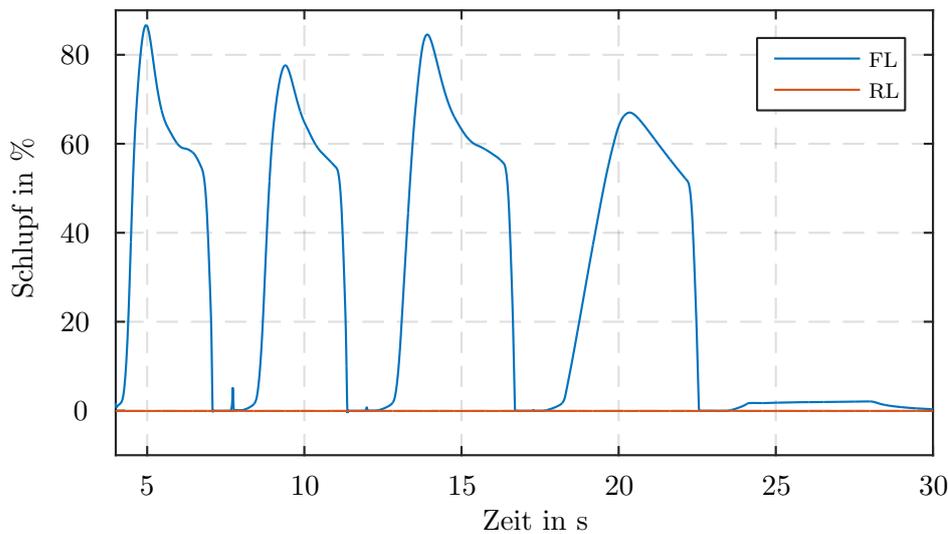


Abbildung 5.20.: Verlauf des Längsschlupf an Vorder- und Hinterachse für das Anfahren einem Reibwert von $\mu=0.3$

Der charakteristische Verlauf des Verhältnisses von Längskraft zu Aufstandskraft über dem Schlupf ist in Abbildung 5.21 für alle drei simulierten Reibwerte dargestellt. Die schwarze, blaue und grüne Charakteristik zeigt jeweils das Verhältnis der Längskraft zu einer konstanten Aufstandskraft für die unterschiedlichen Reibwerte. In Rot ist die Ausnutzung der Kräfte über den Längsschlupf für alle drei Simulationen abgebildet.

Für die Reibwerte $\mu=1$ und $\mu=0.65$ stimmen die roten Kurven sehr gut mit der blauen und schwarzen Charakteristik überein (siehe auch Abbildung 5.4). Für den niedrigsten Reibwert stimmen der rote und der grüne Verlauf für Schlupfwerte ab ca. 10 % sehr gut überein. Für niedrigere Schlupfwerte, unter 10 %, liegen viele rote Linien übereinander und weichen teilweise deutlich von der grünen Kurve ab. Dies liegt daran, dass diese Werte einmal beim Anfahren und dann bei jedem Schaltvorgang zweimal durchfahren werden und dabei je nach Lastzustand die Aufstandskräfte variieren und so die erreichten Zustände alle leicht voneinander und auch von der grünen Charakteristik abweichen.

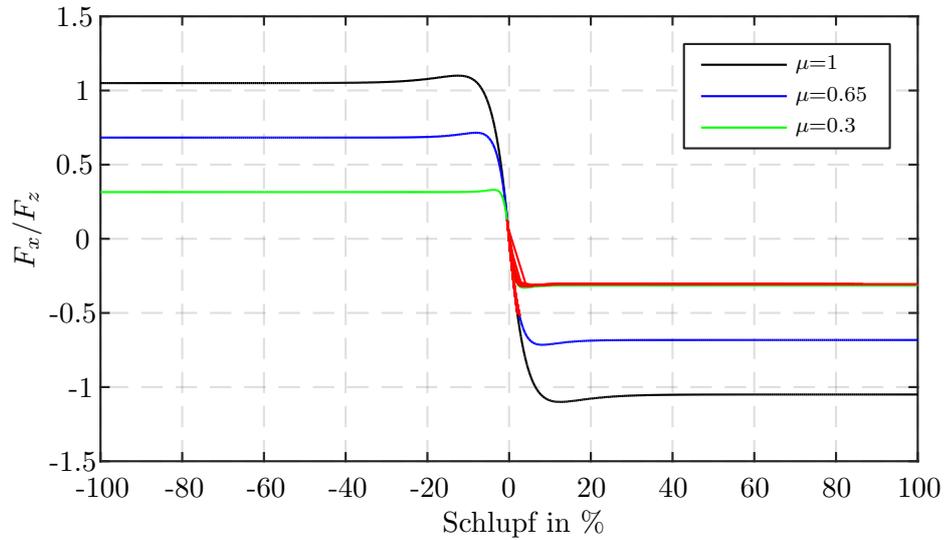


Abbildung 5.21.: Verhältnis von Längskraft/Aufstandskraft über Schlupf für das Anfahren bei unterschiedlichen Reibwerten und Ausnutzung der Kräfte (rot)

Um den Einfluss des Reibwertes auf die Querdynamik zu untersuchen, wurden für einen 1.5 Sekunden langen **Spurwechsel** mit 100 km/h zusätzliche Simulationen mit Reibwerten von 0.65 und 0.3 durchgeführt. Die Werte der wichtigsten Einflussparameter sind in Tabelle 5.13 für alle drei Reibwerte zusammengefasst.

Tabelle 5.13.: Einfluss des Reibwertes μ - Spurwechsel 1.5 Sekunden

$v_{x_{soll}}$ 100 km/h	$a_{y_{max}}$ in m/s^2	$\dot{\psi}_{max}$ in $^\circ/s$		VL		VR		HL		HR	
				min	max	min	max	min	max	min	max
$\mu = 1.00$	3.17	9.35	F_z in N	3035	4468	3240	4730	1346	2686	1545	2933
			α in $^\circ$	-1.38	0.71	-1.07	1.02	-1.51	0.81	-1.27	1.04
			$\Delta\dot{\omega}$ in $^\circ/s^2$	-93	61	-68	70	-105	65	-69	76
$\mu = 0.65$	3.09	9.52	F_z in N	3056	4449	3254	4704	1369	2674	1560	2903
			α in $^\circ$	-1.50	0.76	-1.20	1.07	-1.67	0.86	-1.43	1.10
			$\Delta\dot{\omega}$ in $^\circ/s^2$	-87	62	-73	71	-104	71	-73	72
$\mu = 0.30$	2.98	9.73	F_z in N	3141	4492	3139	4608	1458	2756	1498	2795
			α in $^\circ$	-1.95	1.41	-1.64	1.73	-2.34	1.50	-2.10	1.73
			$\Delta\dot{\omega}$ in $^\circ/s^2$	-91	61	-96	79	-101	129	-75	76

Für alle drei unterschiedlichen Reibwerte treten bei dem Spurwechsel annähernd gleich große Radlastschwankungen im Bereich um $\Delta F_z = 1500$ N auf. Der Bereich verschiebt sich für einen größer werdenden Reibwert μ um etwa 100 N für jedes Rad, die Differenz zwischen der maximalen und minimalen Aufstandskraft bleibt aber konstant. Auch die Radbeschleunigungen zeigen nur leichte Veränderungen mit steigendem Reibwert. Bei $\mu=0.65$ gibt es kaum Änderungen gegenüber der Werte bei trockener Fahrbahn. Auch für einen Reibwert von $\mu=0.3$ steigen die Werte nur geringfügig an. Die Änderungen der Raddrehzahl, wie auch die Radlastverlagerungen bewegen bei diesem Manöver für alle

5.3. Ergebnisse der Simulationen mit unterschiedlichen Reibwerten

unterschiedlichen Reibwerte immer im selben Bereich. Mit sinkendem Reibwert nimmt die beim Spurwechsel auftretende Querbeschleunigung ab. Die Abnahme der Querbeschleunigung von 3.17 m/s^2 bei $\mu=1$ auf 2.98 m/s^2 bei einem Reibwert von 0.3 ist jedoch nur sehr gering. Auch die Gierrate wird vom Reibwert beeinflusst. Im Gegensatz zur Querbeschleunigung steigt diese jedoch mit sinkendem Reibwert von 9.35 Grad/s auf 9.73 Grad/s leicht an.

Wie die Gierrate steigt auch der Schräglaufwinkel bei sinkendem Reibwert an. Bei einem Reibwert von $\mu=0.65$ vergrößert sich der Schräglaufwinkel an allen Rädern im Bereich von 0.2 Grad gegenüber den maximalen und minimalen Schräglaufwinkeln bei trockener Fahrbahn. Für den niedrigsten Reibwert von 0.3 vergrößern sich die erreichten Schräglaufwinkel sogar um bis zu 0.8 Grad. Wie aus den Werten in Tabelle 5.13 hervorgeht, sind die Änderungen des Schräglaufwinkels für jedes Rad verschieden.

Die in Abbildung 5.22 dargestellten charakteristischen Kurven zeigen das Verhältnis der Querkraft zur Aufstandskraft über dem Schräglaufwinkel für die drei ausgewählten Reibwerte. Für die unterschiedlichen Reibwerte ist in blau, schwarz und grün das Verhältnis von Querkraft zu einer konstanten Aufstandskraft von 3000 N abgebildet. Die roten Bereiche kennzeichnen das für den jeweiligen Reibwert ausgenutzte Kräfteverhältnis über dem zugehörigen Schräglaufwinkel. Die Werte aus den Simulationen stimmen für alle drei unterschiedlichen Reibwerte sehr gut mit den Charakteristiken überein. Die größere Ausnutzung des Kräftepotentials bei niedrigeren Reibwerten ist deutlich zu erkennen. Für den niedrigsten Reibwert ($\mu=0.3$) wird fast das Querkraftmaximum erreicht und das Fahrzeug bewegt sich an der Grenze zu einem instabilen Fahrzustand.

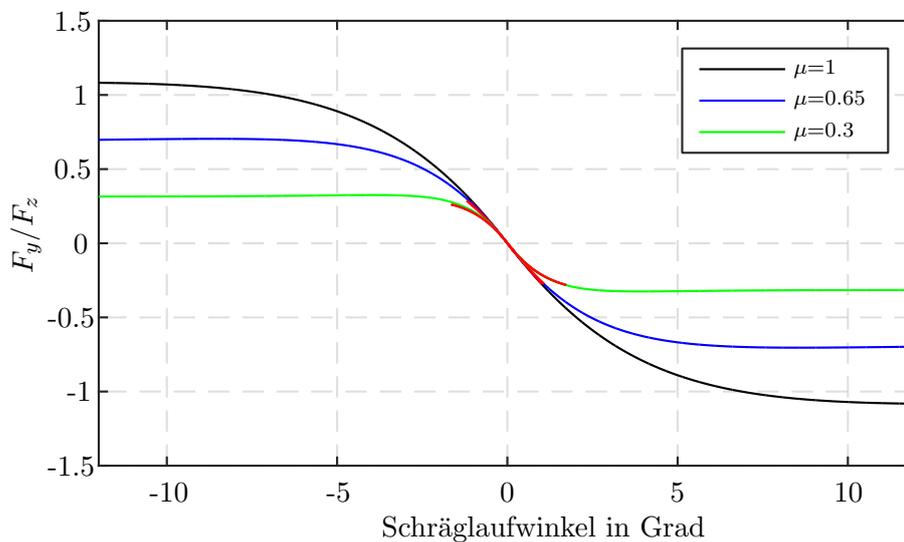


Abbildung 5.22.: Verhältnis von Querkraft/Aufstandskraft über Schräglaufwinkel für einen Spurwechsel (in 1.5 Sekunden) bei unterschiedlichen Reibwerten und Ausnutzung der Kräfte (rot)

5.4. Änderung des Sturzwinkels

Für alle Fahrmanöver wurden auch die Sturzwerte bei den Simulationen aufgezeichnet und ausgewertet. Der statische Sturzwinkel und dessen Änderung bei Hub- und Wankfederung wurden im IPG CarMaker® Fahrzeug Modell vorgegeben (siehe Kapitel 4.1.2).

Bei Kurvenfahrt kommt es zu einer Wankbewegung des Fahrzeuges, die eine Verlagerung der Aufstandskraft zu den kurvenäußeren Rädern zur Folge hat. Diese Gewichtsverlagerung führt zu einer leichten Wankfederung des Fahrzeuges, die sowohl am kurveninneren als auch am kurvenäußeren Rad eine Sturzänderung hervorruft.

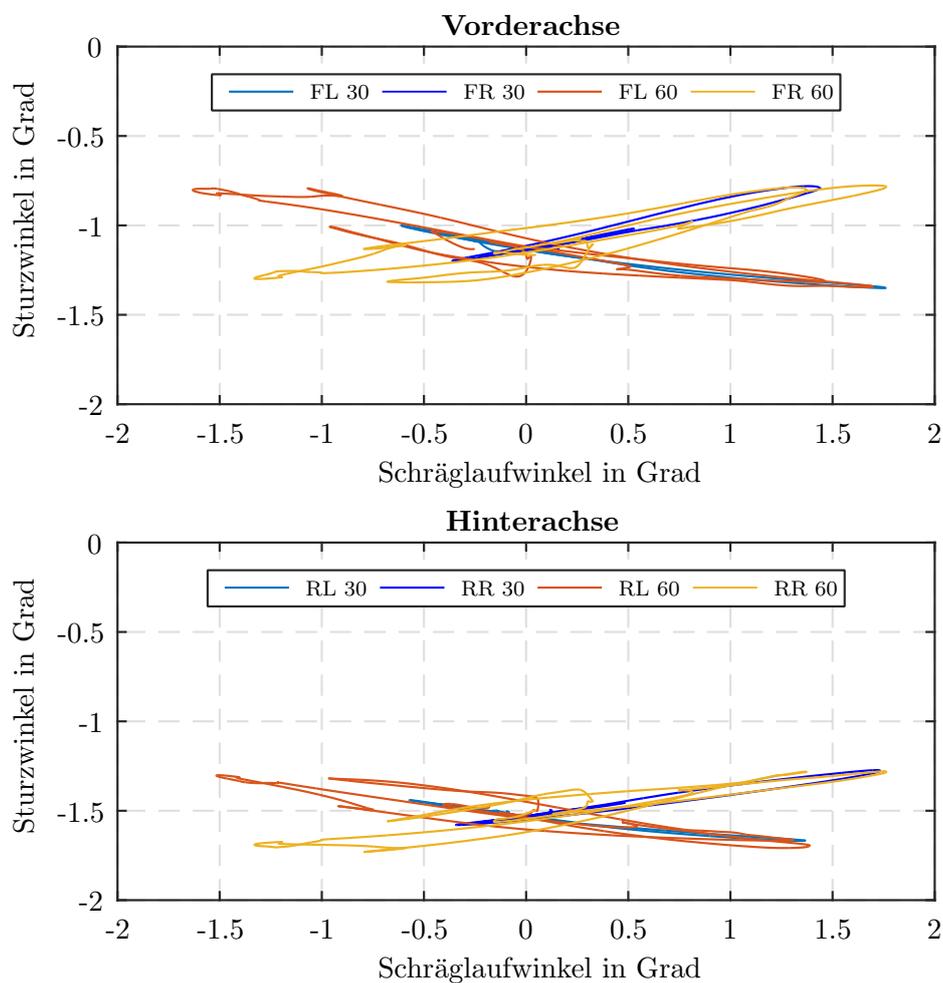


Abbildung 5.23.: Änderung des Sturzwinkels über den Schräglaufwinkel für die Simulation des Verteilerkreises Graz Webling

In Abbildung 5.23 ist diese Änderung des Sturzwinkels am Beispiel des Fahrmanövers im Verteilerkreis Webling dargestellt. Bei diesem Manöver werden eine sehr enge Rechtskurve und daraufhin eine langgezogene weitere Linkskurve durchfahren. Aus den Verläufen in der Abbildung geht ein eindeutiger Zusammenhang der Änderung des Sturzwinkels mit der Änderung des Schräglaufwinkels hervor. Für die kurvenäußeren Räder erhöht sich der negative Sturz um etwa den selben Betrag um den er sich an den kurveninneren Rädern mit größer werdendem Schräglaufwinkel verringert. Sowohl für die sehr enge Rechtskurve wie auch die weitere Linkskurve bleibt der Radsturz immer negativ. Die maximale Änderung des Radsturzes für eine Kurve liegt unter 0.5 Grad. Für das gesamte Fahrmanöver, die Kombination der beiden Kurven, bleibt die maximale Sturzänderung unter 1 Grad.

Auf Grund des kleinen Kurvenradius wurde die Rechtskurve immer mit der selben Fahrgeschwindigkeit und Querbeschleunigung und demzufolge auch einem fast gleich großen Schräglaufwinkel durchfahren. Für die Werte der Rechtskurve ist in Abbildung 5.23 kaum ein Unterschied für die Sturzänderung über dem Schräglaufwinkel für die beiden unterschiedlichen Geschwindigkeiten zu erkennen.

In der Linkskurve hingegen wurde das Fahrzeug auf höhere Geschwindigkeiten beschleunigt. Von der Fahrgeschwindigkeit abhängig wurden für die Linkskurve unterschiedlich hohe Querbeschleunigungen und auch entsprechend der höheren Beschleunigungen größere Schräglaufwinkel erreicht. Die größeren Schräglaufwinkel und die größere Querbeschleunigung haben für die höheren Geschwindigkeiten auch eine größere Änderung des Radsturzes zur Folge.

Die Gesamtänderung des Radsturzes beträgt für keines der ausgeführten Fahrmanöver mehr als maximal 1 Grad. Diese Änderung des Sturzwinkels auf Grund der Wankbewegung des Fahrzeuges hat eine Verschiebung der maximal übertragbaren Reifenkräfte in Richtung der Sturz zugewandten Seite zur Folge. Mit maximal 1 Grad ist die Gesamtänderung des Sturzwinkels sehr gering und hat nur einen sehr kleinen Einfluss auf die verfügbaren Reifenkräfte. In einschlägiger Fachliteratur wie BRAESS et al. [Bra13] geht man von einer Verschiebung der Reifenkräfte von etwa 200 N für eine Änderung des Sturzwinkels von 4 Grad aus. Dies würde bei einer maximalen Änderung des Sturzwinkels um 1 Grad nur eine Verschiebung der horizontalen Reifenkräfte von maximal 50 N bewirken. Betrachtet man die Größe der auftretenden Reifenkräfte bei den simulierten Manövern, wird deutlich, dass eine Änderung von 50 N kaum einen Einfluss auf die Ausnutzung der Kräfte und den Bereich in dem der Reifen betrieben wird hat.

Die Änderung des Sturzwinkels auf Grund von Wankfederung bei Kurvenfahrt hat bei allen durchgeführten Manövern, vor allem bei idealen Bedingungen und guten Reibwerten, nur einen sehr geringen Einfluss auf die übertragbaren Reifenkräfte. Da die Sturzänderung für alle Simulationen im selben Bereich liegen und im selben Zusammenhang mit Fahrgeschwindigkeit und Schräglaufwinkel stehen, wie für das Manöver Verteilerkreis Graz Webling, wird auf die Ergebnisse der weiteren Simulationen hier nicht näher eingegangen. Die Ergebnisse sind in Kapitel A.6 zusammengefasst.

5.5. Vergleich der gewählten Reifenmodelle

Im Anschluss an die Simulationen wurden die beiden zuvor ausgewählten Reifenmodelle **TM_{simple}** und das **HSRI-Modell** von Dugoff für den in der Simulation genutzten Reifen parametrisiert um ihre Übereinstimmung mit den aus dem IPG Reifenmodell **RRTire** vorgegebenen Daten zu ermitteln.

Für den in der Simulation genutzten Reifen wurde aus dem IPG CarMaker[®] mit dem Model Check ein Längskraft-Kennfeld für eine konstante Aufstandskraft von 3000 N und 6000 N erstellt. Diese Längskraft-Charakteristik basiert auf dem von IPG CarMaker[®] genutzten **RRTire**, einem echtzeitfähigen Reifenmodell. Zusätzlich wurden für die Parametrierung der beiden anderen Reifenmodelle die in einem Textfile für jeden Reifen im IPG hinterlegten Werte, wie beispielsweise Steifigkeiten, herangezogen.

Zur Bestimmung der Parameter für das **TM_{simple}** wurden aus dem zuvor mit IPG erstellten Reifenkennfeld das Maximum und der Sättigungswert der Längskraft für beide Aufstandskräfte ermittelt. Auch die Anfangssteigung der charakteristischen Kurven wurde aus dem Kennfeld heraus gemessen. Als nominelle Aufstandskraft $F_{z_{nom}}$ wurden 3000 N gewählt. Der Bereich des Längsschlupf, die Aufstandskraft und der Reibwert wurden als variable Eingangsparameter gewählt. Für Reibwert von $\mu=1$, eine konstante Aufstandskraft von 3000 N und einem Schlupfbereich von ± 15 Prozent konnte so relativ schnell und ohne Probleme eine Reifen-Längskraft-Charakteristik erstellt werden.

Für die Modellierung des Reifens mit dem **Dugoff HSRI-Modell** wurden für die Längskraft-Komponente des Modells die selben Werte für die Anfangssteigung der Kraftkurve und der selbe Bereich für den Längsschlupf, wie für das **TM_{simple}** Modell, gewählt. Da für die Berechnung der Kräfte mit dem Dugoff Modell auch die Werte für die Querkraft benötigt werden, wurde zusätzlich die Anfangssteigung der Querkraft aus dem IPG Reifenkennfeld ermittelt. Zur Berechnung der Längskraft musste dann der Bereich des Schräglaufwinkels Alpha auf null gesetzt werden um eine reine Längskraft-Kurve zu erhalten. Die Aufstandskraft wurden wie auch bei den anderen Modellen mit 3000 N gewählt und der Reibwert mit $\mu=1$ vorgegeben. Für dieses Modell gestaltet sich jedoch Parametrierung auf Grund des Gewichtungsfaktors λ_i etwas schwieriger. Zu beachten ist hier, dass der Schlupf nicht von 0 bis 100 % geht sondern in einem Wertebereich von 0-1 anzugeben ist, wenn auch ein Schräglaufwinkel aufgebracht wird.

Für beide Reifenmodelle wurde der Verlauf der Längskraft über dem Schlupf errechnet und grafisch dargestellt. Abbildung 5.24 zeigt die charakteristischen Verläufe der Längskraft bei einer konstanten Aufstandskraft von 3000 N für die zwei Reifenmodelle im Vergleich zum originalen Reifenkennfeld aus dem IPG CarMaker[®] Model Check.

Bereits auf den ersten Blick fällt auf, dass die rote Charakteristik des Dugoff Modells deutlich von den beiden anderen Kurven abweicht. Trotz der selben Parameter für die Anfangssteigung wie im **TM_{simple}** Modell ist die Steigung der Reifenkraft von Null weg beim **HSRI-Modell** deutlich größer als die der anderen Charakteristiken. Auch nach dem Anstieg im linearen Bereich verhält sich die Kurve stark unterschiedlich: Im Ge-

5.5. Vergleich der gewählten Reifenmodelle

gensatz zu den anderen beiden Kurven steigt die Längskraft mit zunehmendem Schlupf immer weiter an. In dieser Charakteristik gibt es kein eindeutiges Maximum und auch keinen deutlich ersichtlichen Sättigungswert. Die verfügbaren Längskräfte liegen für die Berechnung mit dem Dugoff Modell außer im linearen Bereich immer deutlich unter der Kraftkurve des IPG RRTire Modells.

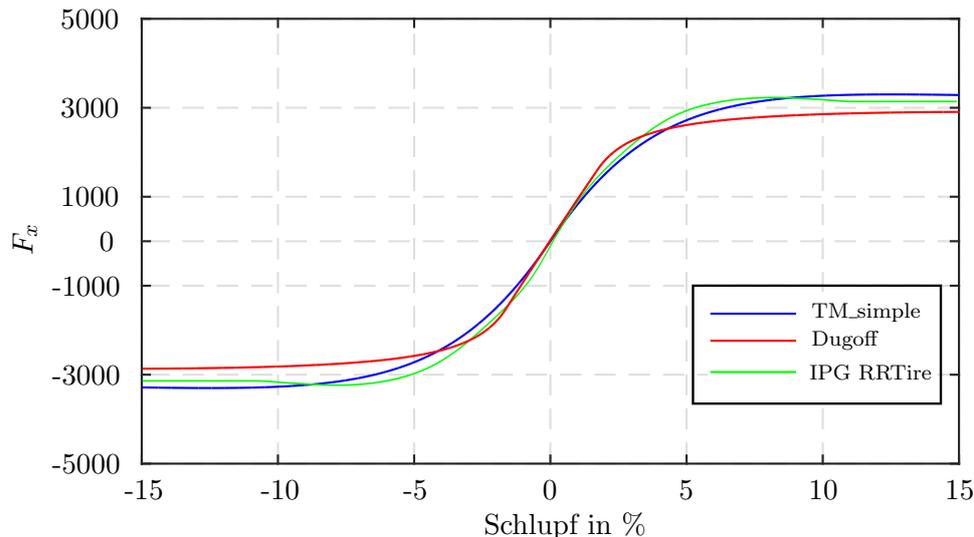


Abbildung 5.24.: Vergleich der ermittelten Längskraft-Charakteristik der beiden gewählten Reifenmodelle mit dem IPG RRTire

Die blaue Charakteristik aus dem TM_simple Modell stimmt wesentlich besser mit der grünen Kurve überein. Die anfängliche Steigung der blauen Kurve ist etwas flacher als die der Grünen, den maximalen Wert der Längskraft erreichen jedoch beide Kurven bei einem ähnlich großen Längsschlupf. Das Kraftmaximum liegt für die blaue Charakteristik bei einem etwas höheren Schlupf, erreicht aber den selben Wert das Maximum der grünen Kurve. Der Sättigungswert der mit TM_simple erstellten Charakteristik liegt etwas über dem vom IPG RRTire ermittelten Wert.

Aus Abbildung 5.24 geht eindeutig hervor, dass die Annäherung der Reifenkräfte aus den Simulationen mit dem Reifenmodell TM_simple wesentlich genauer sind als die mit dem Dugoff Modell. Zusätzlich ist auch die Parametrierung des TM_simple Modells einfacher aufgebaut und der Einfluss der Parameter leichter ersichtlich und verständlich. Für den Einsatz in einem Fahrzeug zur Ermittlung des Reibwertes und der Reifenkräfte würde sich das TM_simple Modell für diesen speziellen Anwendungsfall besser eignen als das HSRI-Modell von Dugoff.

5.6. Schlussfolgerungen aus den Simulationsergebnissen

Die Ergebnisse der Simulationen zeigen, dass man sich im alltäglichen Straßenverkehr, vor allem unter guten Bedingungen und bei trockener Fahrbahn hauptsächlich im linearen Bereich der Reifenkräfte bewegt. Die größten Kräfte treten bei den ausgewählten Fahrmanövern bei den Simulationen des Anfahr- und Bremsvorganges, ab einer Längsbeschleunigung von über 4 m/s^2 auf. Hier kommt man mit über 5 % Schlupf bereits sehr nahe an die maximal übertragbare Längskraft heran. Die mittlere Längsbeschleunigung aus den Messfahrten liegt mit 3.5 m/s^2 jedoch darunter. Es kann also davon ausgegangen werden, dass in alltäglichen Anfahr- und Bremsvorgängen hauptsächlich niedrigere Schlupfwerte auftreten.

Die maximal erreichten Querkräfte bleiben für alle querdynamisch relevanten Fahrmanöver im linearen Bereich des Kennfeldes. Der Schräglaufwinkel erreicht für keines der Manöver einen Wert von über 3 Grad. Auch kommt es bei den einzelnen Manövern nur bei einer Ausnahme zu einer Überlagerung eines Beschleunigungsvorgangs und einer Kurvenfahrt, wobei die maximalen Längsbeschleunigungen und Schlupfwerte hier nur knapp über 1 % liegen. Für fast alle Querdynamik-Manöver wird der Bremsvorgang bereits vor der Kurveneinfahrt abgeschlossen und es wird erst am Kurvenausgang beschleunigt.

Auch die Änderungen des Sturzwinkels auf Grund der Wankfederung bei Kurvenfahrt bleibt für alle Manöver mit unter 1 Grad sehr gering und hat kaum einen merklichen Einfluss auf die Querkraft.

Mit abnehmendem Reibwert steigen vor allem die Werte für den Schlupf und den Schräglaufwinkel, bei gleichbleibender Aufstandskraft, Fahrgeschwindigkeit und Längsbeschleunigung deutlich an. Auch Änderungen in der Gierrate und der Querbeschleunigung bei gleichbleibender Fahrgeschwindigkeit gehen mit einer Änderung des Reibwertes einher. Bei schlechteren Bedingungen treten vor allem beim Anfahren und Bremsen sehr hohe Schlupfwerte von bis zu 100 % bei einem Reibwert von $\mu=0.3$ auf. Für den Schräglaufwinkel fällt die Änderung deutlich geringer aus, hier steigen die Werte nur um weniger als 1 Grad. Da das Maximum der Querkraft sich für niedrigere Reibwerte in Richtung kleinerer Schräglaufwinkel verschiebt, steigt auch hier die Ausnutzung des Reifens fast bis zur maximal möglichen Querkraft an.

Aus den Simulationen gehen eindeutige Zusammenhänge zwischen den wichtigsten Einflussgrößen auf die Reifenkräfte, dem Schlupf, dem Schräglaufwinkel und der Aufstandskraft mit dem vorherrschenden Reibwert hervor. Es ist somit theoretisch möglich, auf Grund der auftretenden Werte für Schlupf und Schräglaufwinkel bei Kenntnis der Längs- und Querbeschleunigung, der Fahrgeschwindigkeit, der Gierrate und Aufstandskraft vor allem niedrige Reibwerte zu erkennen. Die für die Ermittlung des Reibwertes erforderlichen Daten könnten für ein Fahrzeug mit ESP und ABS ohne zusätzliche Sensorik erfasst und zur Berechnung des Reibwertes genutzt werden. Zur Berechnung der Reifenkräfte und Ermittlung des Reibwertes während der Fahrt würde sich TM_simple, auf Grund der einfachen Parametrierung, als echtzeitfähiges Reifenmodell gut eignen.

6. Zusammenfassung und Ausblick

Am Markt verfügbare teilautonomisierte Fahrerassistenzsysteme sind zum heutigen Zeitpunkt so ausgelegt, dass die Berücksichtigung des aktuellen Straßenzustandes nicht erforderlich ist. Die Einschätzung des Reibwertes bleibt somit in der Verantwortung des Fahrers, da die Systeme auch ohne Kenntnis des Reibwertes die Folgen eines Unfalls in jedem Fall verringern können. Für die immer weiter fortschreitende Autonomisierung ist es jedoch von großer Bedeutung, dass die Systeme die Unfallwahrscheinlichkeit gegenüber der von Personen gesteuerten Fahrzeugen deutlich reduzieren, um von der Gesellschaft akzeptiert zu werden. Es gibt eine Vielzahl an Ansätzen um den Reibwert während der Fahrt in Echtzeit zu ermitteln und in die Regelung dieser Systeme zu integrieren.

Eine Möglichkeit den Reibwert während der Fahrt zu schätzen besteht darin die fahrdynamischen Reaktionen des Fahrzeuges auf die Fahrereingaben, basierend auf der serienmäßig verbauten Sensorik, zu ermitteln und zu bewerten. Als Grundlage für die Bewertung sollen die für das ABS und ESP ermittelten Beschleunigungen, Geschwindigkeiten und Drehraten dienen. Ob die im Fahrzeug messbaren Daten und die sich daraus ergebenden Einflussgrößen zu einer Einschätzung des aktuellen Reibwertes ausreichend sind wurde in dieser Arbeit untersucht.

In der Literatur gibt es nur sehr wenige Informationen über die in alltäglichen Fahrsituationen auftretenden Kräfte und Beschleunigungen, daher wurde als Grundlage für die fahrdynamische Untersuchung eine Reihe von Messfahrten herangezogen. Aus der gesamten Messstrecke wurden einzelne Streckenabschnitte ausgewählt, die typische Fahrsituationen im Stadtgebiet, Überland und auf der Autobahn repräsentieren. Die bei den Fahrten aufgezeichneten GPS-Streckendaten wurden aufbereitet und anschließend in die offene Integrations- und Testplattform IPG CarMaker[®] importiert. Um einen großen Teil der im Alltag auftretenden Fahrsituationen abzudecken, wurden neben der importierten Streckenabschnitte noch zusätzliche Fahrmanöver aufgebaut.

Die bei den Messfahrten aufgezeichneten Längs- und Querbeschleunigungen wie auch die Fahrgeschwindigkeit wurden für jedes ausgewählte Fahrmanöver bestimmt und als Randbedingung für die Simulationen vorgegeben. Für die zusätzlichen Fahrmanöver wurden aus allen Messfahrten für die gesamte Strecke die mittleren Längs- und Querbeschleunigungen bestimmt und als Vorgabe in der Simulation genutzt. Um den konkreten Einfluss des Reibwertes auf die im Fahrzeug messbaren und sich daraus berechnenden Faktoren zu untersuchen, wurden für einen Teil der Fahrmanöver zusätzliche Simulationen mit unterschiedlichen Reibwerten durchgeführt. Als Fahrzeug für die Simulationen wurde ein bereits vollständig parametrisiertes Modell eines Kompaktklasse PKW aus dem IPG CarMaker[®] gewählt. Zur Bestimmung der in alltäglichen Fahrsituationen auftretenden

Werte der Einflussgrößen und Ermittlung der Reifenkräfte wurden bei den Simulationen die Längs- und Querbesehleunigung, die Fahrgesehlewindigkeit, die Gierrate, der Längsehlechlupf, der Sehleträglaufwinkel und die Radbesehleunigung aufgezeichnet und anschließend mit MATLAB[®] ausgewertet und aufbereitet.

Die Ergebnisse der Simulationen zeigen, dass sich vor allem für trockene Fahrbahnzustände die in alltäglichen Fahrsituationen maximal auftretenden Längs- und Querkräfte nahezu ausschließlich im linearen Bereich des Reifenkennfeldes bewegen. Nur für starke Besehleunigungen und Verzögerungen mit über 5 m/s^2 wird annähernd das Maximum der Längskraft bei einem Sehlechlupf von über 5 % erreicht. Die Querkraft hingegen bleibt bei guten Bedingungen für Werte des Sehleträglaufwinkels von weniger als 3 Grad in allen Simulationen weit unter der maximal verfügbaren Querkraft, die erst ab etwa 8 Grad Sehleträglaufwinkel erreicht wird.

Für die Simulationen mit unterschiedlichen Reibwerten zeigt sich ein eindeutiger Zusammenhang zwischen Reibwert, Sehlechlupf und Sehleträglaufwinkel. Für kleiner werdende Reibwerte steigen sowohl Sehlechlupf als auch Sehleträglaufwinkel deutlich an. Die anderen Einflussgrößen zeigen keine oder nur sehr geringe Änderungen für unterschiedliche Reibwerte. Auf Grund des skalierenden Einflusses des Reibwertes auf die Reifenkräfte steigt auch die Ausnutzung der maximal verfügbaren Längs- und Querkräfte deutlich an. Eine Sehleätzung des aktuellen Reibwertes aus der Daten der für ABS und ESP verbauten Sensorik, sollte dem zu Folge theoretisch möglich sein.

Die Daten aus der standardmäßig in einem Fahrzeug mit ABS und ESP verbauten Sensorik können in Kombination mit einem echtzeitfähigen Reifenmodell als Grundlage für die Sehleätzung des Reibwertes zwischen Reifen und Fahrbahn während der Fahrt herangezogen werden. Für weiterführende Arbeiten wäre es durchaus interessant diesen Ansatz weiter zu verfolgen und zu versuchen ein solches System in der Realität umzusetzen.

Um aus den Daten die von den Sensoren geliefert werden den Reibwert zu sehleätzen, müssen diese mit Hilfe eines Reifenmodells ausgewertet werden. Die Voraussetzung für diese Auswertung ist ein echtzeitfähiges Reifenmodell, bei dem der Reibwert leicht zugänglich ist. In dieser Arbeit wurden zwei Reifenmodell, das HSRI-Modell von Dugoff und das TM_simple Reifenmodell ausgewählt. Anschließend an die Simulationen wurde ein Vergleich der beiden Reifenmodelle durchgeführt, um zu ermitteln welches sich besser für die Auswertung der Simulationen und auch den Einsatz in einem Fahrzeug eignet.

Abbildungsverzeichnis

2.1.	Koordinatensysteme nach DIN ISO 70000	5
2.2.	Vorzeichendefinition bei Kurvenfahrt nach DIN ISO 70000	7
2.3.	Längsschlupf und Längskraftcharakteristik	8
2.4.	Schräglaufwinkel und Querkraftcharakteristik	10
2.5.	Schubspannungsverteilung und Profilverformung im Latsch	10
2.6.	Einfluss der Aufstandskraft und des Sturzwinkels	11
2.7.	Kombinierte Längs- und Seitenkraft	12
2.8.	Reifenprüfstände	13
2.9.	Realer Zustandsraum Radlast, Schräglauf	15
2.10.	Einfluss des Reibwertes μ auf die Seitenkraft F_y	16
2.11.	Sensoren im Fahrzeug	17
3.1.	Kraft/Schlupf Beziehung TM_simple	21
4.1.	Fahrzeugmodell-Struktur IPG CarMaker®	24
4.2.	Vergleich der Schaltvorgänge und Fahrgeschwindigkeit beim Durchfahren der Kurve	25
4.3.	Vergleich des Verlaufs des Schräglaufwinkels VL	26
4.4.	RRTire Reifen-Längskraft-Charakteristik RT_185_55R15	28
4.5.	RRTire Reifen-Querkraft-Charakteristik RT_185_55R15	28
4.6.	RRTire Reifen-Längskraft μ -Einfluss	29
4.7.	RRTire Reifen-Querkraft μ -Einfluss	29
4.8.	Beispiel für das Längs- und Querschleunigungsverhältnis aus einer Mess- fahrt	32
4.9.	Allgemeine Einstellungen für das Fahrer-Modell	33
4.10.	Streckenübersicht Messfahrten	34
4.11.	Streckenverlauf im Verteilerkreis Graz Webling aus Google Maps (a) und aus dem KML-Import im IPG CarMaker®	37
4.12.	Verlauf der Beschleunigung und Geschwindigkeit	38
5.1.	Vergleich des Beschleunigungsverlaufs auf 100 km/h und 130 km/h mit einer maximalen Längsbeschleunigung von 3 m/s^2	46
5.2.	Vergleich des Beschleunigungsverlaufs auf 130km/h bei einer maximalen Längsbeschleunigung von 1 m/s^2 und 5 m/s^2	47
5.3.	Zustandsschaubild für das Verhalten von Schlupf und Aufstandskraft an der Vorderachse beim Antreiben	48

5.4. Verhältnis von Längskraft zu Aufstandskraft über Schlupf für die Vorderachse beim Antreiben	49
5.5. Vergleich des Geschwindigkeitsverlaufes mit 3 m/s^2 Verzögerung aus 30 km/h und 60 km/h	50
5.6. Bremsen - Vergleich des Geschwindigkeitsverlaufes bei verschieden starker Verzögerung	51
5.7. Zustandsschaubild für das Verhalten von Schlupf und Aufstandskraft beim Bremsen	53
5.8. Verhältnis von Längskraft zu Aufstandskraft über Schlupf beim Bremsen	54
5.9. Zustandsschaubild für das Verhalten der Aufstandskraft über dem Schräglaufwinkel beim Abbiegen in der Kärntnerstraße	57
5.10. Verhältnis von Querkraft zu Aufstandskraft über Schräglauf beim Abbiegen in der Kärntnerstraße	58
5.11. Zustandsschaubild für das Verhalten der Aufstandskraft über dem Schräglaufwinkel im Kreisverkehr an der Autobahnabfahrt Laßnitzhöhe	61
5.12. Verhältnis von Querkraft zu Aufstandskraft über Schräglauf im Kreisverkehr an der Autobahnabfahrt Laßnitzhöhe	62
5.13. Zustandsschaubild für das Verhalten der Aufstandskraft über dem Schräglaufwinkel am Knoten Graz West	65
5.14. Verhältnis von Querkraft zu Aufstandskraft über Schräglauf am Knoten Graz West	66
5.15. Zustandsschaubild für das Verhalten der Aufstandskraft über dem Schräglaufwinkel bei einem Spurwechsel in 1.5 Sekunden	69
5.16. Verhältnis von Querkraft zu Aufstandskraft über Schräglauf bei einem Spurwechsel in 1.5 Sekunden	70
5.17. Zustandsschaubild für das Verhalten der Aufstandskraft über dem Schräglaufwinkel im Verteilerkreis Graz Webling	73
5.18. Verhältnis von Querkraft zu Aufstandskraft über Schräglauf im Verteilerkreis Graz Webling	74
5.19. Bereiche des Schräglaufwinkels (VL) über der Fahrgeschwindigkeit und dem und Kurvenradius	77
5.20. Verlauf des Längsschlupf an Vorder- und Hinterachse für das Anfahren bei einem Reibwert von $\mu=0.3$	79
5.21. Verhältnis von Längskraft zu Aufstandskraft über Schlupf für das Anfahren bei unterschiedlichen Reibwerten	80
5.22. Verhältnis von Querkraft zu Aufstandskraft über Schräglaufwinkel für einen Spurwechsel (in 1.5 Sekunden) bei unterschiedlichen Reibwerten . .	81
5.23. Änderung des Sturzwinkels über den Schräglaufwinkel für die Simulation des Verteilerkreises Graz Webling	82
5.24. Vergleich der ermittelten Längskraft-Charakteristik der beiden gewählten Reifenmodelle mit dem IPG RRTire	85

A.1. Anfahren - Vergleich des Geschwindigkeitsverlaufes auf 100 km/h und 130 km/h mit einer maximalen Längsbeschleunigung von $3m/s^2$	IX
A.2. Zustandsschaubild für das Verhalten der Aufstandskraft über dem Schräglaufwinkel beim Abbiegen am Eggenberggürtel	X
A.3. Verhältnis von Querkraft zu Aufstandskraft über Schräglauf beim Abbiegen am Eggenberggürtel	XI
A.4. Verhältnis von Querkraft zu Aufstandskraft über Schräglauf im Kreisverkehr nahe Kärntnerstraße	XI
A.5. Zustandsschaubild für das Verhalten der Aufstandskraft über dem Schräglaufwinkel im Kreisverkehr nahe Kärntnerstraße	XII
A.6. Zustandsschaubild für das Verhalten der Aufstandskraft über dem Schräglaufwinkel bei einem Spurwechsel in 2.5 Sekunden	XIII
A.7. Verhältnis von Querkraft zu Aufstandskraft über Schräglauf bei einem Spurwechsel in 2.5 Sekunden	XIV
A.8. Vergleich des Verhältnisses von Querkraft zu Aufstandskraft über Schräglauf für einen Spurwechsel in 1.5 und 2.5 Sekunden	XIV
A.9. Verhältnis von Längskraft zu Aufstandskraft über Längsschlupf für unterschiedliche Reibwerte beim Bremsen und Ausnutzung der Kräfte (rot) . .	XV
A.10. Verhältnis von Querkraft zu Aufstandskraft über Schräglauf für unterschiedliche Reibwerte im Kreisverkehr und Ausnutzung der Kräfte (rot) .	XVI
A.11. Verhältnis von Querkraft zu Aufstandskraft über Schräglauf für unterschiedliche Reibwerte beim Abbiegen und Ausnutzung der Kräfte (rot) . .	XVII
A.12. Abbiegen Eggenberggürtel - Änderung des Sturzwinkels über den Schräglaufwinkel	XVIII
A.13. Abbiegen Kärntnerstraße - Änderung des Sturzwinkels über den Schräglaufwinkel	XIX
A.14. Kreisverkehr Kärntnerstraße - Änderung des Sturzwinkels über den Schräglaufwinkel	XX
A.15. Kreisverkehr Laßnitzhöhe - Änderung des Sturzwinkels über den Schräglaufwinkel	XXI
A.16. Knoten Graz West - Änderung des Sturzwinkels über den Schräglaufwinkel	XXII
A.17. Spurwechsel 1.5 Sekunden - Änderung des Sturzwinkels über den Schräglaufwinkel	XXIII
A.18. Spurwechsel 2.5 Sekunden - Änderung des Sturzwinkels über den Schräglaufwinkel	XXIV

Tabellenverzeichnis

2.1. Einflüsse auf den Reibwert	16
4.1. Modelldaten Peugeot 206cc	27
4.2. Sturzeinstellungen Peugeot 206cc	30
4.3. Beschleunigungen aus Messfahrten Übersicht	31
4.4. Fahrermodell IPG Driver - Beschleunigungen aus Messfahrten	32
4.5. Simulationsübersicht IPG CarMaker®	40
5.1. Simulationsergebnisse Anfahren mit unterschiedlicher Längsbeschleunigung	46
5.2. Simulationsergebnisse Bremsen	52
5.3. Simulationsergebnisse Abbiegen Kärntnerstraße	55
5.4. Simulationsergebnisse Abbiegen Eggenbergergürtel	56
5.5. Simulationsergebnisse Kreisverkehr Kärntnerstraße	59
5.6. Simulationsergebnisse Kreisverkehr Abfahrt Laßnitzhöhe	60
5.7. Simulationsergebnisse Knoten Graz West	63
5.8. Simulationsergebnisse Spurwechsel 2.5 Sekunden	67
5.9. Simulationsergebnisse Spurwechsel 1.5 Sekunden	68
5.10. Simulationsergebnisse Verteilerkreis	71
5.11. Simulation Kurven mit unterschiedlichen Radien	76
5.12. Einfluss des Reibwertes beim Anfahren	78
5.13. Einfluss des Reibwertes - Spurwechsel 1.5 Sekunden	80
A.1. Einfluss des Reibwertes beim Bremsen	XV
A.2. Einfluss des Reibwertes - Kreisverkehr Abfahrt Laßnitzhöhe	XVI
A.3. Einfluss des Reibwertes - Abbiegen Kärntnerstraße	XVII

Literaturverzeichnis

- [Bac95] BACHMANN T., BIELACZEK C., BREUER B.: *Der Reibwert zwischen Reifen und Fahrbahn und dessen Inanspruchnahme durch den Fahrer*. ATZ Automobiltechnische Zeitschrift, Nr. 97, Seiten 658-667, 1995
- [Bac96] BACHMANN, T.: *Literaturrecherche zum Reibwert zwischen Reifen und Fahrbahn*. VDI Verlag, 1996 (Fortschritt Berichte VDI Reihe 12: Verkehrstechnik/Fahrzeugtechnik Nr. 286)
- [Bra13] BRAESS H., SEIFFERT U.(HRSG.): *Handbuch Kraftfahrzeugtechnik, 7. Auflage*. Springer Vieweg, 2013
- [Hei13] HEISSING B., ERSOY M., GIESS S.(HRSG.): *Fahrwerkhandbuch, 4. Auflage*. Springer Vieweg, 2013
- [Hir09] HIRSCHBERG, W.: *TM_simple: A simple to use Tyre Model*. Graz University of Technology, Institut für Fahrzeugtechnik Graz, 2009
- [Hir13] HIRSCHBERG W., WASER H.: *Fahrzeugtechnik*. Graz University of Technology, Institut für Fahrzeugtechnik Graz, Vorlesungsskriptum, 2013
- [Hir15] HIRSCHBERG W., WASER H.: *Fahrzeugdynamik*. Graz University of Technology, Institut für Fahrzeugtechnik Graz, Vorlesungsskriptum, 2015
- [Hor10] HORMANN, T.: *Parameterermittlung an einem Gesamtfahrzeug - Bericht 106100*. Forschungsgesellschaft Kraftfahrwesen mbH Aachen, 2010
- [Int11] INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION (ISO): *ISO 8855:2011. Road vehicles - Vehicle dynamics and road-holding ability - Vocabulary*. International Standard, Technical Committee ISO/TC 22/SC 9, 2011
- [IPG15] IPG - AUTOMOTIVE: *CarMaker® - Reference Manual Version 5.0.2*. www.ipg.de, 2015
- [Lac14] LACH, G.: *Fahrsituationserkennung im Automobilbereich*. Graz University of Technology, Bachelorarbeit, 2014
- [Lei09] LEISTER, G.: *Fahrzeugreifen und Fahrwerkentwicklung*. Vieweg & Teubner, 2009 (ATZ Fachbuch)
- [Lex13] LEX, C.: *Fahrzeugmesstechnik - Teil Fahrdynamik*. Graz University of Technology, Institut für Fahrzeugtechnik Graz, Vorlesungsskriptum, 2013
- [Lex15] LEX, C.: *Estimation of the Maximum Coefficient of Friction between Tire and*

- Road based on Vehicle State Measurements.* Graz University of Technology, Dissertation, 2015
- [Pac12] PACEJKA, H.: *Tire and Vehicle Dynamics*. Bd. 3rd Edition. Butterworth-Heinemann, 2012
- [Raj06] RAJAMANI, R.: *Vehicle Dynamics and Control*. Springer, 2006 (Mechanical Engineering)
- [Ril06] RILL, G.: *Vehicle Dynamics - Lecture Notes, Fachhochschule Regensburg*. FH Regensburg, 2006
- [Sch10] SCHRAMM D., HILLER M., BARDINI R.: *Modellbildung und Simulation in der Dynamik von Kraftfahrzeugen*. Springer, 2010
- [Ste14] STERNJAK, A.: *Fahrstil-Erkennung*. Graz University of Technology, Bachelorarbeit, 2014
- [Wal01] WALLMANN C., ASTRÖM H.: Friction measurement methods and the correlation between road friction and traffic safety. In: *VTI Meddelande 911A*. Swedish National Road and Transport Research Institute, 2001
- [Win09] WINNER H., HAKULI S., WOLF G.: *Handbuch Fahrerassistenzsysteme Grundlage, Komponenten und Systeme für aktive Sicherheit und Komfort*. Vieweg & Teubner, 2009

A. Anhang

A.1. Anfahren - Diagramm Geschwindigkeitsverlauf

Abbildung A.1 zeigt den Verlauf der Geschwindigkeit beim Beschleunigen mit 3 m/s^2 auf 100 km/h und 130 km/h . Das Diagramm dient zur Verifikation der Übertragbarkeit der Ergebnisse der Simulationen beim Beschleunigen auf 130 km/h auf niedrigere Zielgeschwindigkeiten.

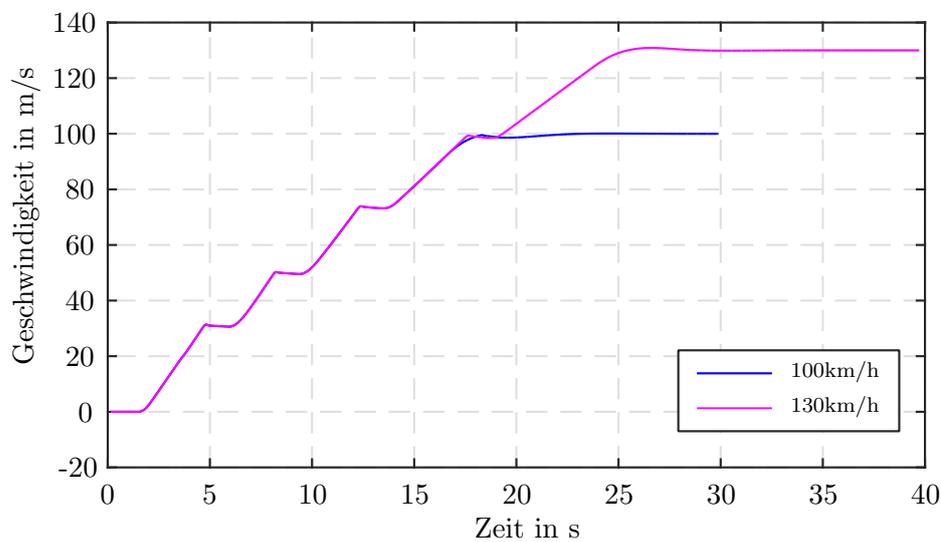


Abbildung A.1.: Anfahren - Vergleich des Geschwindigkeitsverlaufes auf 100 km/h und 130 km/h mit einer maximalen Längsbeschleunigung von 3 m/s^2

A.2. Abbiegen Eggenberggürtel - Diagramme

Abbildung A.2 zeigt den Zusammenhang zwischen Aufstandskraft und Schräglaufwinkel an der Vorder- und Hinterachse beim Abbiegen am Eggenberggürtel.

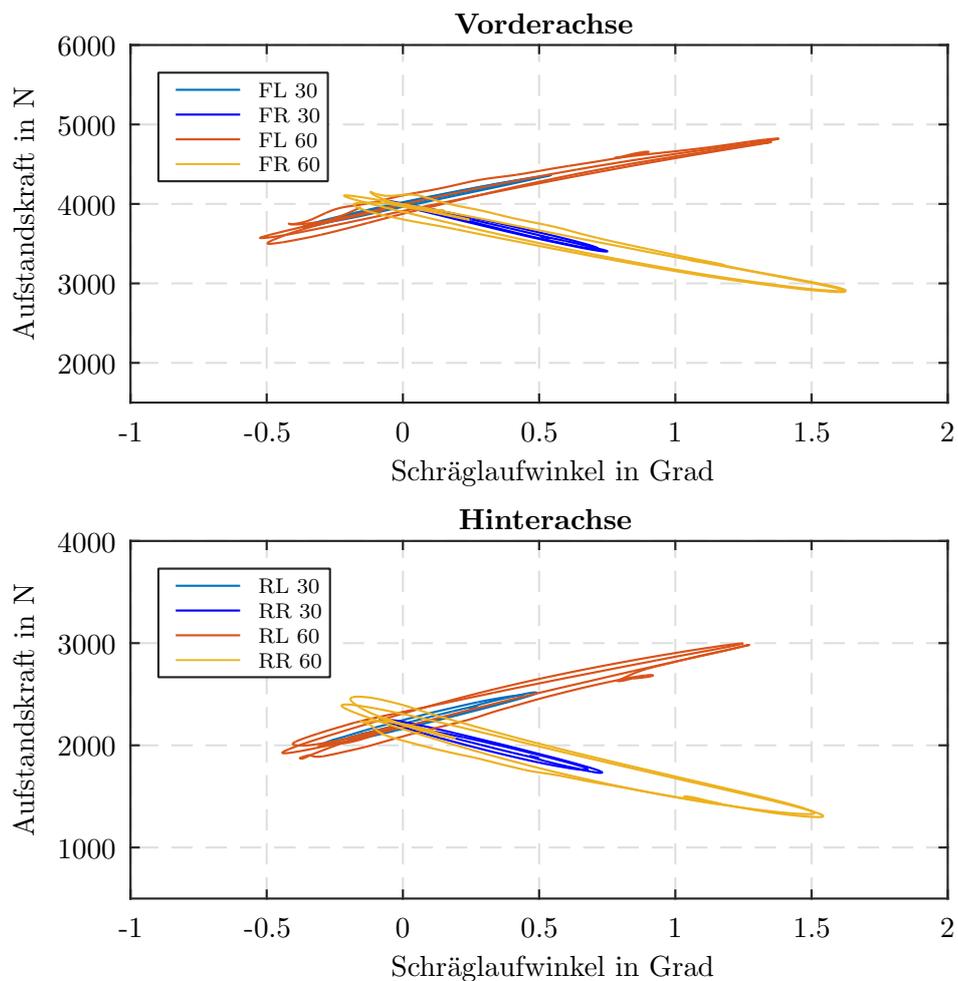


Abbildung A.2.: Zustandsschaubild für das Verhalten der Aufstandskraft über dem Schräglaufwinkel beim Abbiegen am Eggenberggürtel

In Abbildung A.3 ist das Verhältnis von Querkraft zu Aufstandskraft über dem Schräglaufwinkel dargestellt. Die schwarze Linie kennzeichnet den gesamten erreichbaren Bereich für eine konstante Aufstandskraft von 3000 N, die rote Linie den bei diesem Manöver ausgenutzten Bereich.

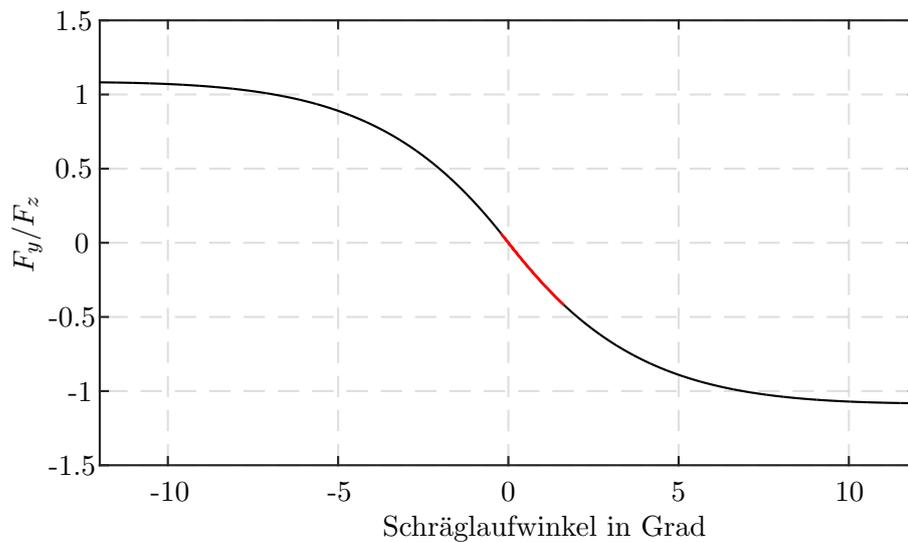


Abbildung A.3.: Verhältnis von Querkraft zu Aufstandskraft über Schräglauf beim Abbiegen am Eggenberggürtel

A.3. Kreisverkehr Kärntnerstraße - Diagramme

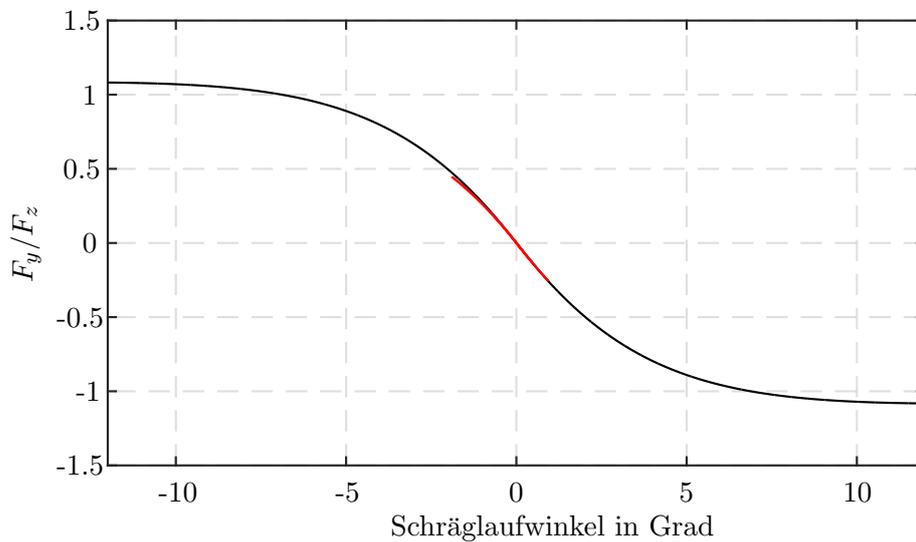


Abbildung A.4.: Verhältnis von Querkraft zu Aufstandskraft über Schräglauf im Kreisverkehr nahe Kärntnerstraße

Abbildung A.4 stellt das Verhältnis der Querkraft zur Aufstandskraft über dem Schräglaufwinkel für das Durchfahren des Kreisverkehrs an der Anfahrt zum Verteilerkreis Webling über die Kärntnerstraße dar. Die rote Linie stellt den bei diesem Fahrmanöver ausgenutzten Bereich des Verhältnisses von Quer- zu Aufstandskraft dar, die schwarze Linie den für eine konstante Aufstandskraft von 3000 N erreichbaren Bereich. Abweichungen der roten von der schwarzen Kurve sind in den schwankenden Aufstandskräften bei realen Fahrzuständen begründet. In Abbildung A.5 ist der Zusammenhang zwischen Aufstandskraft und Schräglaufwinkel an der Vorder- und Hinterachse dargestellt

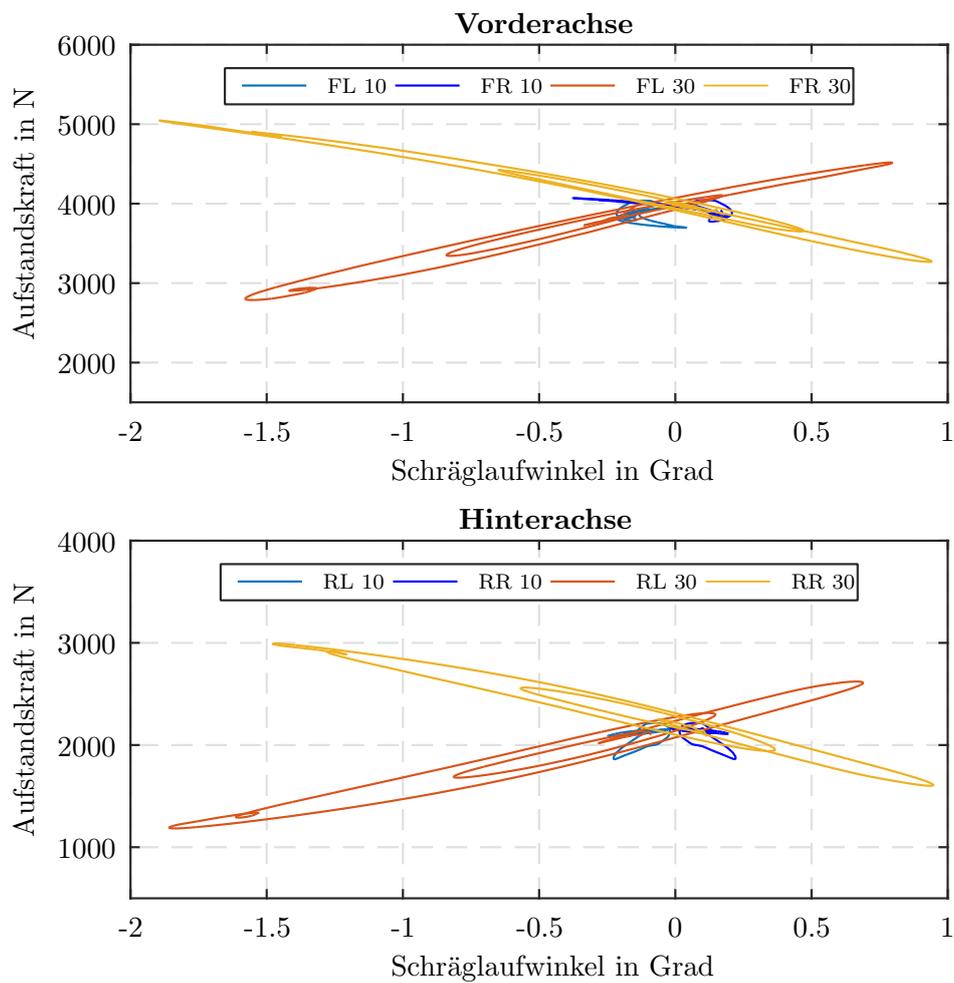


Abbildung A.5.: Zustandsschaubild für das Verhalten der Aufstandskraft über dem Schräglaufwinkel im Kreisverkehr nahe Kärntnerstraße

A.4. Spurwechsel (2,5 Sekunden) - Diagramme

In Abbildung A.6 ist der Zusammenhang zwischen Schräglaufwinkel und Aufstandskraft für den langsameren Spurwechsel (2.5 s) für die Vorder- und Hinterachse des Fahrzeuges dargestellt.

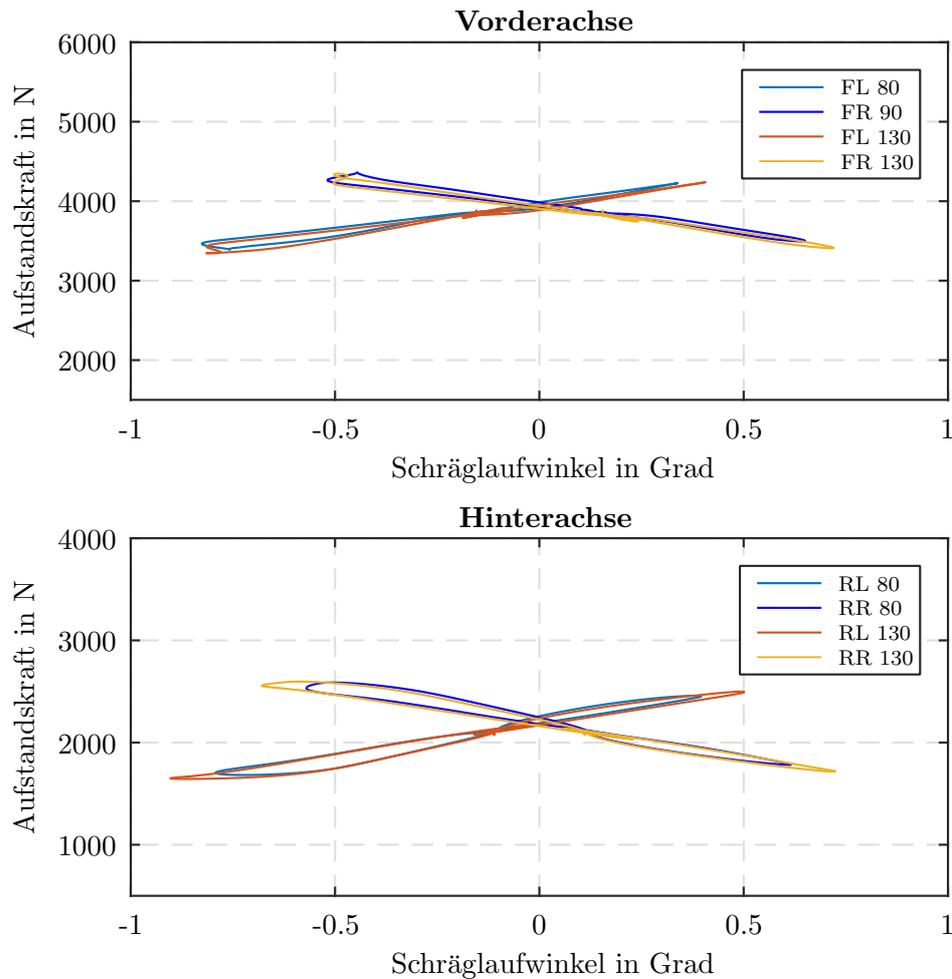


Abbildung A.6.: Zustandsschaubild für das Verhalten der Aufstandskraft über dem Schräglaufwinkel bei einem Spurwechsel in 2.5 Sekunden

In Abbildung A.7 ist das Verhältnis von Querkraft zu Aufstandskraft über dem Schräglaufwinkel dargestellt. Die schwarze Linie kennzeichnet den gesamten Bereich des Verhältnisses von Querkraft zu Normalkraft für eine konstante Aufstandskraft von 3000 N, die rote Linie den bei diesem Manöver ausgenutzten Bereich. Abweichungen zwischen roter

und schwarzer Kurve entstehen durch die nicht konstanten Aufstandskräfte während des Spurwechsels.

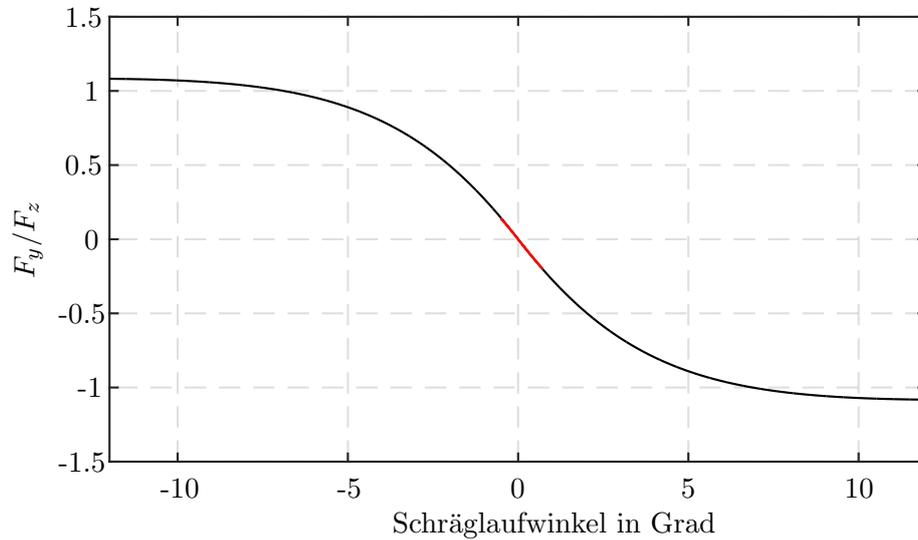


Abbildung A.7.: Verhältnis von Querkraft zu Aufstandskraft über Schräglauf bei einem Spurwechsel in 2.5 Sekunden

Abbildung A.8 zeigt die erreichten Schräglaufwinkel und das Verhältnis von Querkraft zu Aufstandskraft für beide Spurwechsel, den schnelleren mit 1.5 Sekunden und den langsameren mit 2.5 Sekunden zur Überfahrt auf die linke Fahrspur, im Vergleich.

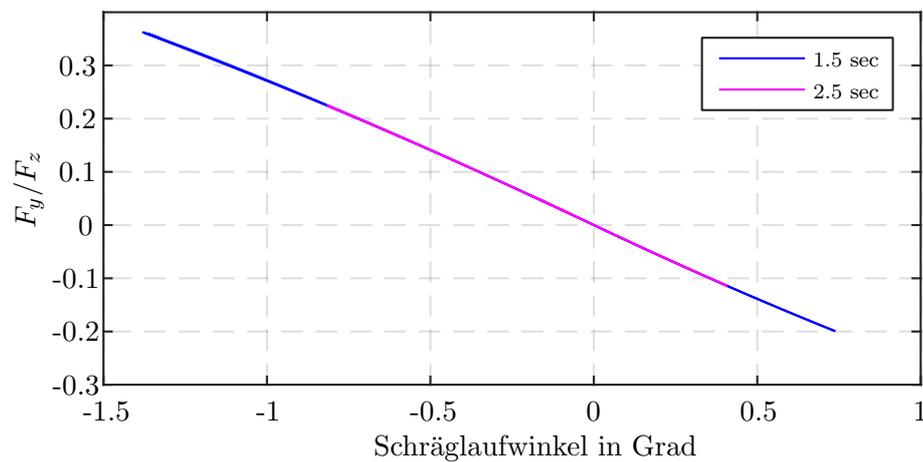


Abbildung A.8.: Vergleich des Verhältnisses von Querkraft zu Aufstandskraft über Schräglauf für einen Spurwechsel in 1.5 und 2.5 Sekunden

A.5. Simulationen mit unterschiedlichen Reibwerten - zusätzliche Tabellen und Diagramme

Abbildung A.9 zeigt das Verhältnis von Längskraft zu Aufstandskraft über den Bremschlupf für drei unterschiedliche Reibwerte bei einem Bremsmanöver mit 3 m/s^2 Verzögerung.

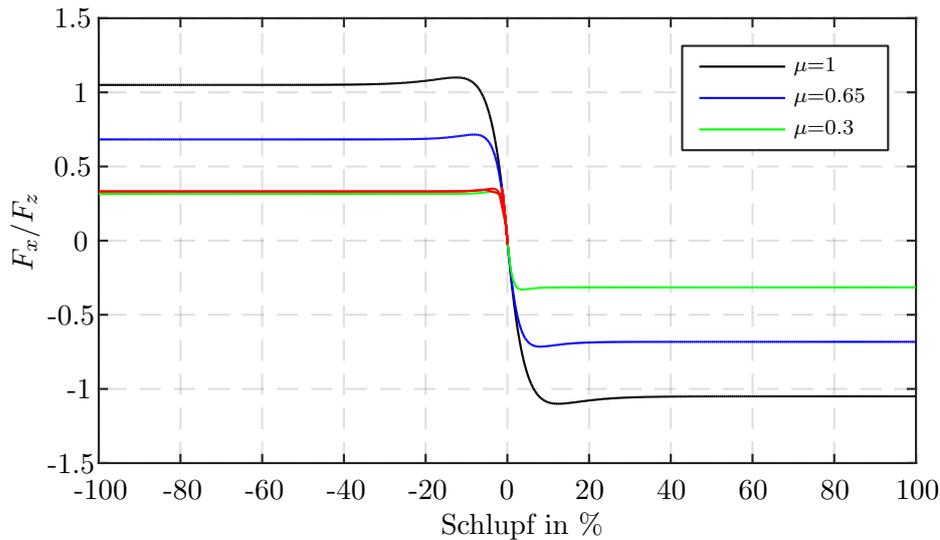


Abbildung A.9.: Verhältnis von Längskraft zu Aufstandskraft über Längsschlupf für unterschiedliche Reibwerte beim Bremsen und Ausnutzung der Kräfte (rot)

In Tabelle A.1 sind die bei den Bremsmanövern mit unterschiedlichen Reibwerten aufgetretenen wichtigsten Einflussgrößen und Kräfte zusammengefasst.

Tabelle A.1.: Einfluss des Reibwertes μ beim Bremsen mit $a_x = -3 \text{ m/s}^2$

a_x		VA		HA	
-3 m/s^2		min	max	min	max
$\mu = 1.00$	F_z in N	3748	4508	1615	2438
	s in %	-0.91	0.00	-1.19	0.00
	$\Delta\dot{\omega}$ in $^\circ/\text{s}^2$	-756	15	-912	15
$\mu = 0.65$	F_z in N	3748	4507	1616	2347
	s in %	-1.02	0.00	-1.37	0.00
	$\Delta\dot{\omega}$ in $^\circ/\text{s}^2$	-789	15	-984	15
$\mu = 0.30$	F_z in N	3746	4503	1618	2358
	s in %	-1.73	0.00	-100.00	0.00
	$\Delta\dot{\omega}$ in $^\circ/\text{s}^2$	-1108	13	-1332	13

Die Ergebnisse der Simulationen mit unterschiedlichen Reibwerten für den Kreisverkehr bei der Autobahnabfahrt Laßnitzhöhe sind in Tabelle A.2 zusammengefasst. Als Fahr- geschwindigkeit wurde für dieses Manöver die höchst mögliche Kurvengeschwindigkeit bei einem Reibwert von $\mu=0.30$ gewählt, die sich mit 20 km/h ergab.

Tabelle A.2.: Einfluss des Reibwertes μ im Kreisverkehr Abfahrt Laßnitzhöhe

$v_{x_{soll}}$ 20 km/h	$a_{y_{max}}$ in m/s^2	ψ_{max} in $^\circ/s$		VL		VR		HL		HR	
				min	max	min	max	min	max	min	max
$\mu = 1.00$	2.48	25.57	F_z in N	3209	3984	3772	4616	1581	2212	2049	2608
			α in $^\circ$	-0.59	0.02	-1.32	0.29	-1.02	0.06	-0.68	0.24
			$\Delta\dot{\omega}$ in $^\circ/s^2$	-19.0	19.5	-28.1	24.9	-25.4	23.5	-24.3	18.2
$\mu = 0.65$	2.47	24.64	F_z in N	3193	3985	3770	4631	1661	2206	2056	2579
			α in $^\circ$	-0.63	-0.01	-1.40	0.29	-1.09	0.01	-0.76	0.23
			$\Delta\dot{\omega}$ in $^\circ/s^2$	-18.2	20.3	-27.5	26.4	-24.5	23.9	-23.5	19.50
$\mu = 0.30$	2.44	25.74	F_z in N	3192	3985	3770	4630	1662	2206	2056	2582
			α in $^\circ$	-1.13	0.00	-1.93	0.29	-1.45	0.01	-1.08	0.23
			$\Delta\dot{\omega}$ in $^\circ/s^2$	-18.3	20.1	-27.4	26.6	-24.7	23.7	-23.4	19.5

Abbildung A.10 zeigt das Verhältnis der Querkraft zur Aufstandskraft über den Schräglaufwinkel im Kreisverkehr für unterschiedliche Reibwerte.

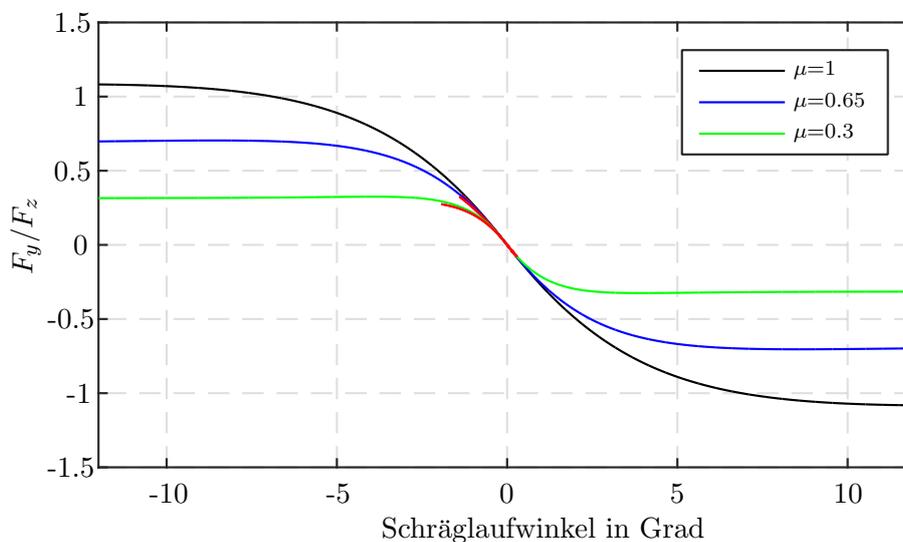


Abbildung A.10.: Verhältnis von Querkraft zu Aufstandskraft über Schräglauf für unterschiedliche Reibwerte im Kreisverkehr und Ausnutzung der Kräfte (rot)

A.5. Simulationen mit unterschiedlichen Reibwerten - zusätzliche Tabellen und Diagramme

Abbildung A.11 veranschaulicht das Verhältnis von Quer- zu Aufstandskraft für den Abbiegevorgang in der Kärntnerstraße. Das Kräfteverhältnis ist über dem Schräglaufwinkel dargestellt.

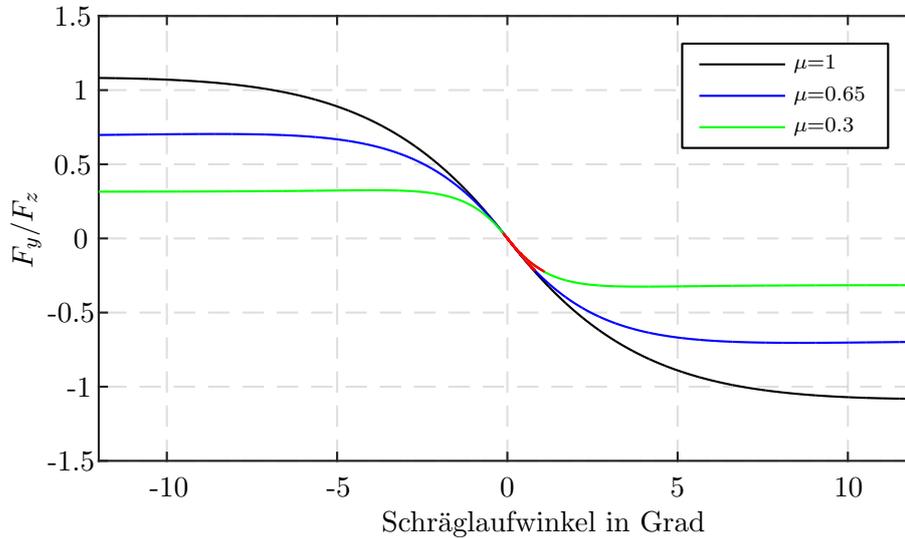


Abbildung A.11.: Verhältnis von Querkraft zu Aufstandskraft über Schräglauf für unterschiedliche Reibwerte beim Abbiegen und Ausnutzung der Kräfte (rot)

In Tabelle A.3 zeigt die Ergebnisse der Simulation des Abbiegevorganges in der Kärntnerstraße für unterschiedliche Reibwerte. Wie auch für die Simulation des Kreisverkehrs wurde hier die höchstmögliche Geschwindigkeit beim kleinsten Reibwert $\mu=0.30$ als Fahrgeschwindigkeit gewählt.

Tabelle A.3.: Einfluss des Reibwertes μ beim Abbiegen von Kärntnerstraße in Richtung Verteilerkreis

$v_{x_{soll}}$ 25 km/h	$a_{y_{max}}$ in m/s^2	ψ_{max} in $^\circ/s$		VL		VR		HL		HR	
				min	max	min	max	min	max	min	max
$\mu = 1.00$	2.19	17.84	F_z in N	3764	4477	3308	3989	2036	2598	1633	2226
			α in $^\circ$	-0.31	0.78	-0.01	0.77	-0.26	0.61	-0.01	0.91
			$\Delta\dot{\omega}$ in $^\circ/s^2$	-15.1	16.6	-14.6	12.1	-12.9	13.5	-17.6	14.3
$\mu = 0.65$	2.17	17.85	F_z in N	3757	4485	3298	3991	2042	2571	1661	2226
			α in $^\circ$	-0.30	0.84	0.00	0.82	-0.27	0.68	-0.05	0.95
			$\Delta\dot{\omega}$ in $^\circ/s^2$	-15.1	23.9	-14.6	12.1	-13.0	24.6	-17.7	14.4
$\mu = 0.30$	2.11	17.90	F_z in N	3761	4485	3295	3991	2042	2572	1661	2220
			α in $^\circ$	-0.31	1.10	-0.01	1.09	-0.25	0.89	-0.03	1.18
			$\Delta\dot{\omega}$ in $^\circ/s^2$	-15.2	17.0	-14.8	12.2	-12.9	13.8	-18.1	14.6

A.6. Änderung des Sturzwinkels - zusätzliche Diagramme

Die folgenden Abbildungen zeigen die Änderung des Sturzwinkels für alle Querdynamik Manöver außer dem bereits in Kapitel 5.4 diskutierten Ergebnissen. Aus den Abbildungen geht hervor, dass bei keinem der simulierten Fahrmanöver eine Sturzänderung von über einem Grad vorliegt.

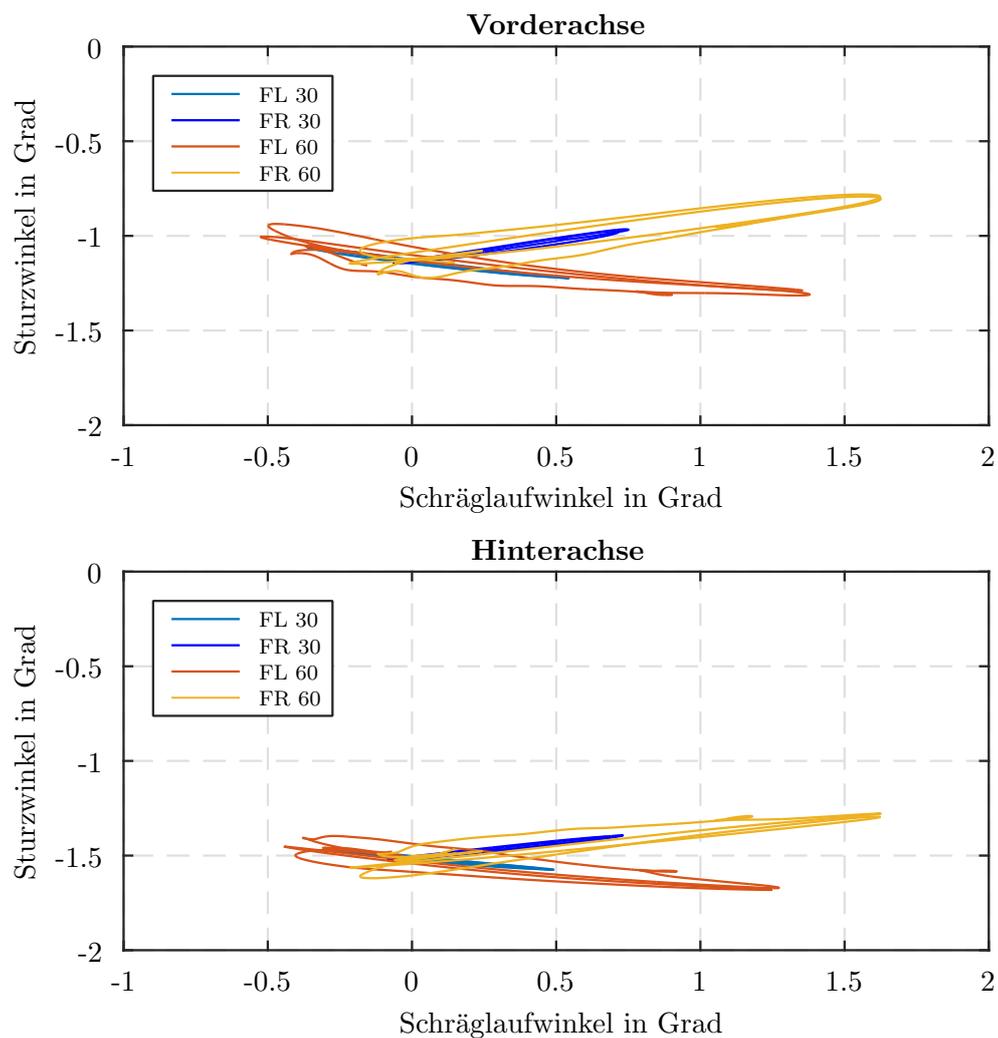


Abbildung A.12.: Abbiegen Eggenberggürtel - Änderung des Sturzwinkels über den Schräglaufwinkel

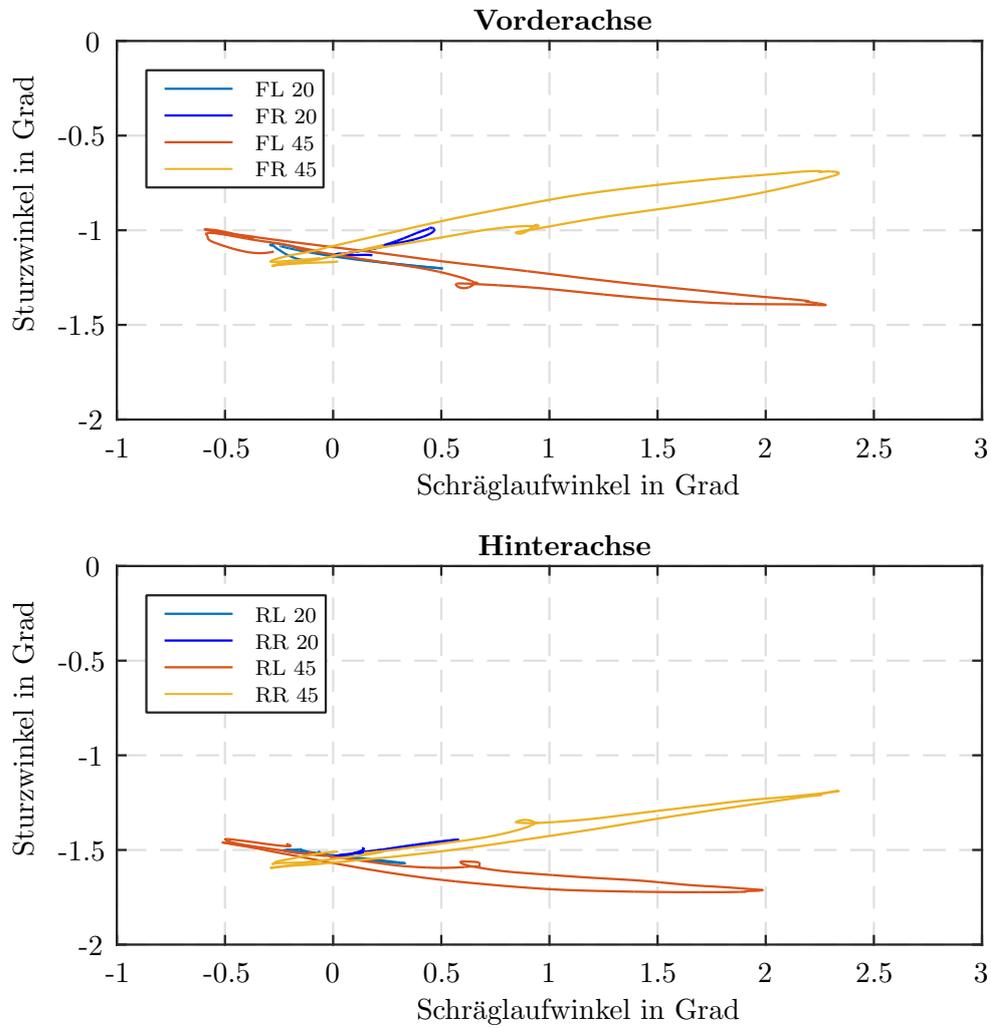


Abbildung A.13.: Abbiegen Kärntnerstraße - Änderung des Sturzwinkels über den Schräglaufwinkel

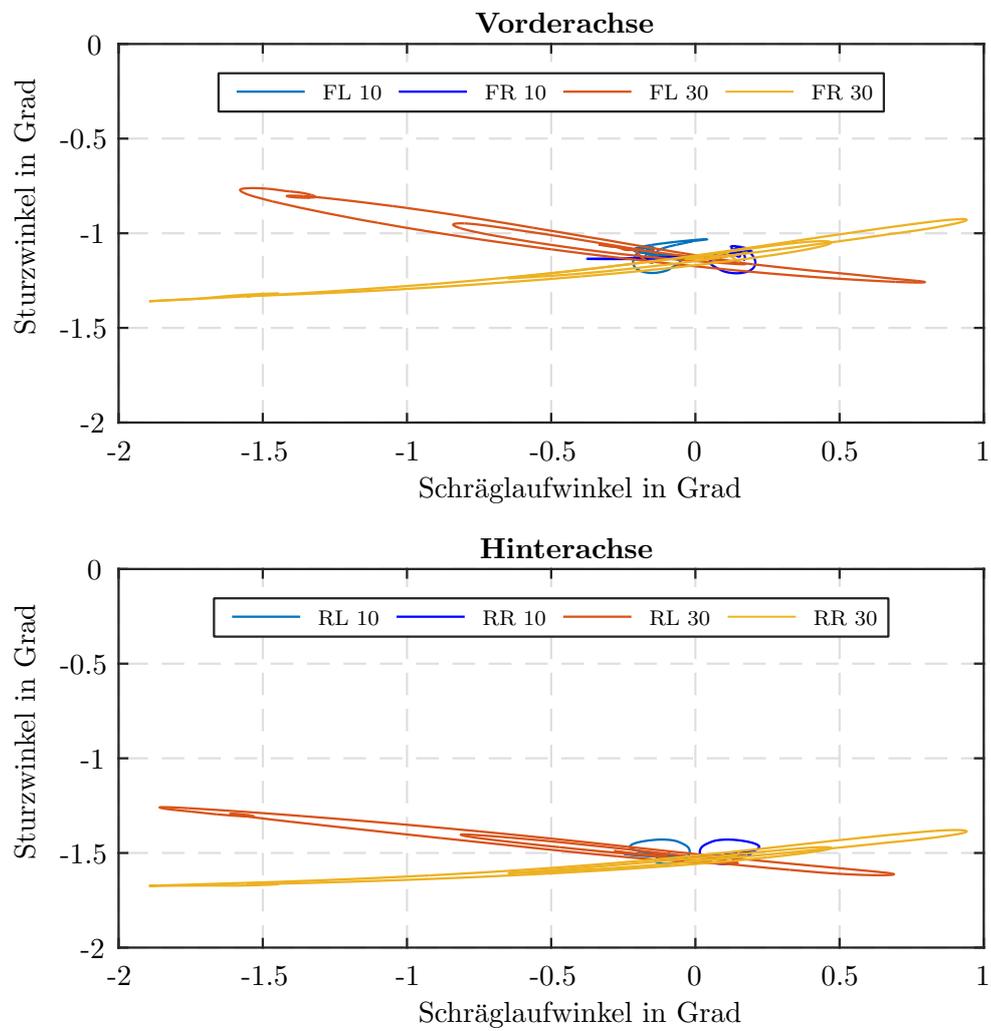


Abbildung A.14.: Kreisverkehr Kärntnerstraße - Änderung des Sturzwinkels über den Schräglaufwinkel

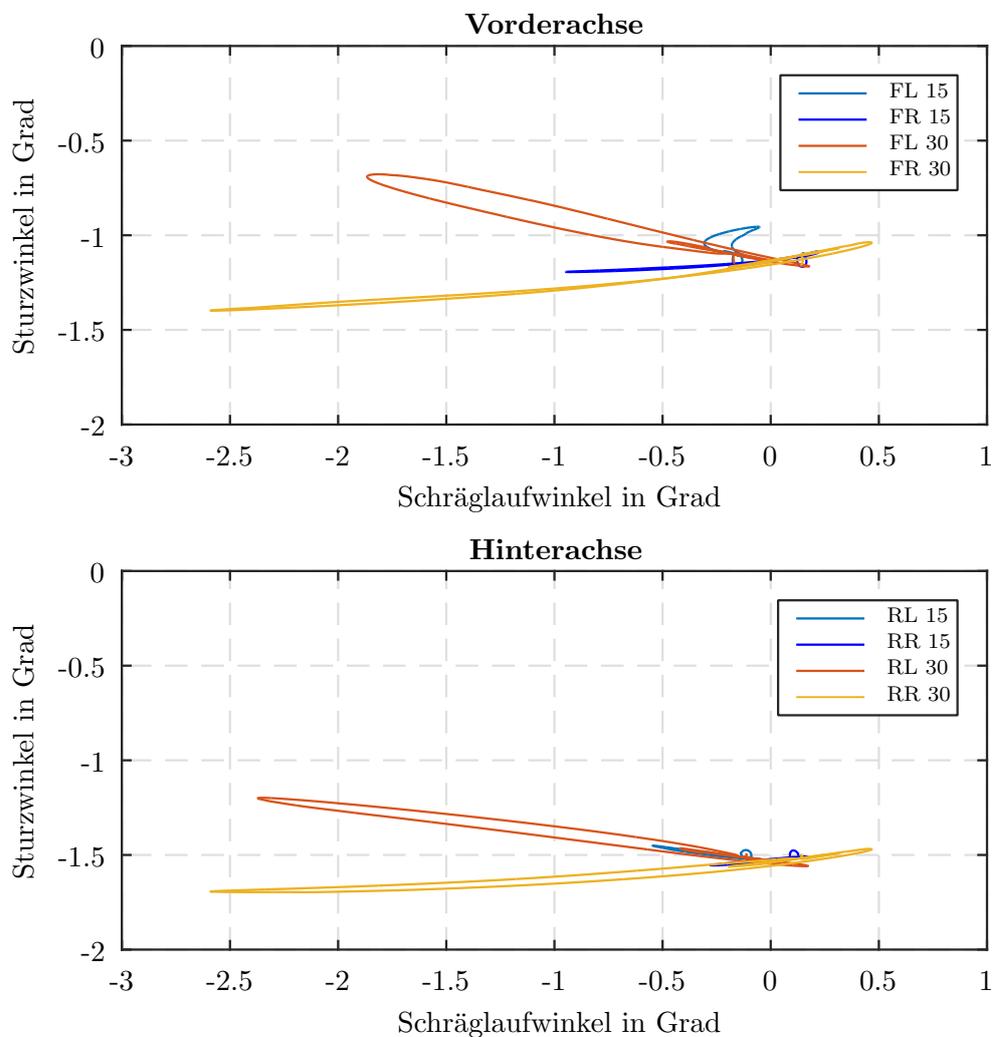


Abbildung A.15.: Kreisverkehr Laßnitzhöhe - Änderung des Sturzwinkels über den Schräglaufwinkel

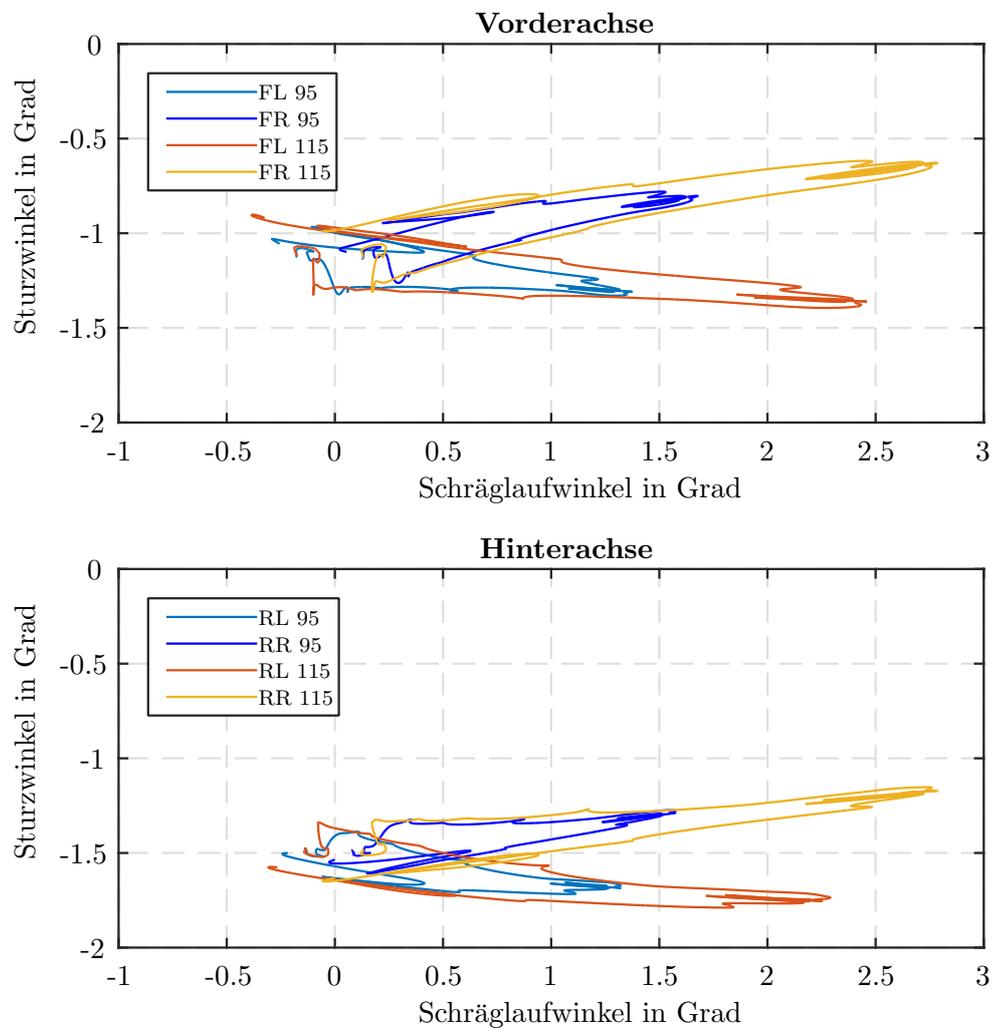


Abbildung A.16.: Knoten Graz West - Änderung des Sturzwinkels über den Schräglaufwinkel

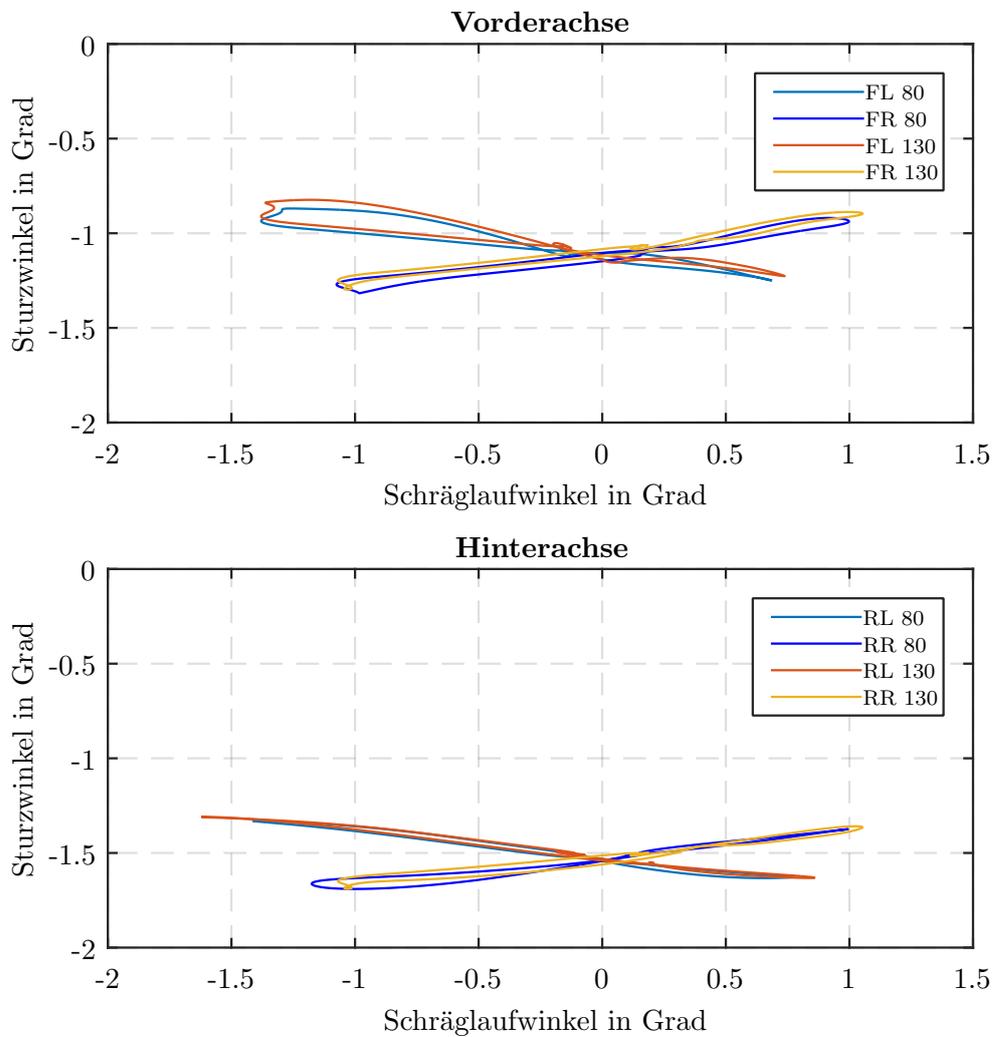


Abbildung A.17.: Spurwechsel 1.5 Sekunden - Änderung des Sturzwinkels über den Schräglaufwinkel

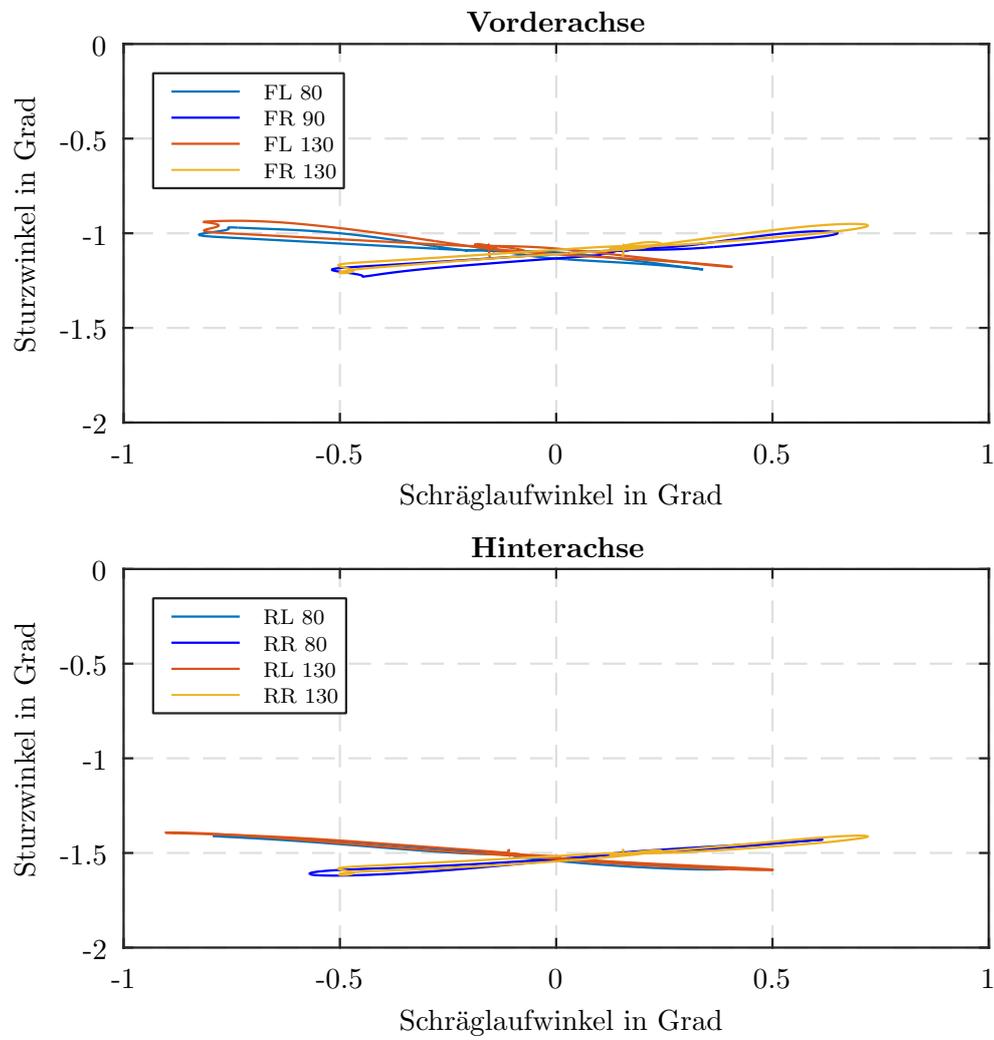


Abbildung A.18.: Spurwechsel 2.5 Sekunden - Änderung des Sturzwinkels über den Schräglaufwinkel