TECHNISCHE UNIVERSITÄT WIEN
Vienna University of Technology

INSTITUT FÜR MECHANIK UND MECHATRONIK
Mechanics & Mechatronics

Diplomarbeit

Fahrdynamische Untersuchung eines Formula Student Fahrzeuges mittels MKS-Modell

ausgeführt zum Zwecke der Erlangung des akademischen Grades eines Diplom-Ingenieurs eingereicht an der Technische Universität Wien, Fakultät für Maschinenwesen und Betriebswissenschaften von

Martin Markowitz

Mat.Nr.: 0835235
Stuwerstraße 16/11
1020 Wien

Institut für Mechanik und Mechatronik

Betreuer: Assistant Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Johannes Edelmann

Wien, Mai 2017

Eidesstattliche Erklärung

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

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

Wien, ______________________________ ______________________________

Datum Unterschrift

Aus Gründen der Lesbarkeit wird in dieser Arbeit darauf verzichtet, geschlechtsspezifische Formulierungen zu verwenden. Soweit personenbezogene Bezeichnungen nur in männlicher Form angeführt sind, beziehen sie sich auf Männer und Frauen in gleicher Weise.

Danksagung

Ganz besonders möchte ich mich bei Herrn Assistant Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Johannes Edelmann für die herausragende Betreuung der vorliegenden Arbeit bedanken. Die während der Diplomarbeitsbesprechungen geführten Diskussionen haben mir enorm geholfen, Fahrdynamik besser zu verstehen, weiters haben sie mich sehr motiviert, mein Wissen in diesem Bereich auch in Zukunft weiter zu vertiefen.

Vielen Dank auch an Herrn Ao.Univ.Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Manfred Plöchl, der zusammen mit Herrn Assistant Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Johannes Edelmann, Herrn Daniel Grimm, dem technischen Leiter des TU Wien Racing Teams der Saison 2014/15, und mir den Grundstein dieser Arbeit gelegt hat.

Bedanken möchte ich mich auch bei all meinen Freunden und Studienkollegen, mit denen ich diesen schönen Lebensabschnitt bestreiten durfte und die mir immer mit Rat und Tat zur Seite gestanden sind.

Meine Eltern, Hermine und Johann, haben mich immer in allen Belangen unterstützt und haben mir nicht nur ermöglicht, Maschinenbau zu studieren, sondern auch im Zuge der Mitarbeit am Formula Student Projekt wertvolle Erfahrungen zu sammeln. Dafür kann ich ihnen gar nicht genug danken.

Abschließend möchte ich mich herzlichst bei meiner Freundin Karin bedanken, dass sie so viel Geduld mit mir und meinen Eigenheiten hat und Verständnis dafür hatte, dass ich in den letzten drei Jahren an einigen Freizeitaktivitäten nicht teilnehmen konnte, weil ich mit der Diplomarbeit, der Arbeit oder der Formula Student beschäftigt war.

Kurzfassung

Vorrangiges Ziel der vorliegenden Arbeit ist es, mit Hilfe der Mehrkörpersimulation eine Basis zu schaffen, mit der es möglich ist, den Einfluss verschiedener Fahrzeugparameter auf die Querdynamik zu analysieren. Dieser Einfluss wird anhand statischer sowie dynamischer Fahrmanöver bzw. Optimierungsmethoden erörtert, um ein möglichst umfassendes Bild von der „Fahrzeugperformance“ zu bekommen. Die Optimierungen können einerseits an den Parametern durchgeführt werden, die sich am vorhandenen Fahrzeugkonzept ändern lassen. Andererseits eignet sich das MKS-Modell durch seine Variabilität auch gut dafür, bereits früh in der Konzeptionierungsphase für ein neues Fahrzeugkonzept Entscheidungen zu treffen, die ein gutes querdynamisches Fahrverhalten ermöglichen.

Um die Simulationsergebnisse richtig interpretieren zu können, werden mit Hilfe des Zweiradmodells fahrdynamische Grundlagen erklärt. Weiters wird konkret auf die Fahrmanöver eingegangen und gezeigt, welchen Einfluss bestimmte Fahrzeugparameter auf die objektiven fahrdynamischen Kenngrößen haben. Der Aufbau des Vollfahrzeugmodelles in der MKS-Software SIMPACK wird beschrieben, um zukünftigen Anwendern die Arbeit mit dem Modell zu erleichtern.

Abschließend werden die Federsteifigkeiten, die Dämpferkennlinien, die Stabilisatorsteifigkeiten und die statischen Sturzwerte in einer Parametervariation jeweils für die Vorder- und Hinterachse durchsimuliert. Die Simulationsergebnisse der stationären Kreisfahrt, der MRA Momenten Methode, der Lenkradwinkelrampe und der harmonischen Lenkradwinkelanregung werden diskutiert und Zusammenhänge zwischen den stationären und den dynamischen Fahrmanövern aufgezeigt.

Abstract

The main aim of this diploma-thesis is to provide a MBS-Tool to analyse the influence of various vehicle parameters on lateral dynamics. This influence is discussed with static and dynamic maneuvers respectively optimization methods in order to get a comprehensive overview of the vehicle lateral performance. On one hand, the optimization can be done with the parameters which can be modified on the existing vehicle concept. On the other hand, the MBS-model is – due to its variability – well suitable for evaluating decisions in the early phase of conceptual design of a new vehicle concept.

In order to be able to interpret the simulation results, the basics of vehicle dynamics are explained using the two wheel model. Moreover, the maneuvers are discussed in detail to understand, how the characteristic values of the vehicle should be improved to obtain a good lateral dynamics behavior. The structure of the full vehicle model in the MBS-Software SIMPACK is explained in order to allow future users to apply the model.

Finally, the suspension spring coefficients, the damper curves, the anti-roll-bar stiffnesses and the static camber values are simulated within a parameter variation for the front and rear axle. The results of the stationary cornering, the MRA moment method, the steering angle ramp and the sine-sweep test are discussed and correlations between stationary and dynamic maneuvers are shown.

Inhaltsverzeichnis

Danksagung iii

Kurzfassung iv

Abstract v

1 Einleitung 1
- 1.1 Anforderungen an einen Formula Student Rennwagen 1
- 1.2 Aufbau der Arbeit 4

2 Fahrdynamische Analyse- und Optimierungsmethoden 5
- 2.1 Die Fahrdynamik eines Rennfahrzeuges 5
- 2.2 Querdynamische Grundlagen und Kenngrößen 7
  - 2.2.1 Reifeneigenschaften 7
  - 2.2.2 Lineares Zweiradmodell 9
- 2.3 Stationäre Kreisfahrt 14
  - 2.3.1 Lenkradeinschlagwinkel 16
  - 2.3.2 Stabilität 21
  - 2.3.3 Schwimmwinkel 22
  - 2.3.4 Kreisfahrtwerte 24
- 2.4 MRA Momenten Methode 28
- 2.5 Lenkradwinkelrampe 34
- 2.6 Harmonische Lenkradwinkelanregung 39

3 Aufbau/Struktur des MKS-Modells 42
- 3.1 Grundlagen der Mehrkörpersystemdynamik 42
- 3.2 Aufbau eines MKS-Modelles mit SIMPACK 44
- 3.3 Strukturierung der Fahrzeugparameter 46

3.4 Aufbau des Fahrzeugmodells 48
3.4.1 Vorderachsaufhängung 50
3.4.2 Hinterachsaufhängung 51
3.4.3 Lenkung 52
3.4.4 Chassis 54
3.4.5 Räder 54
3.5 Reifenmodell 55
3.6 Fahrdynamisch relevante Fahrzeugparameter 57
3.6.1 Baseline Setup 58
3.6.2 Dämpfercharakteristik 59

4 Parametervariation 62
4.1 Variation der Federhärte 62
4.1.1 Stationäre Kreisfahrt 63
4.1.2 MRA Momenten Methode 64
4.1.3 Lenkradwinkelrampe 71
4.1.4 Harmonische Lenkradwinkelanregung 72
4.2 Variation der Dämpferkennlinie 74
4.2.1 Lenkradwinkelrampe 74
4.2.2 Harmonische Lenkradwinkelanregung 76
4.3 Variation der Stabilisatorabstimmung 76
4.3.1 Stationäre Kreisfahrt 78
4.3.2 MRA Momenten Methode 79
4.3.3 Lenkradwinkelrampe 80
4.3.4 Harmonische Lenkradwinkelanregung 81
4.4 Variation des Radsturzes 84
4.4.1 Stationäre Kreisfahrt 84
4.4.2 MRA Momenten Methode 86
4.4.3 Lenkradwinkelrampe 86
4.4.4 Harmonische Lenkradwinkelanregung 89

5 Zusammenfassung und Ausblick 91
5.1 Zusammenfassung 91
5.2 Ausblick 92

Literatur 93

1 Einleitung

Die Formula Student ist ein Studentenwettbewerb, der Studierende aus aller Welt dazu ermutigt, das in der Theorie Erlernte in die Praxis umzusetzen und ein Rennfahrzeug zu konzipieren, zu entwickeln, zu fertigen und zu testen. Am Weg dorthin müssen zahlreiche organisatorische und technische Herausforderungen vom Team gemeistert werden, welches aus Studierenden verschiedener Fachrichtungen besteht. Das wichtigste Ziel einer Formula Student-Saison ist ein erfolgreiches Abschneiden bei den in vielen Ländern stattfindenden Formula Student Events, bei denen man sich in acht unterschiedlichen Disziplinen mit Teams anderer Universitäten messen kann.[1]

1.1 Anforderungen an einen Formula Student Rennwagen

Der erste Schritt bei der Konzeption eines Rennfahrzeuges ist die Analyse der Erfolgsfaktoren für die Rennserie, in der es eingesetzt werden soll. Im Falle der Formula Student gibt die Punkteverteilung in Abbildung 1.1 und die nähere Betrachtung der einzelnen Disziplinen einen guten Überblick. Beim wichtigsten und größten Event Europas, der Formula Student Germany, werden 675 von 1000 maximal erreichbaren Punkten in „fahrdynamischen" Disziplinen vergeben, bei denen Kriterien wie eine niedrige Rundenzeit, Zuverlässigkeit und Energieeffizienz die Erfolgsfaktoren sind. Im Detail betrachtet gibt es folgende Disziplinen:[2]

[1] vgl. FSAE, 2014.
[2] vgl. FSG, 2015.

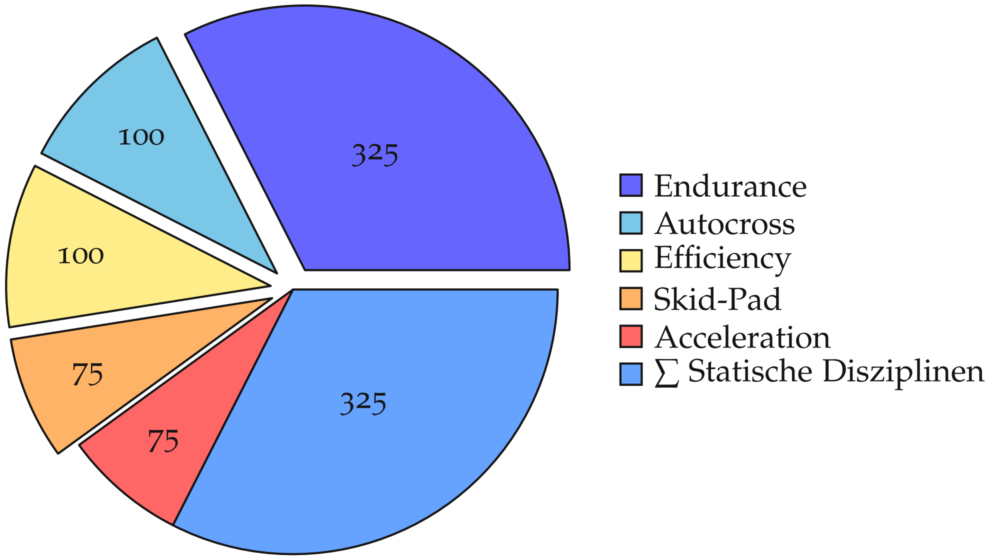


Abbildung 1.1: Punkteverteilung bei der Formula Student Germany

1. Endurance: Die Fahrzeuge müssen eine Renndistanz von 22 km absolvieren und ihre Zuverlässigkeit und ihre Performance mittels einer möglichst kurzen Gesamtzeit unter Beweis stellen. Dabei fahren sie auf einer durch Pylonen begrenzten Strecke, welche sich aus Kurven mit Kurvenradien zwischen 3,5 und 27 m, Slaloms und Geraden zusammensetzt. Es sollte eine Durchschnittsgeschwindigkeit von 48 bis 57 km/h erreicht werden, die Höchstgeschwindigkeit sollte bei ungefähr 105 km/h liegen.[3] Falls Pylonen umgefahren werden oder die Strecke abgekürzt wird, gibt es Strafsekunden, die zur Fahrzeit addiert werden. Beispielhaft für die Kurssetzung in dieser Disziplin ist in Abbildung 1.2 der Endurance Kurs vom Event in Deutschland beigefügt.
2. Autocross: Im Gegensatz zur Endurance, bei der jedes Team nur einen Versuch hat, kann man im Autocross bis zu vier Mal starten und die schnellste Zeit auf eine Runde wird gewertet. Die Streckencharakteristik ähnelt der des Endurance, weist aber üblicherweise etwas engere Kurven und kürzere Geraden auf.

[3] vgl. FSAE, 2014, S. 165.

3. Efficiency: Die Effizienz während des Endurance-Laufes wird bewertet, wobei sich nicht nur ein geringer Energieverbrauch, sondern auch eine kurze Gesamtzeit positiv in der Punkteberechnung auswirken.
4. Skid Pad: Im Gegensatz zur Autocross- und Endurancestrecke ist das Skid Pad immer identisch aufgebaut wie in Abbildung 1.3. Diese Disziplin bewertet ausschließlich die Performance des Fahrzeuges in der stationären Kreisfahrt.
5. Acceleration: Auf eine Distanz von 75 m wird aus dem Stand beschleunigt, ausschlaggebend für das Abschneiden in dieser Disziplin ist nicht die Endgeschwindigkeit, sondern die Fahrzeit.

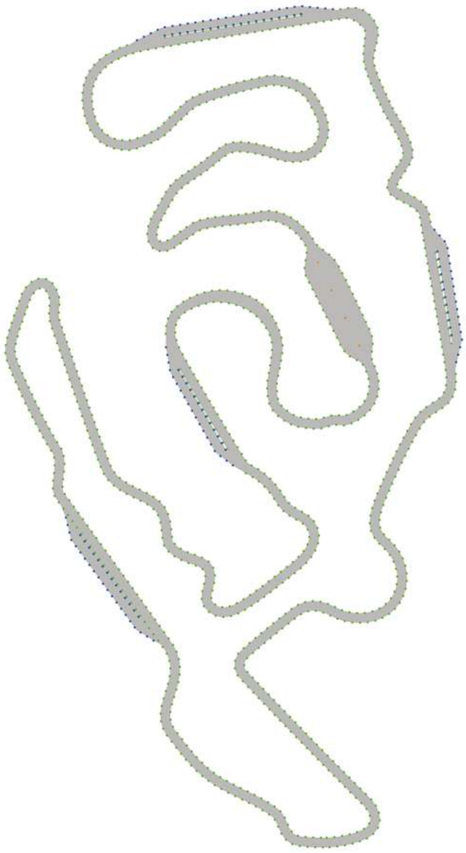


Abbildung 1.2: Endurance Kurs bei Formula Student Germany

6. Statische Disziplinen: Die drei Disziplinen, die kein fahrendes Auto erfordern, sind die Business Plan Presentation, die Cost Analysis und das Engineering Design. Bei Letzterem geht es darum, dass das Team sein technisches Fachwissen in Bezug auf das Formula Student Fahrzeug unter Beweis stellt.

Die vorliegende Arbeit beschäftigt sich mit der Analyse und Optimierung der Querdynamik, die abgesehen von der Disziplin „Acceleration“ auf alle „fahrdynamischen“ Disziplinen und damit auf 600 erreichbare Punkte Einfluss hat. Auch im Engineering Design kann das Team durch Abschlussarbeiten wie die vorliegende zeigen, dass es sich Fachwissen erarbeitet hat.

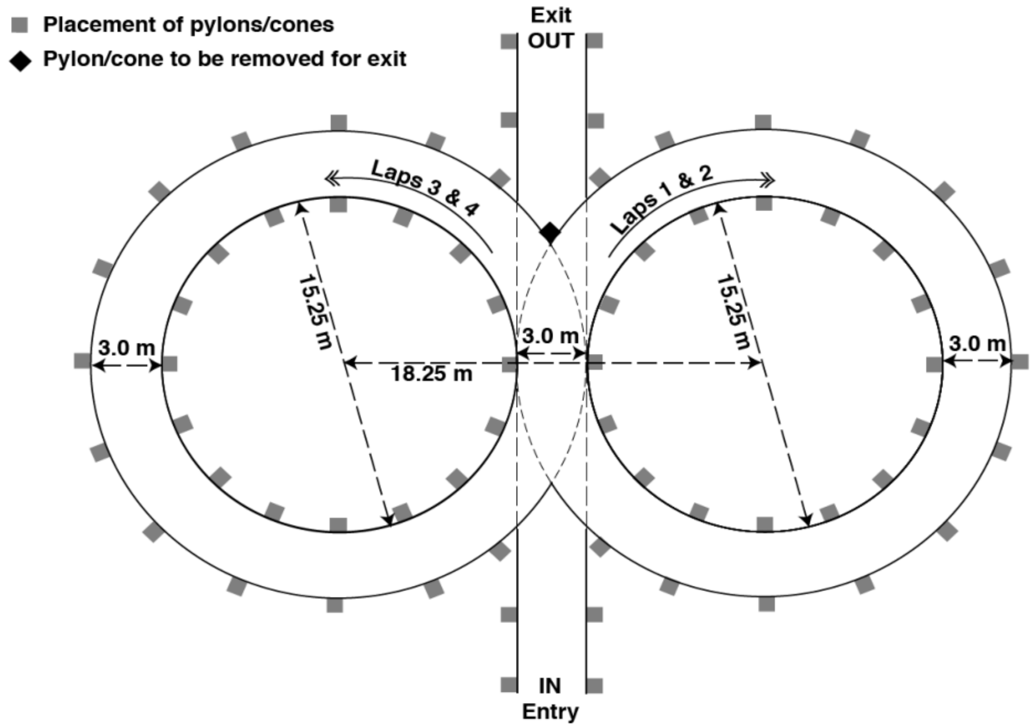


Abbildung 1.3: Skid Pad Layout

1.2 Aufbau der Arbeit

Das folgende Kapitel 2 beinhaltet die relevanten theoretischen Grundlagen, um dann darauf aufbauend verschiedene Methoden bzw. Fahrversuche zur Optimierung der querdynamischen Eigenschaften des Fahrzeuges zu diskutieren. Um diese Optimierungsmethoden anzuwenden, wurde ein Mehrkörpersystemdynamik-Modell, kurz MKS-Modell, aufgebaut, welches in Kapitel 3 beschrieben wird. Ausgehend von der Grundabstimmung des Fahrzeuges, später mit „Baseline Setup“ bezeichnet, werden in Kapitel 4 fahrdynamisch relevante Parameter variiert und deren Auswirkungen analysiert. Konkret werden die Hauptfedern, die Dämpfer, die Stabilisatoren und die statischen Sturzeinstellungen verändert.

2 Fahrdynamische Analyse- und Optimierungsmethoden

2.1 Die Fahrdynamik eines Rennfahrzeuges

Es gibt große Unterschiede in den Anforderungen an die Fahrdynamik von Rennfahrzeugen im Gegensatz zu Straßenfahrzeugen. Das liegt darin begründet, dass ein Rennauto darauf optimiert werden muss, dass dessen Fahrer im Rahmen seiner fahrerischen Fähigkeiten in möglichst kurzer Zeit eine gegebene Strecke bzw. einen gegebenen Kurs zurücklegen kann. Wie im gemessenen Geschwindigkeitsverlauf eines Rundstreckenfahrzeuges in Abbildung 2.1 auffällt, bleibt die Absolutgeschwindigkeit dabei nie konstant, außer aus bestimmten Gründen wie ein Aufgehaltenwerden im Verkehr, ein Erreichen der Maximalgeschwindigkeit, ungünstige Fahrbahnverhältnisse oder Gründe der Haltbarkeit des Fahrzeuges. Abgesehen davon wird immer versucht, die Fahrgeschwindigkeit so schnell wie möglich zu erhöhen, bis vor der nächsten Kurve so spät und so stark wie möglich gebremst wird, um die folgende Kurve mit maximal möglicher Geschwindigkeit zu durchfahren. Kurz gesagt, bei Befahren einer gegebenen Trajektorie ist das Fahrzeug auf möglichst hohe Beschleunigungen in Längs- und Querrichtung, die an die Trajektorie angepasst sind, zu optimieren, um eine hohe Durchschnittsgeschwindigkeit zu erreichen.[1]

[1] vgl. Milliken, 1995, S. 3-8.

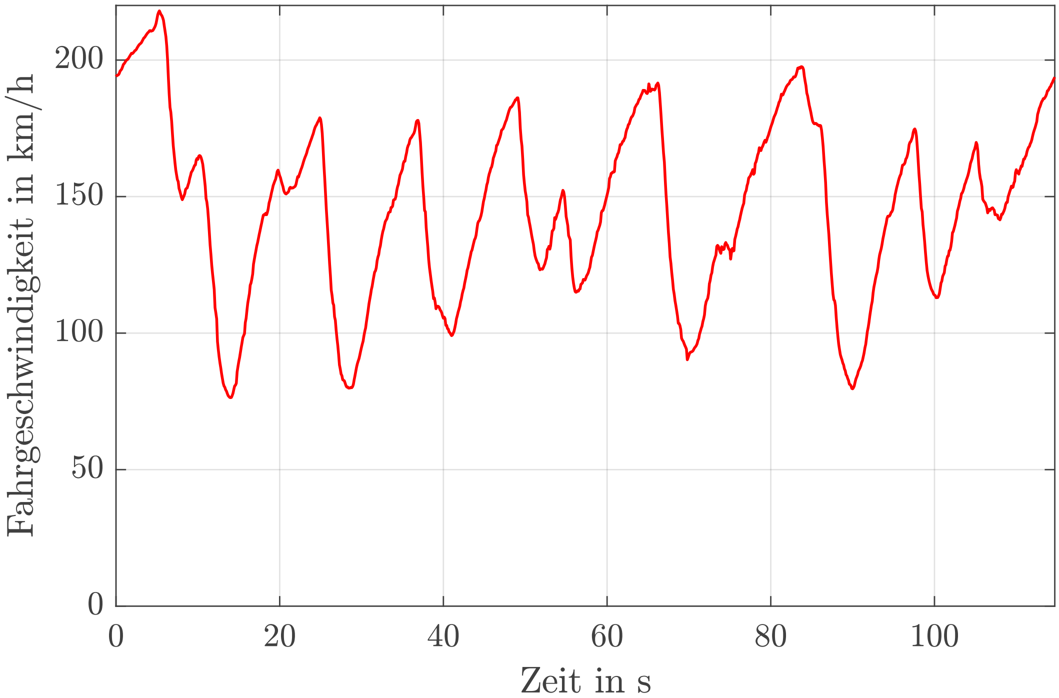


Abbildung 2.1: Exemplarischer Geschwindigkeits-Zeit-Verlauf auf der Rundstrecke

Laut Mitschke[2] werden die Anforderungen an das Fahrverhalten von Straßenfahrzeugen folgendermaßen zusammengefasst:

- Muss leicht zu kontrollieren sein.
- Ein vorhersehbares Fahrverhalten sollte auch beim Auftreten von Störungen gewährleistet sein.
- Wenn der fahrdynamische Grenzbereich erreicht wird, muss das deutlich erkennbar sein.
- Unterschiedliche Beladung, Bereifung oder Fahrbahnbeschaffenheit sollte das Fahrverhalten möglichst wenig beeinflussen.

Auch für Straßenfahrzeuge sind hohe erreichbare Querbeschleunigungen und kurze Bremswege für die Verbesserung der aktiven Sicherheit, also für die Unfallvermeidung, erstrebenswert. Jedoch muss davon ausgegangen

[2] vgl. Mitschke, 2004, S. 543.

werden, dass der durchschnittliche Autofahrer wenig bis keine Erfahrung damit hat, wie sich sein Fahrzeug im Grenzbereich verhält. Ein weiterer Aspekt, der bei der Auslegung berücksichtigt werden muss, ist das im Vergleich zum Rennfahrer geringere Konzentrationslevel, mit dem ein Durchschnittsfahrer am öffentlichen Straßenverkehr teilnimmt.[3]

Die Anforderungen an die Fahrdynamik eines Rennfahrzeuges können in zwei Punkten zusammengefasst werden:[4]

1. Möglichst hohe Quer- und Längsbeschleunigungslimits über die ganze Breite des fahrzeugspezifischen Einsatzspektrums.
2. Ein Fahrverhalten, das es dem Fahrer aufgrund seiner Handling- und Stabilitätseigenschaften erlaubt, sich immer nahe dieser Limits zu bewegen.

2.2 Querdynamische Grundlagen und Kenngrößen

2.2.1 Reifeneigenschaften

Ein sehr wichtiges Element für alle Bereiche der Fahrdynamik ist der Reifen, da dieser in seiner Funktion als Bindeglied sämtliche Kräfte und Momente zwischen Fahrzeug und Fahrbahn überträgt. Der Fokus der vorliegenden Arbeit liegt auf der Querdynamik, weshalb vor allem die Seitenkraft F_{yR} und die Radaufstandskraft F_{zR} von entscheidender Bedeutung sind. Hauptsächlich beeinflusst der Schräglaufwinkel α, wie viel Seitenkraft der Reifen überträgt. Er ist definiert durch die Geschwindigkeitskomponenten des (fiktiven) Aufstandspunktes C in x_R-Richtung v_{Cx} und y_R-Richtung v_{Cy}, siehe Abbildung 2.2, als[5]

$$\tan \alpha = -\frac{v_{Cy}}{v_{Cx}}\,. \tag{2.1}$$

[3] vgl. Mitschke, 2004, S. 647-648.
[4] vgl. Milliken, 1995, S. 11.
[5] vgl. Pacejka, 2012, S. 61-67.

Die in Abbildung 2.2 verwendete Vorzeichenkonvention wird von Mitschke[6] verwendet und ist eine adaptierte Form der ISO Vorzeichenkonvention.[7]

Bei der Formulierung des in Kapitel 2.2.2 beschriebenen Zweiradmodells wird der Zusammenhang zwischen der Seitenkraft und dem Schräglaufwinkel linearisiert und die Steigung der linearisierten Kurve wird Schräglaufsteifigkeit c_α genannt. Für die Definition der Schräglaufsteifigkeit gibt es in der Literatur verschiedene Ansätze: Pacejka[8] verwendet die Steigung der Kurve bei $\alpha = 0$, während Mitschke[9] (wie in Abbildung 2.3 dargestellt) eine geringere Steigung wählt. Dafür wird ein Punkt bei ungefähr 1/3 der maximal übertragbaren Seitenkraft $F_{y\max}$ gewählt. Die für die Schräglaufsteifigkeit maßgebliche Gerade wird dann so in das Diagramm gelegt, dass es bei sehr kleinen Schräglaufwinkeln eine Fläche über der Gerade gibt, die den gleichen Flächeninhalt haben sollte wie die Fläche unter der Gerade bei Schräglaufwinkeln nahe $1/3 \cdot F_{y\max}$.

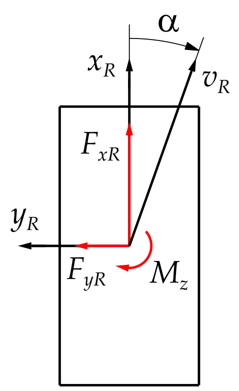


Abbildung 2.2: Kräfte und Momente am Reifen in der Draufsicht

[6] vgl. Mitschke, 2004, S. 30-37.
[7] vgl. Pacejka, 2012, S. 609.
[8] vgl. Pacejka, 2012, S. 2.
[9] vgl. Mitschke, 2004, S. 37.

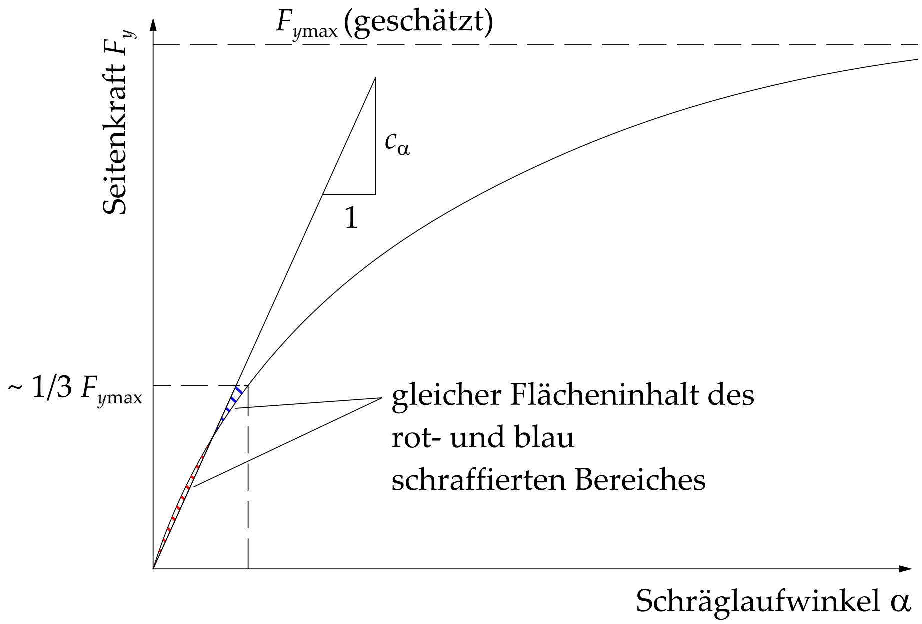


Abbildung 2.3: Seitenkraft-Schräglaufwinkel-Verlauf und Schräglaufsteifigkeit

2.2.2 Lineares Zweiradmodell

Zur Erläuterung der fahrdynamischen Grundlagen der Querdynamik wird in der Literatur[10] [11] das lineare Zweiradmodell verwendet, wobei es durchaus kleine Unterschiede in der Formulierung gibt, auf die in den folgenden Kapiteln noch genauer eingegangen wird. Das beschriebene Zweiradmodell, welches in weiterer Folge als Basis dient, hat zur besseren Verständlichkeit der Thematik einige Vereinfachungen, von denen die wichtigsten zwei wie folgt lauten:

- Der Fahrzeugschwerpunkt liegt auf Fahrbahnhöhe, was dazu führt, dass es zu keiner dynamischen Radlastverschiebung von den kurveninneren zu den kurvenäußeren Rädern kommt. Weiters kommt es zu keinem Wanken.

[10] vgl. Mitschke, 2004, S. 547-556.
[11] vgl. Pacejka, 2012, S. 16-30.

- Die in der Realität nichtlineare Beziehung von Schräglaufwinkel zu Reifenseitenkraft wird linear angenommen und Luftkräfte und -momente vernachlässigt.

Es gilt zu bedenken, dass mit diesen Vereinfachungen nur Betrachtungen unter der Kraftschlussgrenze gültig sind.[12]

Weil mögliche Einflüsse der Achskinematik und der Spurweite, die relativ zum Krümmungsradius der Bahnkurve klein sein sollte, vernachlässigt werden und wie erwähnt keine Radlaständerungen an den Achsen auftreten bzw. über die effektive Achsschräglaufsteifigkeit mitberücksichtigt werden, kann man die vier Räder auf zwei Ersatzräder, die die Achscharakteristik abbilden sollen, zusammenschrumpfen lassen (siehe Abbildung 2.4a). Weiters sind einige Größen zu definieren, die im weiteren Verlauf der Arbeit oft vorkommen:[13]

1. Der Winkel zwischen dem Geschwindigkeitsvektor des Fahrzeugschwerpunktes v_{sp} in Fahrbahnebene und der Fahrzeugmittellinie wird Schwimmwinkel β bezeichnet.
2. Der Gierwinkel ψ ist der Winkel zwischen dem ortsfesten Koordinatensystem x_0, y_0 und der Fahrzeugmittellinie. Vor allem dessen Ableitung, die Gierwinkelgeschwindigkeit $\dot{\psi}$, ist von entscheidender Bedeutung für die Querdynamik.
3. Als Vorderradeinschlagwinkel δ_V des Ersatzrades wird der Winkel zwischen der Vorderradmittellinie und der Fahrzeugmittellinie bezeichnet.

Dabei soll nicht unerwähnt bleiben, dass die Vorderradeinschlagwinkel der beiden Vorderräder realer Fahrzeuge sowie aufwendigerer Fahrzeugmodelle voneinander abweichen. Außerdem gibt es in der Literatur verschiedene Herangehensweisen, wie der Lenkradeinschlagwinkel δ_L in die Formulierung des Zweiradmodells miteinbezogen wird. Mitschke[14] ersetzt den Vorderradeinschlagwinkel δ_V durch den Lenkradeinschlagwinkel δ_L, weil der Fahrer nur das Lenkrad bedient, weshalb das für ihn die relevantere

[12] vgl. Mitschke, 2004, S. 560.
[13] vgl. Mitschke, 2004, S. 548-550.
[14] vgl. Mitschke, 2004, S. 547-556.

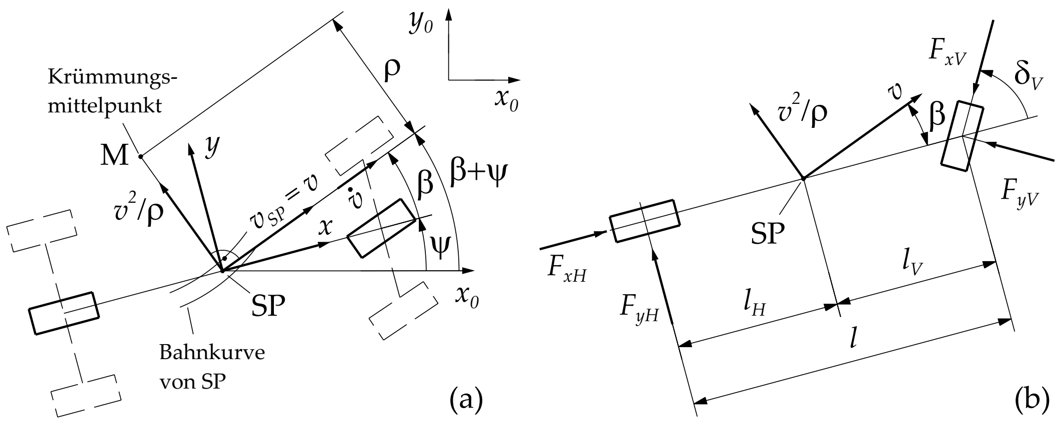


Abbildung 2.4: Kinematische Größen (a) und Kräfte (b) am Zweiradmodell

Kenngröße darstellt. Um δ_V und δ_L miteinander in Beziehung zu bringen, sind Informationen über die Lenkübersetzung i_L, die Lenkungssteifigkeit C_L, den konstruktiven Nachlauf n_K, den Reifennachlauf n_R sowie die Seitenkräfte am linken und rechten Rad F_{yVl} bzw. F_{yVr} nötig. Im Unterschied dazu verzichten Pacejka[15] und Milliken[16] auf die Miteinbeziehung des Lenkradeinschlagwinkels und formulieren das Zweiradmodell nur mit dem Vorderradeinschlagwinkel, wobei jedoch die Lenkungssteifigkeit mitberücksichtigt wird.

Zum Aufstellen des Kräfte- und Momentengleichgewichts fehlt nun noch die Tangentialbeschleunigung $\dot{v}$ und die Normalbeschleunigung v^2/ρ, welche in Richtung des Krümmungsmittelpunktes der Bahnkurve des Schwerpunktes ausgerichtet ist. Der Krümmungsradius der Bahnkurve ρ ist die Distanz vom Fahrzeugschwerpunkt SP zum Krümmungsmittelpunkt M. Auf die Räder wirken die Längskräfte F_{xV} und F_{xH} sowie die Seitenkräfte F_{yV} und F_{yH}. Auf Luftkräfte wird hier im Gegensatz zur Formulierung von Mitschke verzichtet. Als Fahrzeugparameter werden für dieses Modell nur die Fahrzeugmasse m, das Trägheitsmoment um die Hochachse I_z, der Radstand l sowie der Abstand der Radmitte der Vorder- bzw. Hinterachse zum Schwerpunkt l_v bzw. l_h benötigt.[17]

[15] vgl. Pacejka, 2012, S. 16.
[16] vgl. Milliken, 1995, S. 127.
[17] vgl. Mitschke, 2004, S. 548-549.

Schwerpunktsatz in x-Richtung:

$$m\dot{v}\cos\beta - m\frac{v^2}{\rho}\sin\beta = F_{xH} + F_{xV}\cos\delta_V - F_{yV}\sin\delta_V \tag{2.2}$$

Schwerpunktsatz in y-Richtung:

$$m\dot{v}\sin\beta + m\frac{v^2}{\rho}\cos\beta = F_{yH} + F_{xV}\sin\delta_V + F_{yV}\cos\delta_V \tag{2.3}$$

Drallsatz um den Schwerpunkt:

$$I_z\ddot{\psi} = (F_{yV}\cos\delta_V + F_{xV}\sin\delta_V)l_V - F_{yH}l_H \tag{2.4}$$

Nun werden mithilfe der dynamischen Betrachtung weitere wichtige Größen eingeführt, die Krümmung $1/\rho$ ist definiert als

$$\frac{1}{\rho} = \frac{\mathrm{d}(\beta + \psi)}{\mathrm{d}u} \tag{2.5}$$

wie auch aus Abbildung 2.5a ersichtlich. Mit

$$v = \frac{\mathrm{d}u}{\mathrm{d}t} \tag{2.6}$$

eingesetzt in die Normalbeschleunigung ergibt sich

$$\frac{v^2}{\rho} = v^2\frac{\dot{\beta} + \dot{\psi}}{v} = v(\dot{\beta} + \dot{\psi})\,. \tag{2.7}$$

Die Bewegung des Schwerpunktes im ortsfesten Koordinatensystem lässt sich mit Abbildung 2.5a über

$$\begin{aligned} &\mathrm{d}y_0 = \sin(\beta+\psi)\mathrm{d}u\,; \quad \mathrm{d}x_0 = \cos(\beta+\psi)\mathrm{d}u\,; \\ &\frac{\mathrm{d}y_0}{\mathrm{d}u} = \frac{\mathrm{d}y_0}{\mathrm{d}t}\frac{\mathrm{d}t}{\mathrm{d}u} = \sin(\beta+\psi)\;; \quad \frac{\dot{x}_0}{v} = \cos(\beta+\psi) \end{aligned} \tag{2.8}$$

zu

$$y_0 = \int v\sin(\beta+\psi)\mathrm{d}t + const.\,; \quad x_0 = \int v\cos(\beta+\psi)\mathrm{d}t + const. \tag{2.9}$$

formulieren. Mithilfe von Abbildung 2.5b werden die Zusammenhänge zwischen den Schräglaufwinkeln α_V und α_H, dem Schwimmwinkel β und dem Gierwinkel ψ hergestellt, basierend darauf, dass die Geschwindigkeitskomponenten in Fahrzeuglängsrichtung gleich sein müssen.

$$v\cos\beta = v_H\cos\alpha_H\,; \quad v\cos\beta = v_V\cos(\delta_V+\alpha_V) \tag{2.10}$$

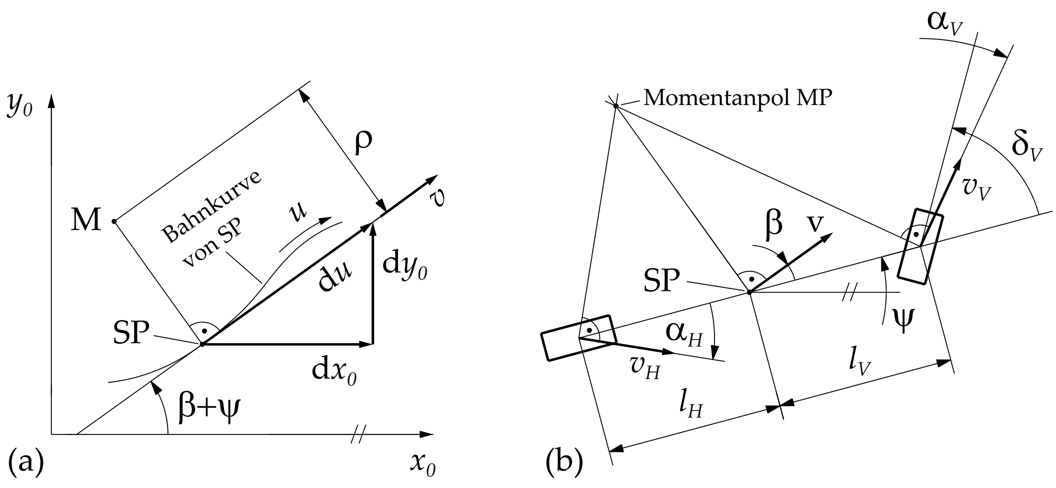


Abbildung 2.5: Bahnkurve (a) und weitere kinematische Größen (b) am Zweiradmodell

Das Gleichungspaar in Querrichtung lässt sich formulieren zu

$$v_H \sin \alpha_H = l_H \dot{\psi} - v \sin \beta\,; \quad v_V \sin(\delta_V - \alpha_V) = l_V \dot{\psi} + v \sin \beta \tag{2.11}$$

und die zwei Gleichungspaare lassen sich wiederum vereinfachen zu[18]

$$\tan \alpha_H = \frac{l_H \dot{\psi} - v \sin \beta}{v \cos \beta}\,; \quad \tan(\delta_V - \alpha_V) = \frac{l_V \dot{\psi} + v \sin \beta}{v \cos \beta}\,. \tag{2.12}$$

Pacejka[19] formuliert das Zweiradmodell grundsätzlich noch einfacher, indem er zusätzlich zu den Schräglaufwinkeln α_V und α_H auch den Vorderradeinschlagwinkel δ_V auf kleine Winkel beschränkt und somit näherungsweise die Vereinfachungen $\cos \alpha \approx 1$ und $\sin \alpha \approx \alpha$ gelten. Auch Mitschke[20] vereinfacht die Zusammenhänge (2.12) für kleine Winkel zu

$$\alpha_V = -\beta + \delta_V - l_V \frac{\dot{\psi}}{v}\,; \quad \alpha_H = -\beta + l_H \frac{\dot{\psi}}{v}\,. \tag{2.13}$$

2.3 Stationäre Kreisfahrt

Ein sehr wichtiges Fahrmanöver, welches auch den ersten standardisierten Testversuch darstellt, ist die Kreisfahrt, welche im Idealfall auf einem bestimmten Radius ρ mit konstanter Fahrgeschwindigkeit v durchgeführt wird und somit stationär ist. Das bedeutet, dass

$$\dot{\beta} = 0; \quad \ddot{\psi} = 0 \tag{2.14}$$

gilt, und im linearen Zweiradmodell, welches auch hier zur Vermittlung der grundlegenden Zusammenhänge dient, nach (2.7) vereinfacht werden kann zu

[18] vgl. Mitschke, 2004, S. 548-554.
[19] vgl. Pacejka, 2012, S. 16-17.
[20] vgl. Mitschke, 2004, S. 554.

$$\frac{v^2}{\rho} = v(\dot{\beta} + \dot{\psi}) = v\dot{\psi} \quad \Rightarrow \quad \dot{\psi} = \frac{v}{\rho}. \tag{2.15}$$

Bei Messungen erweist es sich allerdings als praktikabel, eine Eingangsgröße kontinuierlich zu variieren. Damit wird das Fahrmanöver quasistationär, wobei die Eingangsgröße möglichst langsam variiert wird, um die Abweichungen zum stationären Fall vernachlässigbar klein zu halten. Bei realen Fahrversuchen muss dabei besonderes Augenmerk auf die steigenden Reifentemperaturen gelegt werden, weil diese Einfluss auf die maximal übertragbaren Reifenkräfte haben und somit die Ergebnisse verfälschen können. Daher muss ein guter Kompromiss gefunden werden, was die Dauer des Fahrversuches betrifft. Im Zuge der Simulation können entweder die stationären oder die quasistationären Lösungen ermittelt werden.

Die stationäre Kreisfahrt ist in der ISO 4138 genormt, in der zwischen drei Varianten der Fahrmanöverdurchführung unterschieden wird:[21]

1. Bei konstantem Krümmungsradius ρ wird die Fahrgeschwindigkeit v gesteigert.
2. Bei konstanter Fahrgeschwindigkeit v wird der Lenkradeinschlagwinkel δ_L erhöht.
3. Bei konstantem Lenkradwinkel wird die Fahrgeschwindigkeit v erhöht.

In dieser Arbeit wird die erste Variante gewählt, die Fahrgeschwindigkeit wird über eine Simulationszeit von 120 s langsam gesteigert, bis das Fahrzeug der vorgegebenen Trajektorie nicht mehr folgen kann. Die Kenngrößen für die Auswertung werden nacheinander zuerst theoretisch, meist mithilfe des Zweiradmodells, erklärt und im Anschluss werden erste Simulationsergebnisse des Formula Student Fahrzeuges gezeigt. Um die Simulationsergebnisse validieren zu können, wurde ein Kreisradius von ρ = 50 m gewählt, damit die Suche nach einem ausreichend großen Testplatz nicht zu schwierig wird. Weiters werden auch die Messergebnisse von einem frontangetriebenen Pkw aus der Literatur[22] mit einer Fahrzeugmasse von rund 1000 kg hinzugefügt. Diese Messergebnisse wurden auf trockener Fahrbahn mit einem Kreisradius von ρ = 100 m durchgeführt.

[21] vgl. Diermeyer, 2008, S. 11.
[22] vgl. Mitschke, 2004, S. 556-583.

2.3.1 Lenkradeinschlagwinkel

Wird die Fahrgeschwindigkeit beim Befahren des Kreises gesteigert, so verhält sich der Lenkradeinschlagwinkel über die Normalbeschleunigung aufgetragen beim linearen Zweiradmodell linear. Es wird im Folgenden angenommen, dass das Lenksystem starr ist und ein linearer Zusammenhang zwischen dem Lenkradeinschlagwinkel und dem Vorderradeinschlagwinkel besteht. Die meisten Fahrzeuge erfordern bei steigender Normalbeschleunigung, dass der Fahrer den Lenkradeinschlagwinkel vergrößert, was untersteuerndes Fahrverhalten bezeichnet wird. Wenn der Lenkradeinschlagwinkel über den Bereich der Normalbeschleunigung konstant bleibt, ist das ein Grenzfall und man spricht von neutralem Fahrverhalten. Die dritte Möglichkeit ist, dass der Fahrer den Lenkwinkel reduzieren muss, desto schneller er fährt, dann übersteuert das Fahrzeug. Führt das dazu, dass der Lenkradeinschlagwinkel ab einer gewissen Fahrgeschwindigkeit das Vorzeichen ändert, nennt man diese die kritische Fahrgeschwindigkeit v_{krit}. Es wird in Kapitel 2.3.2 mit der Differentialgleichung zweiter Ordnung für die stationäre Kreisfahrt gezeigt, dass die stationäre Bewegung des Fahrzeuges instabil wird, sobald v_{krit} überschritten wird.

Die lineare Steigung des Lenkradeinschlagwinkels über die Normalbeschleunigung wird in der Literatur durch verschiedene Kenngrößen beschrieben, deren Aussagen aber sehr ähnlich sind. Mitschke[23] spricht vom Lenkwinkelgradient, Unter/Übersteuergradient, Eigenlenkkoeffizient sowie von der Lenkempfindlichkeit. Pacejka[24] beschreibt ebenfalls den Untersteuergradienten η und definiert ihn sehr anschaulich für das Zweiradmodell, weshalb im Folgenden darauf eingegangen wird. Da für die Krümmung (2.5) im stationären Fahrzustand

$$\frac{1}{\rho} = \frac{\dot{\psi}}{v} \approx \frac{\dot{\psi}}{v\cos\beta} \tag{2.16}$$

gilt, wobei die Fahrgeschwindigkeit v näherungsweise mit deren Geschwindigkeitsvektor entlang der Fahrzeuglängsachse $v\cos\beta$ gleichgesetzt wird.

[23] vgl. Mitschke, 2004, S. 570-571.
[24] vgl. Pacejka, 2012, S. 24-26.

Weiters wird die Differentialgleichung zweiter Ordnung für die Gierwinkelgeschwindigkeit $\dot{\psi}$ benötigt, welche, wie in der Literatur[25] mit vollständiger Herleitung zu lesen, auf die allgemeine Form

$$\begin{aligned} & I_z m v \cos\beta \dddot{\psi} + [I_z(c_{\alpha V} + c_{\alpha H}) + m(l_V^2 c_{\alpha V} + l_H^2 c_{\alpha H})]\ddot{\psi} \\ & + \frac{1}{u}[c_{\alpha V} c_{\alpha H} l^2 - m v^2 (l_V c_{\alpha V} - l_H c_{\alpha H})]\dot{\psi} = m v l_V c_{\alpha V} \frac{\dot{\delta}_L}{i_L} + c_{\alpha V} c_{\alpha H} l \frac{\delta_L}{i_L} \end{aligned} \tag{2.17}$$

gebracht wird. Da im Zuge der stationären Kreisfahrt die Gierwinkelgeschwindigkeit und der Vorderradeinschlagwinkel konstant sind, sind deren Ableitungen null und es ergibt sich aus (2.16) und (2.17)

$$\frac{1}{\rho} = \frac{\delta_L}{i_L} \frac{c_{\alpha V} c_{\alpha H} l}{c_{\alpha V} c_{\alpha H} l^2 - m v^2 (l_V c_{\alpha V} - l_H c_{\alpha H})} \, . \tag{2.18}$$

Durch Umformen wird deutlich, von welchen Größen die Charakterisierung in untersteuerndes, neutrales oder übersteuerndes Fahrverhalten beim linearen Zweiradmodell abhängt, wenn bei gegebenem Krümmungsradius der Vorderradeinschlagwinkel sich aus

$$\delta_L = \frac{i_L}{\rho} \left(l - m v^2 \frac{l_V c_{\alpha V} - l_H c_{\alpha H}}{c_{\alpha V} c_{\alpha H} l} \right) \tag{2.19}$$

ergibt. Jetzt kann der Untersteuergradient η definiert werden zu

$$\eta = -\frac{mg}{l} \frac{l_V c_{\alpha V} - l_H c_{\alpha H}}{c_{\alpha V} c_{\alpha H}} \tag{2.20}$$

und Abbildung 2.6 zeigt klar, was Über- und Untersteuern bedeutet und was das Vorzeichen des Untersteuergradienten aussagt. Man kann (2.19) nun besser veranschaulichen mit

[25] vgl. Pacejka, 2012, S. 23-24.

$$\delta_L = \frac{i_L l}{\rho}\left(1 + \eta \frac{v^2}{gl}\right). \tag{2.21}$$

Bei übersteuernden Fahrzeugen ($\eta < 0$) gibt es, wie zuvor schon kurz erwähnt, die kritische Fahrgeschwindigkeit v_{krit}, bei deren Überschreitung sich das Vorzeichen des Lenkwinkels ändert, unabhängig vom Krümmungsradius. Sie ergibt sich aus dem Klammerausdruck von (2.21) durch

$$\left(1 + \eta \frac{v^2}{gl}\right) = 0 \quad \Rightarrow \quad v_{krit} = \sqrt{\frac{gl}{-\eta}}. \tag{2.22}$$

Äquivalent dazu haben auch untersteuernde Fahrzeuge ($\eta > 0$) eine Kenngröße, die als charakteristische Fahrgeschwindigkeit v_{ch} bezeichnet wird. Wird diese Geschwindigkeit gefahren, muss der Lenkwinkel doppelt so groß sein, um auf dem gewählten Kurvenradius zu bleiben verglichen mit dem benötigten Lenkwinkel, wenn die Geschwindigkeit gegen null geht.

$$\left(1 + \eta \frac{v^2}{gl}\right) = 2 \quad \Rightarrow \quad v_{ch} = \sqrt{\frac{gl}{\eta}}. \tag{2.23}$$

Am besten kann man die Zusammenhänge verstehen, wenn man die vorderen und hinteren Radaufstandskräfte F_{zV} und F_{zH}, welche durch

$$F_{zV} = mg\frac{l_H}{l}; \quad F_{zH} = mg\frac{l_V}{l} \tag{2.24}$$

beschrieben werden, in (2.20)

$$\eta = \frac{F_{zV}}{c_{\alpha V}} - \frac{F_{zH}}{c_{\alpha H}} \tag{2.25}$$

einsetzt. Es wird jetzt deutlich, dass bei Betrachtung des linearen Zweiradmodell ein untersteuerndes bzw. übersteuerndes Fahrverhalten einerseits

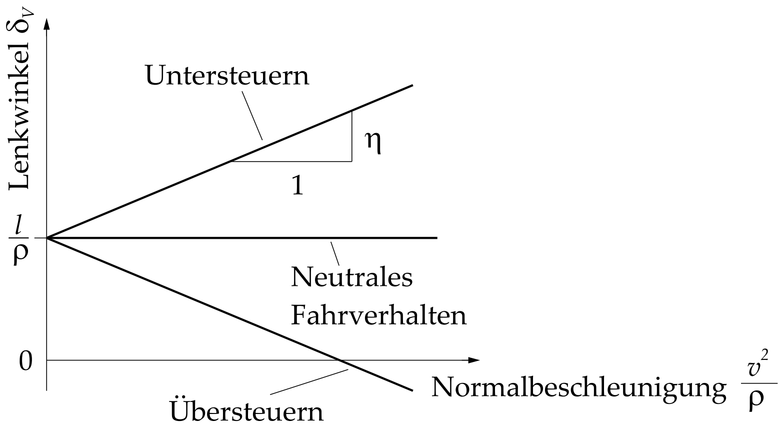


Abbildung 2.6: Untersteuergradient

von der Gewichtsverteilung, andererseits vom Verhältnis der Achsschräglaufsteifigkeiten vorne und hinten abhängt.[26] [27]

Das soeben erörterte Fahrverhalten im linearen Bereich, also bei relativ geringen Normalbeschleunigungen, kann sich vom Fahrverhalten nahe der maximal möglichen Normalbeschleunigung recht deutlich unterscheiden.

Die Ergebnisse der Simulation mit den Parametern des Formula Student Fahrzeuges, auf welche in Kapitel 3 genauer eingegangen wird, dienen in Abbildung 2.7 als Beispiel für einen Lenkwinkelverlauf über den linearen Bereich hinaus. Auffällig ist hier, dass sich der Lenkradeinschlagwinkel über einen weiten Bereich der Querbeschleunigung nur geringfügig ändert. Vergleicht man mit den Messergebnissen von frontangetriebenen Straßenfahrzeugen aus der Literatur[28] in Abbildung 2.8, ist ein deutlicher Unterschied erkennbar, der sich durch die Kenngröße des Untersteuergradienten beschreiben lässt. Für das lineare Zweiradmodell wurde er in (2.20) formuliert, allgemein wird für die Kreisfahrt

$$\eta_{\rho=const.} = \frac{1}{i_L} \frac{\mathrm{d}\delta_L}{\mathrm{d}(v^2/\rho)} \tag{2.26}$$

[26] vgl. Pacejka, 2012, S. 22-26.
[27] vgl. Mitschke, 2004, S. 560-569.
[28] vgl. Mitschke, 2004, S. 565.

geschrieben, wobei sich der Untersteuergradient im Gegensatz zum linearen Zweiradmodell üblicherweise mit der Normalbeschleunigung ändert.

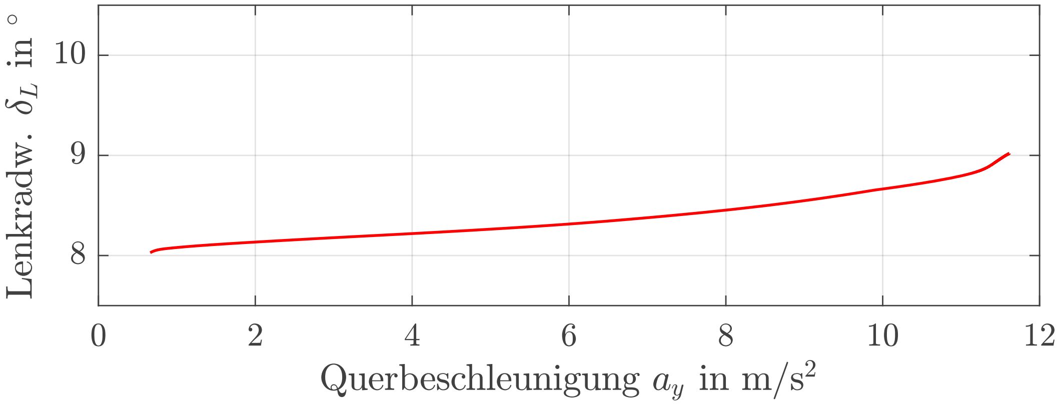


Abbildung 2.7: Simulationsergebnisse des Lenkradwinkel-Querbeschleunigungs-Verlaufes

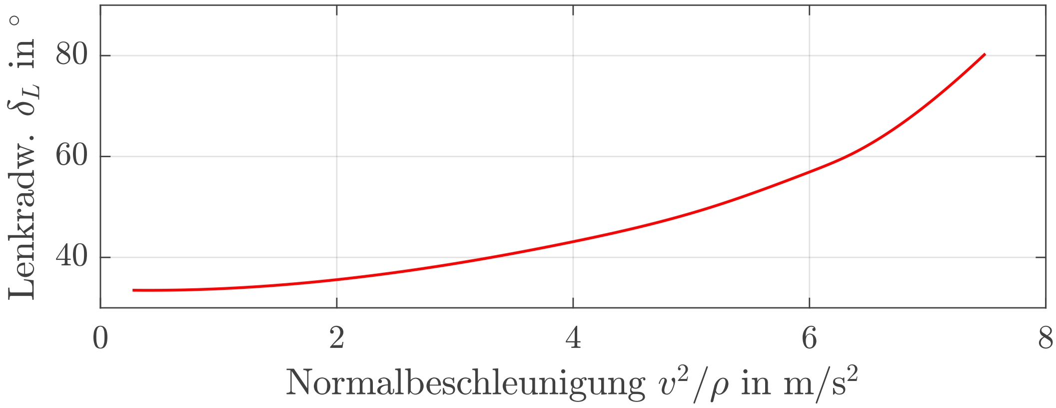


Abbildung 2.8: Messergebnisse für frontangetriebenen PKW

Begründet kann der Unterschied einerseits dadurch sein, dass das Lenksystem in der Simulation starr modelliert ist, während der Lenkradeinschlagwinkel bei dem gemessenen Straßenfahrzeug aufgrund der vorhandenen Elastizitäten in der Lenkung verhältnismäßig mehr ansteigt als der Vorderradeinschlagwinkel.[29]

[29] vgl. Mitschke, 2004, S. 550-576.

Für Rennfahrzeuge ist das Optimierungsziel eine möglichst hohe Normalbeschleunigung, wenn die Ergebnisse der stationären Kreisfahrt als einziges Kriterium herangezogen werden. Das wird erreicht, indem die Kraftschlusspotentiale aller Reifen so gut wie möglich genutzt werden und das Ideal angestrebt wird, dass alle Reifen gleichzeitig die maximalen Seitenkräfte übertragen.

2.3.2 Stabilität

Die Stabilität für die stationäre Kreisfahrt kann mit (2.17) untersucht werden. Durch Einführen der Konstanten a_0, a_1, a_2 und b_1 und weil aufgrund des konstanten Lenkwinkels $\dot{\delta} = 0$ gilt, kann man vereinfachen zu

$$a_0 \dddot{\psi} + a_1 \ddot{\psi} + a_2 \dot{\psi} = b_1 \delta \,. \tag{2.27}$$

Die stationäre Bewegung des Systems ist stabil, wenn alle Koeffizienten a_i der Differentialgleichung positiv sind. Negativ kann aber nur Koeffizient a_2 werden, was mit einer divergenten Instabilität gleichzusetzen ist, also einem Eindrehen des Fahrzeuges ohne Oszillationen. Die Stabilitätsbedingung lautet also

$$a_2 = c_{\alpha V} c_{\alpha H} l^2 \left(1 + \eta \frac{v^2}{gl}\right) = c_{\alpha V} c_{\alpha H} l^2 \left(\frac{\delta}{l/\rho}\right)_{stat} > 0 \tag{2.28}$$

und damit sieht man, dass ein übersteuerndes Fahrzeug instabil wird, sobald es die kritische Fahrgeschwindigkeit v_{krit} (2.22) überschreitet, wie bereits in Kapitel 2.3.1 erwähnt. Dabei ist aber wichtig, darauf hinzuweisen, dass die beschriebene Stabilitätsuntersuchung ausschließlich für die stationäre Kreisfahrt gültig ist. Im Beschleunigungs- und Bremsfall würden sich die Radaufstandskräfte F_{zV} und F_{zH} ändern und auch die Schräglaufsteifigkeiten c_{α_V} und c_{α_H} würden durch die Änderung der Radaufstandskräfte und Umfangskräfte beeinflusst werden.[30]

[30] vgl. Pacejka, 2012, S. 28.

2.3.3 Schwimmwinkel

Der Schwimmwinkel β, dargestellt in Abbildung 2.4a, wird im linearen Zweiradmodell beschrieben mit

$$\beta = \frac{l_H}{\rho} - \frac{m l_V}{c_{\alpha H} l} \frac{v^2}{\rho} = \beta_0 - \frac{F_{zH}}{c_{\alpha H}} \frac{v^2}{\rho g} \tag{2.29}$$

und ist bei $v^2/\rho = 0$ zunächst positiv definiert mit β_0. Bei steigender Normalbeschleunigung wird der Schwimmwinkel zunächst null und wird dann negativ, siehe Abbildung 2.9. Wichtig ist, dass die Abnahme des Schwimmwinkels beim linearen Zweiradmodell bei steigender Normalbeschleunigung damit nur von der bezogenen Seitensteifigkeit $c_{\alpha H}/F_{zH}$ der Hinterachse abhängt (siehe (2.29)) und die Eigenschaften der Vorderachse keinen Einfluss darauf haben. Das zeigt auch das Aufstellen des Sinussatzes für das linke Dreieck in Abbildung 2.10 mit der Näherung für kleine Winkel zu

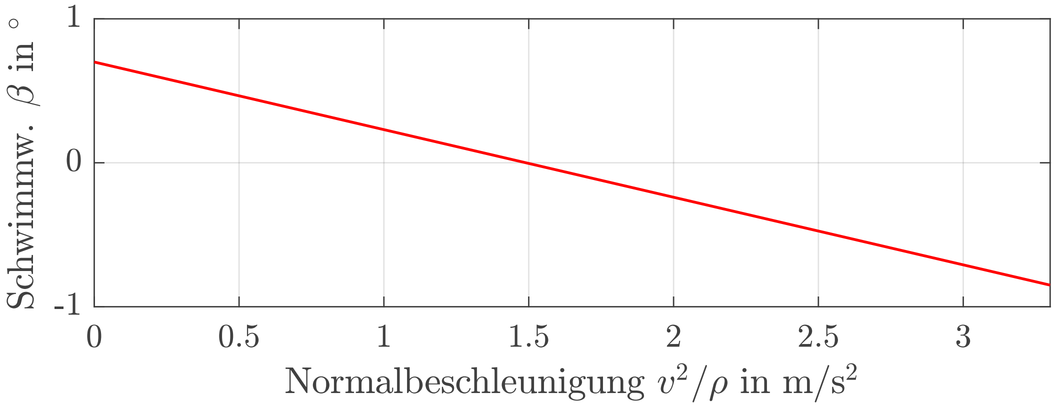


Abbildung 2.9: Schwimmwinkel-Verlauf im Zweiradmodell

$$\rho = l_H \frac{\sin(90° - \alpha_H)}{\sin(\alpha_H + \beta)} \approx \frac{l_H}{\alpha_H + \beta} \tag{2.30}$$

und umgeformt kommt man auf

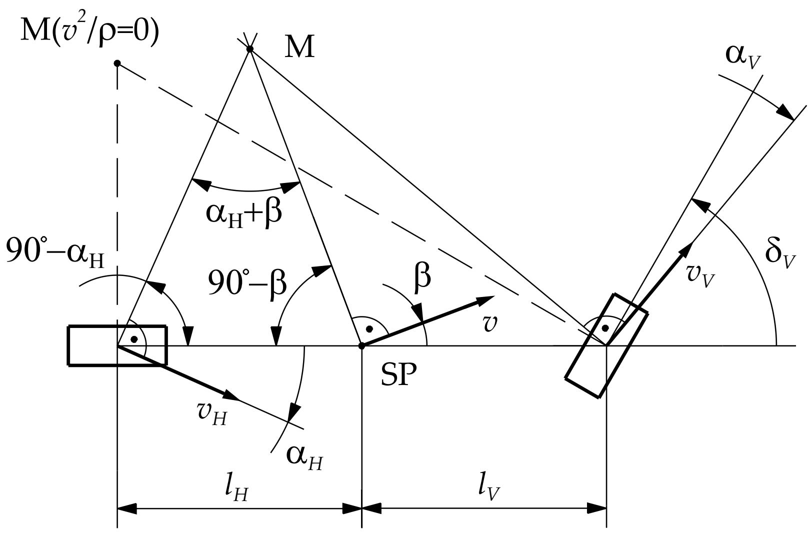


Abbildung 2.10: Schema des Zweiradmodells zur Ermittlung der Winkelbeziehungen

$$\beta = \frac{l_H}{\rho} - \alpha_H = \beta_0 - \alpha_H \tag{2.31}$$

was zeigt, dass der Schwimmwinkel des Zweiradmodells im linearen Bereich nur vom hinteren Schräglaufwinkel abhängt.[31]

Exemplarische Schwimmwinkel-Verläufe zeigen die Versuchsergebnisse für den frontangetriebenen PKW in Abbildung 2.11 und die Simulationsergebnisse in Abbildung 2.12.

[31]vgl. Mitschke, 2004, S. 562-567.

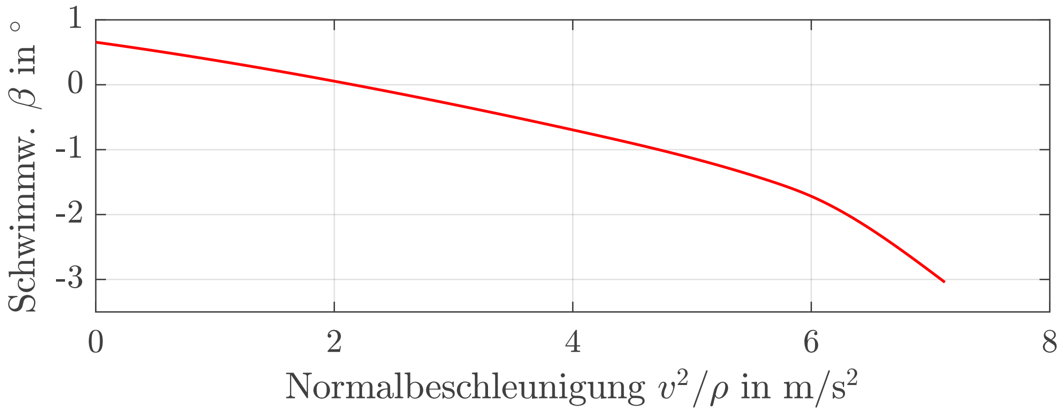


Abbildung 2.11: Messergebnisse für frontangetriebenen PKW

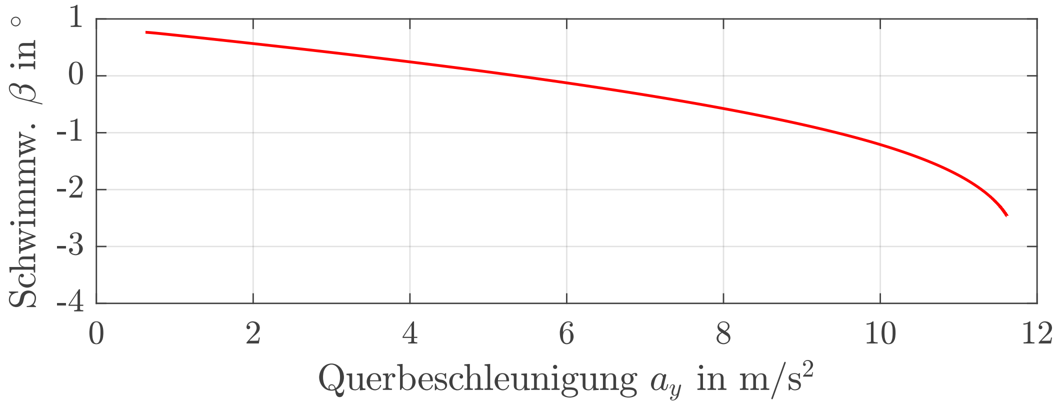


Abbildung 2.12: Simulationsergebnisse v. Schwimmwinkel-Querbeschleunigungs-Verlauf

2.3.4 Kreisfahrtwerte

Unter Kreisfahrtwerten versteht man bezogene Größen, die sich meist auf den Lenkradeinschlagwinkel δ_L beziehen und nur von der Fahrgeschwindigkeit v abhängen, nicht aber vom Krümmungsradius ρ. Die vorliegende Arbeit wird sich mit den zwei für das Thema relevantesten Kreisfahrtwerten auseinandersetzen:

1. $\dot{\psi}/\delta_L$ ist der am meisten verwendete Kreisfahrtwert und wird für das lineare Zweiradmodell beschrieben durch

$$\frac{\dot{\psi}}{\delta_L} = \frac{1}{i_L l} \frac{v}{1 + (v/v_{ch})^2} \,. \tag{2.32}$$

2. β/δ_L wird ebenfalls im weiteren Verlauf mit Messdaten verglichen und beruht für das Zweiradmodell auf der Beziehung

$$\frac{\beta}{\delta_L} = \frac{l_H}{i_L l} \frac{1 - \frac{m l_V}{c_{\alpha H} l_H l} v^2}{1 + (v/v_{ch})^2} \,. \tag{2.33}$$

Die charakteristische und die kritische Fahrgeschwindigkeit stehen auch in Zusammenhang mit dem Kreisfahrtwert Gierwinkelgeschwindigkeit $\dot{\psi}$ zu Lenkradeinschlagwinkel δ_L, wie Abbildung 2.13 zeigt. Bei einem übersteuernden Fahrzeug wird $\dot{\psi}/\delta_L$ bei der kritischen Fahrgeschwindigkeit unendlich, währenddessen dieser Kreisfahrtwert im Falle eines untersteuernden Fahrverhaltens bei der charakteristischen Fahrgeschwindigkeit sein Maximum hat. Daher kann die Kurve auch einigermaßen schnell skizziert werden, da sich der Maximalwert zu $v_{ch}/2 i_L l$ ergibt und die Anfangssteigung auch bekannt ist, siehe Abbildung 2.13.

Der zweite Kreisfahrtwert Schwimmwinkel β zu Lenkradeinschlagwinkel δ_L hat bei der gleichen Fahrgeschwindigkeit einen Vorzeichenwechsel wie der Schwimmwinkelverlauf und nähert sich im linearen Zweiradmodell mit zunehmender Fahrgeschwindigkeit einer Asymptote, deren Wert gemäß der Beziehung

$$\left(\frac{\beta}{\delta_L}\right)_{Asymptote} = -\frac{1}{i_L} \frac{c_{\alpha V} l_V}{c_{\alpha H} l_H - c_{\alpha V} l_V} \tag{2.34}$$

ermittelt werden kann.[32] Die Messwerte für den frontangetriebenen PKW sind in Abbildung 2.15b dargestellt, die Simulationsergebnisse für das Formula Student Fahrzeug zeigt Abbildung 2.15c.

[32] vgl. Mitschke, 2004, S. 563-569.

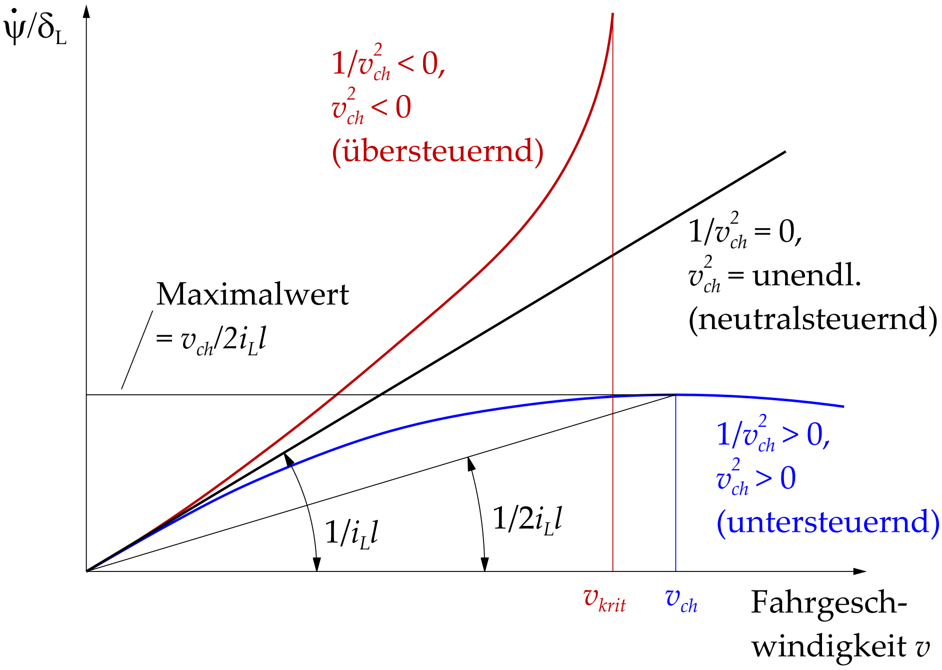


Abbildung 2.13: Schematischer Kreisfahrtwert $\dot{\psi}/\delta_L$ Verlauf

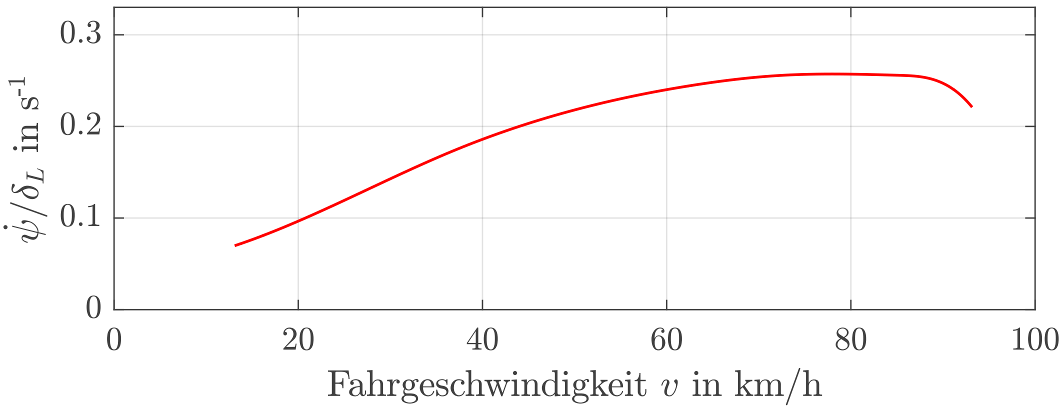
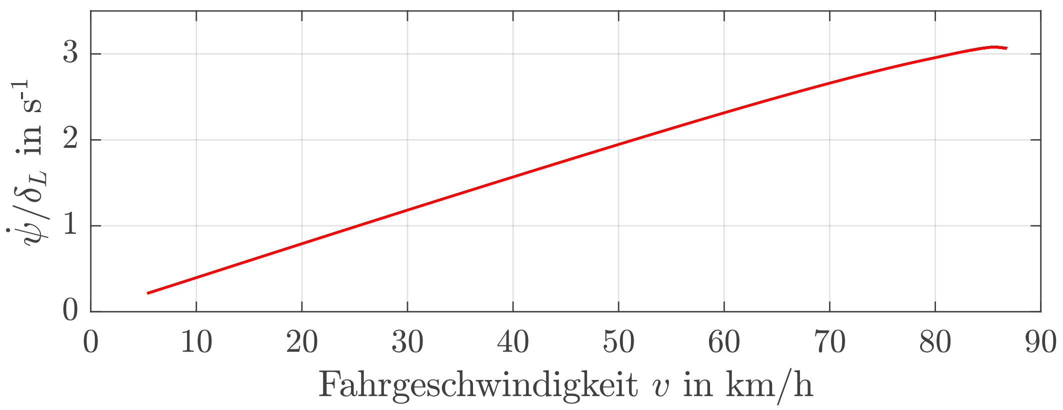
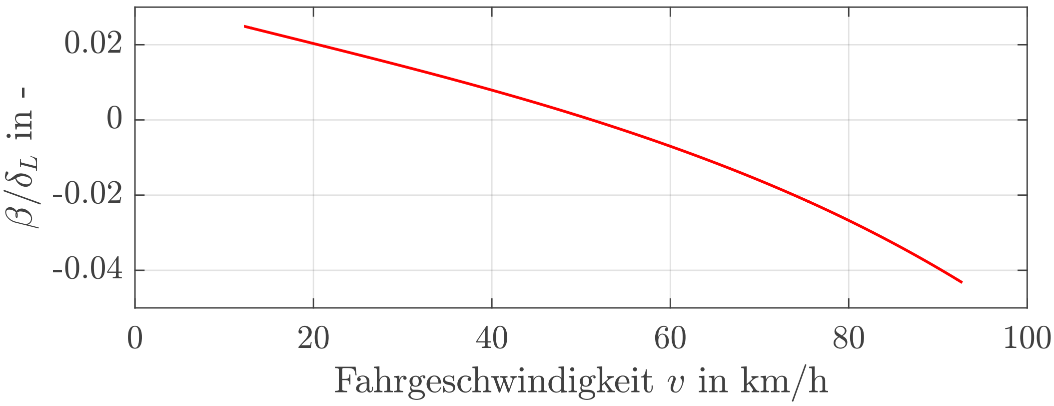


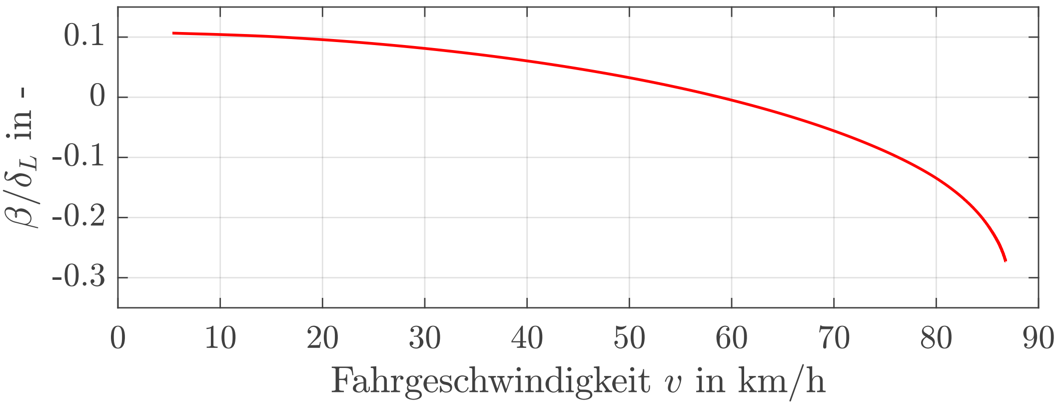
Abbildung 2.14: Messergebnisse für frontangetriebenen PKW



(a) Simulationsergebnisse des Kreisfahrtwertes $\dot{\psi}/\delta_L$



(b) Messergebnisse für frontangetriebenen PKW



(c) Simulationsergebnisse des Kreisfahrtwertes β/δ_L

Abbildung 2.15: Simulations- und Messergebnisse für die Kreisfahrtwerte

2.4 MRA Momenten Methode

Bei der MRA Momenten Methode (MMM) geht es um die global auf das Fahrzeug wirkenden Kräfte und Momente, welche analysiert werden, um eine Aussage über die Fahrzeugeigenschaften Stabilität, „Control" (wie Milliken es bezeichnet) und Handling zu bekommen. Grundsätzlich ist die Durchführung des Fahrversuches bzw. der Simulation stationär, im Gegensatz zu den zwei Fahrmanövern, die in den folgenden Kapiteln beschrieben werden. Ergebnis dieser Simulation ist das sogenannte MMM-Diagramm, worauf im Folgenden noch näher eingegangen wird. Das Interessante ist, dass sich aus diesem Diagramm auch Rückschlüsse auf das dynamische Fahrverhalten machen lassen. Erreicht wird das dadurch, dass dem Fahrzeugmodell Freiheitsgrade genommen werden, indem eine Einspannung des Fahrzeuges vorgenommen wird, die so aussehen kann wie in Abbildung 2.16[33] dargestellt.

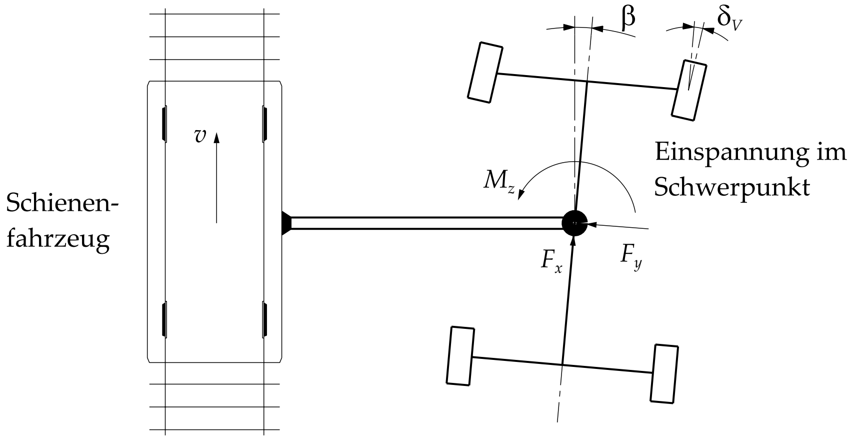


Abbildung 2.16: Realisierungsmöglichkeit für die Einspannung des Fahrzeuges

[33]vgl. Milliken, 1995, S. 299-303.

Durch die Einspannung des Fahrzeuges wird es möglich, zwei Parameter unabhängig voneinander zu variieren, um einen stationären Zustand zu erhalten:

1. Lenkradeinschlagwinkel δ_L
2. Schwimmwinkel β

Die Einspannung erfolgt im Idealfall direkt im Schwerpunkt und sperrt dort die translatorischen Freiheitsgrade in x- und y-Richtung und den rotatorischen Freiheitsgrad um die z-Achse. Das bewirkt, dass das Fahrzeug frei rollen (Rotation um die x-Achse), nicken (Rotation um die y-Achse) und Ein- und Ausfedern (Translation in z-Richtung) kann. Nur so kann gewährleistet werden, dass sich die Radaufstandskräfte wie im realen Fahrbetrieb aus dem Fahrzeuggewicht und den dynamischen Radlastverschiebungen ergeben (mit Ausnahme der aerodynamischen Kräfte, die in dieser Arbeit nicht berücksichtigt werden).

Die Variation des Schwimm- und Lenkwinkels führt in der Einspannung zu Auflagerreaktionen (siehe Abbildung 2.17), die im realen Fahrbetrieb eine translatorische Beschleunigung oder eine Winkelbeschleunigung auf das Fahrzeug ausüben würden. Die relevantesten Auflagerreaktionen sind die Kraft in y-Richtung F_y (auch Querkraft genannt) und das Moment um die z-Achse M_z (wird als Giermoment bezeichnet). Deswegen bereitet die Literatur[34] die Ergebnisse der MRA Momenten Methode in einem Diagramm auf, bei dem diese zwei Auflagerreaktionen wie in Abbildung 2.18 die zwei Achsen darstellen. Allerdings werden im Diagramm Koeffizienten verwendet, um mehr Aussagekraft und eine bessere Vergleichbarkeit verschiedener Fahrzeugkonzepte zu erreichen. Einerseits sind das der Querkraftkoeffizient A_Y, der zur Querbeschleunigung a_y proportional ist, andererseits der Giermomentenkoeffizient C_N:

$$A_Y = \frac{F_y}{mg}\,; \quad C_N = \frac{M_z}{mgl} \tag{2.35}$$

[34] vgl. Milliken, 1995, S. 293-306.

Um den Aufbau des Diagramms zu erklären, werden vorerst nur drei Linien in Abbildung (2.18) gezeigt, die Folgendes darstellen:

1. Wenn der Schwimmwinkel konstant bei $\beta = 0°$ gehalten wird und die Vorderräder zunehmend nach rechts gelenkt werden (Abbildung 2.17(a)), ergibt sich dadurch eine Querkraft, die ein Giermoment um den Schwerpunkt erzeugt. Daraus folgt die Kurve (a), die in der Literatur[35] „Front construction line" bezeichnet wird. Die Koeffizienten A_Y und C_N steigen so lange an, bis eine Sättigung der Achsseitenkräfte eintritt, dann nehmen sie bei weiterer Vergrößerung des Lenkwinkels wieder ab. Die „front construction line" kann man sich vorstellen als die verfügbare Querkraft bzw. das verfügbare Giermoment, wenn bei Geradeausfahrt ($\beta = 0°$) ein sehr schneller Lenkwinkelsprung ausgeführt wird.
2. Hält man den Lenkwinkel bei $\delta_L = 0°$ fest und variiert stattdessen den Schwimmwinkel, dass das Fahrzeug mehr und mehr nach rechts zeigt (Abbildung 2.17(b)), bauen sowohl die Vorder- als auch die Hinterreifen Seitenkräfte auf, welche die Kurve (b) nahe der x-Achse im Diagramm erzeugen. Die Steigung der Kurve (b) im Punkt $A_Y = 0$ und $C_N = 0$ wird von Milliken als „directional stability" bezeichnet und ist ein Maß dafür, wie ein Fahrzeug auf eine Störung der Querbeschleunigung a_y reagiert.
3. Äquivalent zur „Front construction line" wird Kurve (c), die „Rear construction line", gebildet, indem ausschließlich die Hinterräder die Querkraft und das Giermoment aufbauen. Das wird bewerkstelligt, indem der Schwimmwinkel variiert wird und der Lenkradeinschlagwinkel so gewählt wird, dass die Summe der Seitenkräfte der Vorderräder null ist (Abbildung 2.17(c)). Im Gegensatz zu den Kurven (a) und (b) existiert die Rear construction line im fertigen MMM-Diagramm in Abbildung 2.19 nicht, sie dient lediglich zur Erläuterung des Diagramms.

Das MMM-Diagramm für das Simulationsmodell nach Kapitel 3 ist in Abbildung 2.19 dargestellt und zeigt das Fahrzeugverhalten über den kompletten Einsatzbereich. Das Antriebsmoment an den Hinterrädern wird so gewählt,

[35] vgl. Milliken, 1995, S. 301-306.

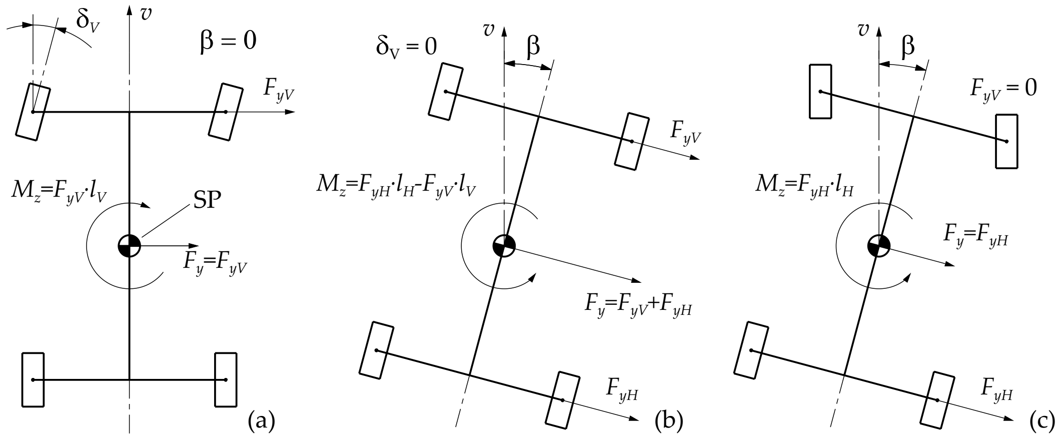


Abbildung 2.17: Kräfte und Momente auf das eingespannte Fahrzeug

dass die durch die Fahrwiderstände wirkende Auflagerkraft in x-Richtung sehr klein sind. Dadurch wird eine Verteilung der Radaufstandskräfte für eine konstante Fahrgeschwindigkeit erreicht. Im MMM-Diagramm wird deutlich, dass es im Bereich der maximalen Querbeschleunigung nicht mehr möglich ist, viel Giermoment aufzubauen.

Was die fahrdynamisch relevanten Bereiche im MMM-Diagramm betrifft, so bewegt sich ein Rennfahrzeug für den Rundstreckeneinsatz immer sehr nahe der x-Achse im Diagramm, weil der Krümmungsradius ρ für übliche Streckencharakteristika selten kleiner als 30 Meter ist. Das bedeutet, dass aufgrund der relativ großen Krümmungsradien nur eine relativ geringe maximale Giergeschwindigkeit $\dot{\psi}$ erreicht wird. In der Literatur[36] wird dargelegt, dass ein guter Rundstreckenfahrer immer bemüht ist, seine Trajektorie so zu wählen, dass er die Gierbeschleunigung klein hält, um das maximale Kraftschlusspotential seiner Reifen für möglichst hohe Längs- und Querbeschleunigungen zu nutzen, anstatt es für ein unnötig hohes Giermoment zu verwenden.

Im Unterschied dazu operieren Rallyefahrzeuge in einem wesentlich weitläufigeren Bereich im MMM-Diagramm, weil dies durch die Streckencharakteristik gefordert wird. Spitzkehren mit Krümmungsradien von teilweise unter vier Metern werden am schnellsten durchfahren, indem am

[36] vgl. Milliken, 1995, S. 312-313.

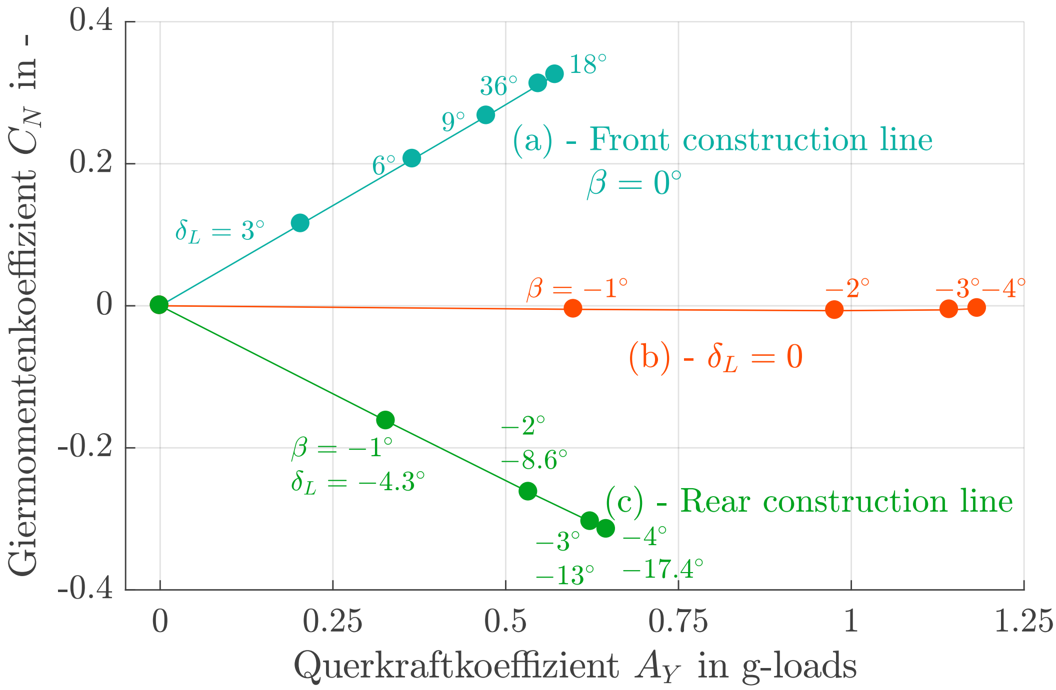


Abbildung 2.18: Aufbau des MMM-Diagramms

Kurveneingang die Vorderräder eingelenkt und die Hinterräder blockiert werden. Dadurch wird erreicht, dass die Hinterachse weniger Seitenkräfte übertragen kann und die Seitenkräfte der Vorderachse ein relativ großes Giermoment bewirken. Ein in hohem Maße negativer Schwimmwinkel ist die Folge. Er wird am Kurvenausgang teilweise auch durch Gegenlenken und ein damit verbundenes hohes Giermoment mit verändertem Vorzeichen wieder reduziert. Das zeigt, dass es bei Rallyefahrzeugen im Unterschied zu Rundstreckenfahrzeugen wichtig ist, eine hohe Gierwinkelbeschleunigung $\ddot{\psi}$ zu erreichen, um die Kurven mit kleinen Krümmungsradien schnell durchfahren zu können. Es ist also wichtig, den Einsatzzweck eines Rennfahrzeuges zu berücksichtigen, wenn dessen Fahrdynamik mit Hilfe des MMM-Diagrammes analysiert und optimiert werden soll.[37]

Milliken[38] beschreibt im Zusammenhang mit dem MMM-Diagramm auch

[37] vgl. Milliken, 1995, S. 312-313.
[38] vgl. Milliken, 1995, S. 313-317.

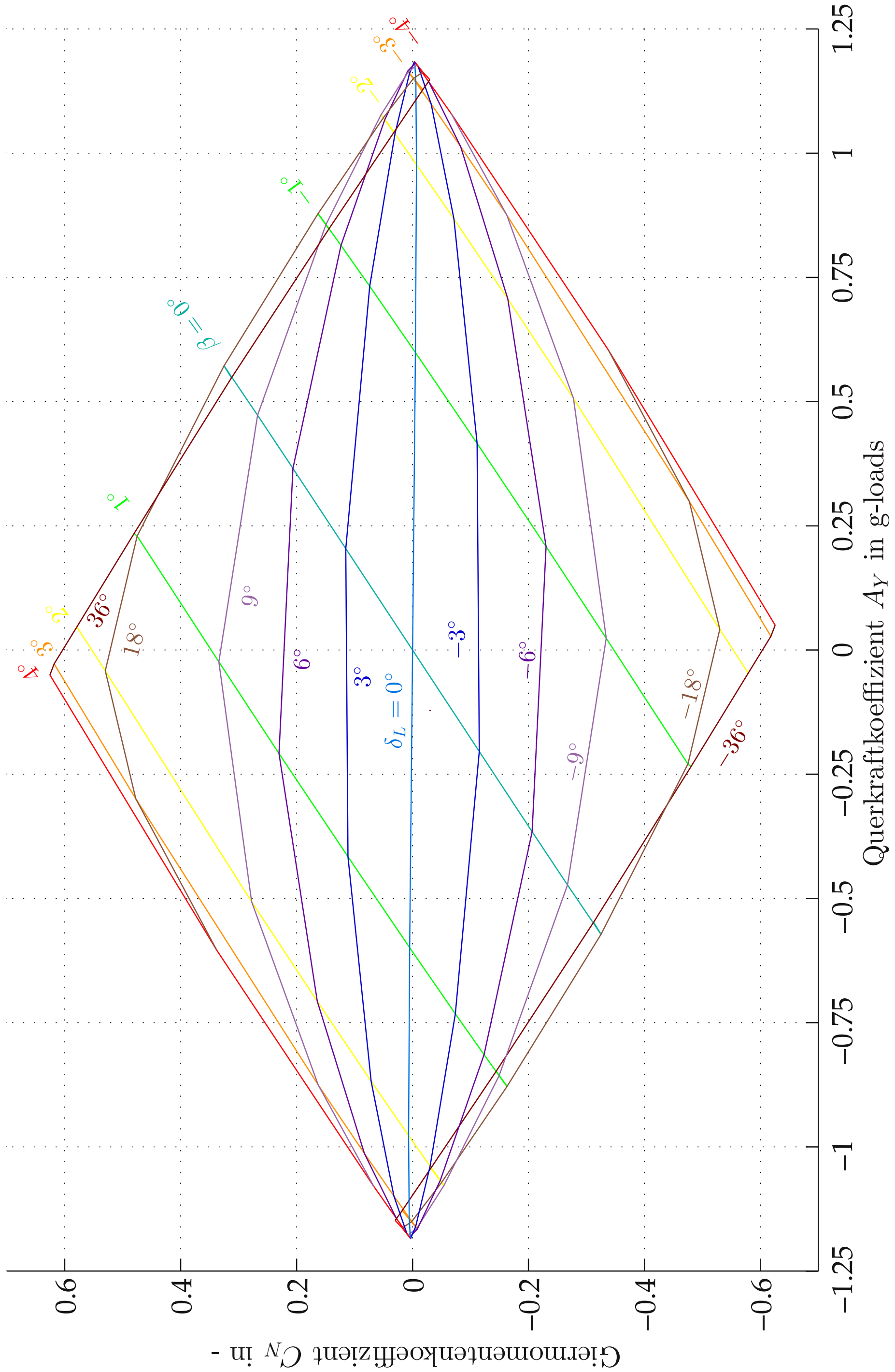


Abbildung 2.19: Komplettes MMM-Diagramm für das Baseline Setup

das Konzept der Stabilität und „Control“ im Bereich der maximalen Querbeschleunigung, auch Grenzbereich genannt. Wenn die Vorderachse zuerst die Kraftschlussgrenze erreicht und sich somit Untersteuern einstellt, erhöhen auch durch kleine Störungen verursachte Änderungen des Schwimmwinkels β das „destabilisierende“ Moment der Vorderachse nicht mehr. Das stabilisierende Moment der Hinterachse ist dominant und bewirkt, dass sich die Fahrzeuglängsachse wieder in Richtung der Trajektorie ausrichtet. Allerdings ist es aufgrund der Sättigung der Vorderräder nicht ohne weiteres möglich, zusätzliches Giermoment durch mehr Lenkwinkel zu erzeugen. Will der Fahrer die Kurve enger fahren, muss er die Fahrgeschwindigkeit verringern. Es ist also bei diesem Fahrzeugverhalten Stabilität vorhanden, aber keine „Control“.

Im Gegensatz dazu führt bei einem Fahrzeug, bei dem die Kraftschlussgrenze an der Hinterachse zuerst erreicht wird, eine Vergrößerung des Schwimmwinkels nicht mehr dazu, dass sich das stabilisierende Moment an der Hinterachse erhöht. Der Fahrer hat aber durch Anpassung des Lenkwinkels „Control“ und kann so ein Eindrehen des Fahrzeuges verhindern.

2.5 Lenkradwinkelrampe

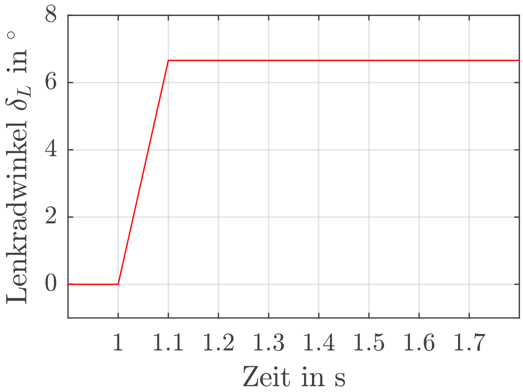
Die in diesem und im folgenden Kapitel 2.6 diskutierten dynamischen Analyse- und Optimierungsmethoden sind besonders mit Blick auf das Einsatzgebiet eines Formula Student Fahrzeuges relevant. Da die Formula Student Disziplinen Autocross und Endurance einen wesentlichen Anteil an den bei Formula Student Events erreichbaren Punkten haben, ist das Instationärverhalten ein wichtiges Kriterium. In diesen Disziplinen macht die Kurssetzung eine sehr hohe Anzahl an Richtungsänderungen notwendig, konkret spricht man bei dem Endurance Kurs von Formula Student Germany wie in Abbildung 1.2 dargestellt, von ungefähr 31 Richtungswechseln pro Minute Fahrzeit. Das ist sehr viel verglichen mit einem Rundstreckenrennfahrzeug wie zum Beispiel einem Formel 3 Auto, das am Pannoniaring ungefähr acht Richtungswechsel pro Minute Fahrzeit vollführen muss.

Die Lenkradwinkelrampe ist ein wichtiger Fahrversuch und deswegen auch nach ISO 7401[39] genormt. Die Norm schreibt eine Fahrgeschwindigkeit v von 80 bis 100 km/h und eine stationäre Querbeschleunigung $a_{y\,\mathrm{stat}}$ von 4 m/s^2 sowie eine Lenkradwinkelgeschwindigkeit $\mathrm{d}\delta_L/\mathrm{d}t$ von über 200 °/s vor. Da an die nach der Norm getesteten Straßenfahrzeuge andere Anforderungen gestellt werden, wurde die Fahrmanöverdurchführung an den Einsatzzweck angepasst. Die Fahrgeschwindigkeit wurde mit 90 km/h gemäß der Norm gewählt, aber die stationäre Querbeschleunigung $a_{y\,\mathrm{stat}}$ wurde auf 9.81 m/s^2 erhöht. Der stationäre Lenkradwinkel $\delta_{L\,\mathrm{stat}}$ beträgt aufgrund der kurzen Lenkübersetzung nur 6.7° und wird innerhalb von 0.1 s erreicht, wie in Abbildung 2.20a zu sehen.

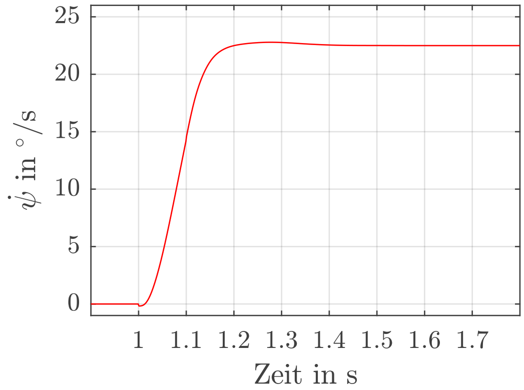
Begonnen wird mit der Diskussion der Simulationsergebnisse in Abbildung 2.20, die sich gut mit den in der Literatur[40] dargestellten Ergebnissen vergleichen lassen. Was den Gierwinkelgeschwindigkeitsverlauf in Abbildung 2.20b betrifft, so fällt ein sehr leichtes Überschwingen und in weiterer Folge ein Einschwingen auf den Stationärwert, ohne zu oszillieren, auf. Die statische Nachspur des Baseline Setup (Kapitel 3.6.1) ist in Abbildung 2.20c gut zu sehen, da alle vier Reifen bereits Schräglaufwinkel aufweisen, bevor gelenkt wird. Bedingt durch die Vorderradlenkung nehmen die Schräglaufwinkel an den Vorderrädern direkt mit Lenkbeginn zu, nach 1.1 s ist der stationäre Lenkwinkel erreicht und ein Knick im Verlauf ist zu sehen. Die Hinterräder bauen also erst merklich später Seitenkräfte auf. Im eingeschwungenen Zustand ab ungefähr 1.7 s ist die Summe der Schräglaufwinkel an den Vorderrädern geringfügig größer.

Ein flacherer Anstieg und ein fehlendes Überschwingen im Vergleich zum Gierwinkelgeschwindigkeitsverlauf zeigt der Querbeschleunigungsverlauf in Abbildung 2.20d. Er weist bei Erreichen des stationären Lenkradwinkels einen sehr leichten Knick auf. Ähnlich wie bei der stationären Kreisfahrt, beginnt der Schwimmwinkel (Abbildung 2.20e) im positiven Bereich und wechselt dann sein Vorzeichen und schwingt sich ohne Oszillation auf den Stationärwert ein. Die Antwort der Gierwinkelgeschwindigkeit erfolgt also von allen Kurven am unmittelbarsten und ist auch die maßgeblichste Größe.

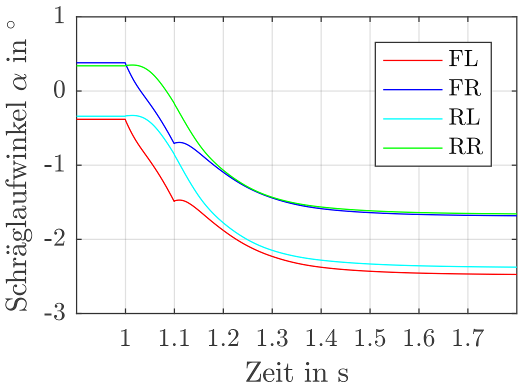
[39] vgl. Mitschke, 2004, S. 597-599.
[40] vgl. Mitschke, 2004, S. 597-603.



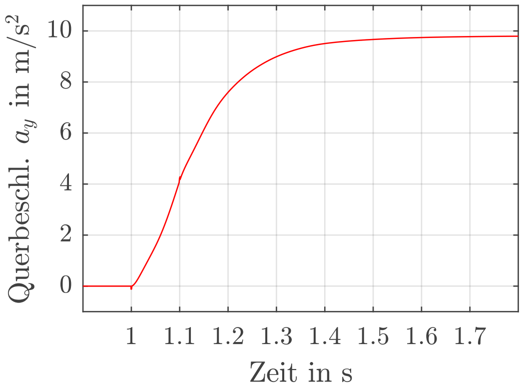
(a) Lenkradwinkel



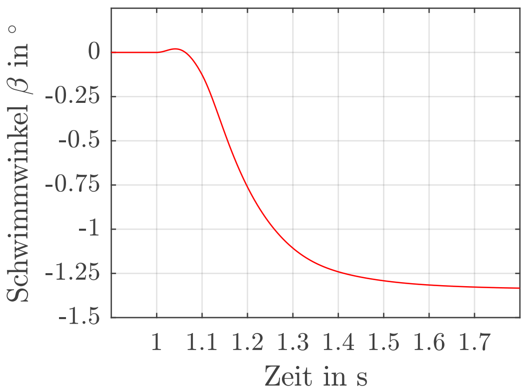
(b) Gierwinkelgeschwindigkeit



(c) Schräglaufwinkel



(d) Querbeschleunigung



(e) Schwimmwinkel

Abbildung 2.20: Zeitfunktionen bei Eingabe einer Lenkradwinkelrampe für das Baseline Setup

Für eine objektive Evaluierung gibt es einige Fahrzeugkennwerte, die durch Abbildung 2.21 und folgende Aufzählung definiert werden:

1. Verstärkungsfaktor $(\dot{\psi}/\delta_L)_{\text{stat}}$: Er entspricht dem Kreisfahrtwert (2.32) für die stationäre Kreisfahrt.
2. Response-Time $T_{\dot{\psi}}$: Die Zeitdauer vom Erreichen des halben stationären Lenkradwinkels $\delta_{L\,\text{stat}}/2$ bis zum Erreichen von 90 Prozent der stationären Gierwinkelgeschwindigkeit $0.9 \cdot \dot{\psi}_{\text{stat}}$.
3. Peak-Response-Time $T_{\dot{\psi}\,\max}$: Die Zeitdauer vom Erreichen des halben stationären Lenkradwinkels $\delta_{L\,\text{stat}}/2$ bis zum Erreichen der maximalen Gierwinkelgeschwindigkeit $\dot{\psi}_{\max}$.
4. Bezogene Überschwingweite $U_{\dot{\psi}}$:

$$U_{\dot{\psi}} = \frac{\dot{\psi}_{\max} - \dot{\psi}_{\text{stat}}}{\dot{\psi}_{\text{stat}}} \tag{2.36}$$

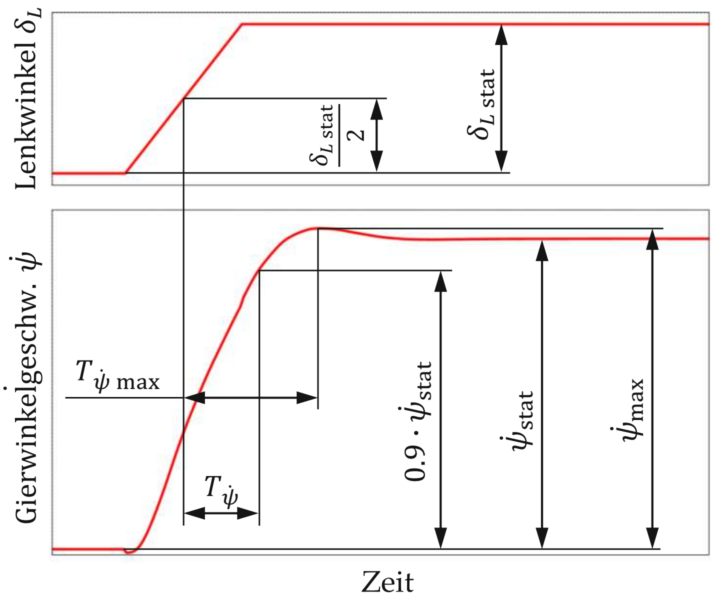


Abbildung 2.21: Definition der Fahrzeugkennwerte im Gierwinkelgeschwindigkeits- bzw. Lenkwinkelverlauf

In Kapitel 4 werden diese dann für verschiedene Fahrzeugsetups verglichen, jedoch soll an dieser Stelle bereits erläutert werden, was die Auslegungsziele sind. Gefordert ist ein großer Verstärkungsfaktor $(\dot{\psi}/\delta_L)_{\text{stat}}$ und eine möglichst kurze Peak-Response-Time $T_{\dot{\psi}\,\text{max}}$. Dass das teilweise ein Zielkonflikt ist, wird in der Literatur[41] damit begründet, dass ein hoher Verstärkungsfaktor mit einem geringen Untersteuergradienten (2.26) erreicht werden kann. Jedoch führt gerade ein geringer Untersteuergradient zu einer längeren Peak-Response-Time und weniger Überschwingen. Der Fahrer nimmt Veränderungen im Untersteuergradienten bei stationären Manövern auch nicht so stark wahr, weil er sich erstens nicht so sehr auf den momentanen Lenkradwinkel konzentriert und zweitens durch die unterschiedliche Lenkübersetzung verschiedener Fahrzeuge keine gute Vergleichbarkeit gegeben ist. Allerdings merkt der Fahrer sehr wohl die Auswirkungen des Untersteuergradienten an der Veränderung der Peak-Response-Time.[42] Eine möglichst geringe Überschwingweite $U_{\dot{\psi}}$ bzw. im Optimalfall kein Überschwingen ist ein Auslegungsziel.

[41] vgl. Mitschke, 2004, S. 601-603.
[42] vgl. Milliken, 1995, S. 229.

2.6 Harmonische Lenkradwinkelanregung

Die Lenkradwinkelanregung anhand einer harmonischen Funktion bietet erstens die Möglichkeit, das dynamische System über ein breites Anregungsspektrum zu beschreiben. Die Anregung mit der Erregerkreisfrequenz ω ist sinusförmig nach

$$\delta_L = \hat{\delta}_L \sin(\omega t) \tag{2.37}$$

und führt nach Abklingen der Eigenbewegungen zu einer Fahrzeugantwort in Form der harmonischen Funktionen der Gierwinkelgeschwindigkeit

$$\dot{\psi} = \hat{\dot{\psi}} \sin(\omega t + \epsilon_{\dot{\psi}/\delta_L}) = \hat{\dot{\psi}} \sin \omega (t + T_{\dot{\psi}/\delta_L}) \tag{2.38}$$

und des Schwimmwinkels

$$\beta = \hat{\beta} \sin(\omega t + \epsilon_{\beta/\delta_L}) = \hat{\beta} \sin \omega (t + T_{\dot{\psi}/\delta_L}) \,. \tag{2.39}$$

Die Auswertungen des Fahrmanövers werden anhand der Simulationsergebnisse für das Baseline Setup besprochen, welche in Abbildung 2.22 einzusehen sind. Die Anregung erfolgt in dem für die Fahrdynamik relevanten Frequenzbereich von 0 bis 1.5 Hz in Form eines Frequenzdurchlaufs (Sweep) für zwei Fahrgeschwindigkeiten (90 km/h, 54 km/h). Jedoch ist die Lenkradwinkelamplitude für beide Geschwindigkeiten identisch, wodurch sich bei 90 km/h eine maximale Querbeschleunigung von 8.8 m/s^2 und bei 54 km/h eine maximale Querbeschleunigung von 3.3 m/s^2 einstellt. Die Simulationszeit für den Frequenzdurchlauf beträgt 180 s.

Das Amplitudenverhältnis $\hat{\dot{\psi}}/\hat{\delta}_L$ des Gierwinkelgeschwindigkeits-Frequenzganges in Abbildung 2.22a ist für $\omega = 0$ mit dem Kreisfahrtwert $\dot{\psi}/\delta_L$ aus Kapitel 2.3.4 gleichzusetzen. Im Bereich von $\omega = 0.1$ Hz bei 90 km/h hat das Amplitudenverhältnis ein Maximum, die Gierwinkelgeschwindigkeitsamplitude ist größer als im stationären Fall bei $\omega = 0$, weil die Lenkradwinkelamplitude immer gleich groß ist. Das bedeutet, dass ähnlich wie in Abbildung 2.20b ein Überschwingen zu beobachten ist. Um welchen

Winkel die Gierwinkelgeschwindigkeit dem Lenkradwinkel nacheilt, zeigt der Phasenwinkel $\epsilon_{\dot{\psi}/\delta_L}$ in Abbildung 2.22b. Auch Phasenverschiebungszeit $T_{\dot{\psi}/\delta_L}$ ist für $v = 54$ km/h in Abbildung 2.22c nach dem Maximum bei ungefähr $\omega = 0.08$ Hz relativ konstant über das Frequenzspektrum.

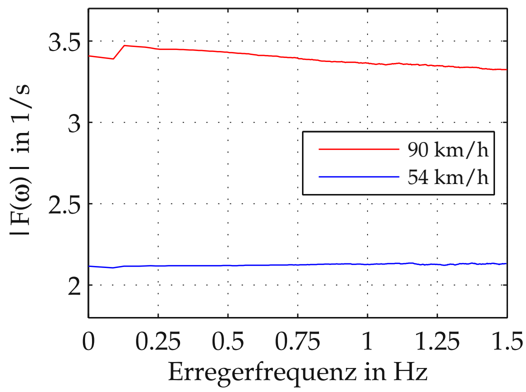
Mit Blick auf den Frequenzgang des Schwimmwinkels fällt auch hier wieder auf, dass diese Größe langsamer auf Lenkimpulse reagiert als die Gierwinkelgeschwindigkeit. In Abbildung 2.22d sieht man, dass das Amplitudenverhältnis bei höheren Frequenzen bei $v = 90$ km/h deutlich abnimmt, bei $v = 54$ km/h jedoch relativ konstant ist. Da der Schwimmwinkel für $v = 90$ km/h im stationären Fall bei $\omega = 0$ negativ ist, werden 180° vom Phasenwinkel abgezogen. Das wird aus dem Diagramm mit dem Amplitudenverhältnis ($|F(\omega)|$) deswegen nicht deutlich, weil es immer positiv definiert ist, jedoch sieht man es in Abbildung 2.22e.[43]

Abgesehen von den bereits im vorigen Kapitel besprochenen Optimierungszielen sind in der Literatur[44] folgende Punkte aufgeführt:

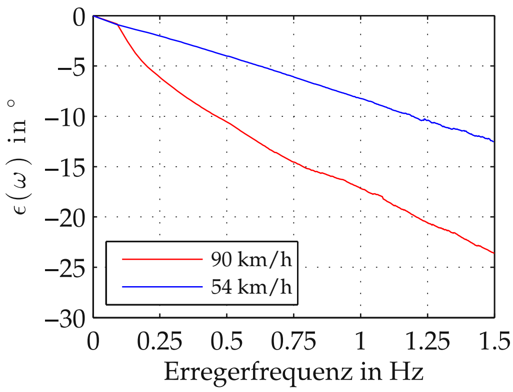
1. Der Amplitudengang der Gierwinkelgeschwindigkeit $\hat{\dot{\psi}}/\hat{\delta}_L$ sollte keine allzu ausgeprägte Überhöhung aufweisen.
2. Ein kleiner Phasenwinkel ϵ sowie eine kurze Phasenverschiebungsdauer T zwischen der Lenkeingabe und den verschiedenen Fahrzeugreaktionen ist ein Auslegungsziel.

Andere Zielkriterien aus der Literatur[45] sind in dieser Form nur für Straßenfahrzeuge anwendbar, da das Formula Student Fahrzeug sehr kleine Phasenwinkel aufweist.

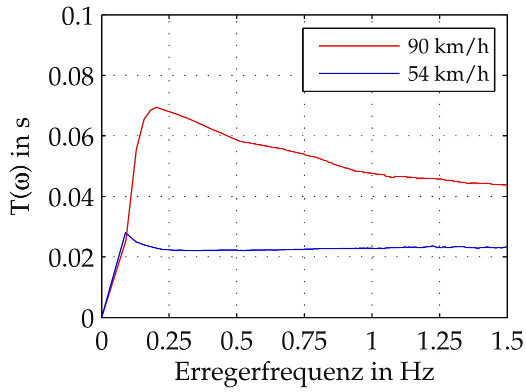
[43] vgl. Mitschke, 2004, S. 605-612.
[44] vgl. Mitschke, 2004, S. 610.
[45] vgl. Mitschke, 2004, S. 610.



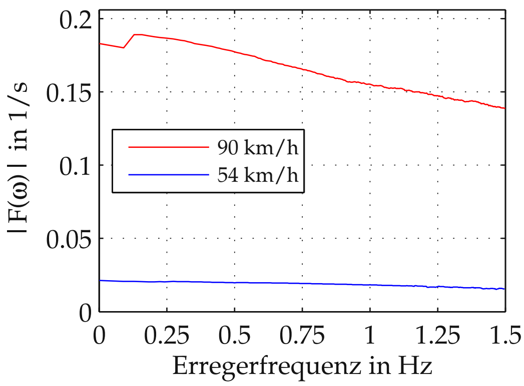
(a) Amplitudenverhältnis $\hat{\dot{\psi}}/\hat{\delta}_L$



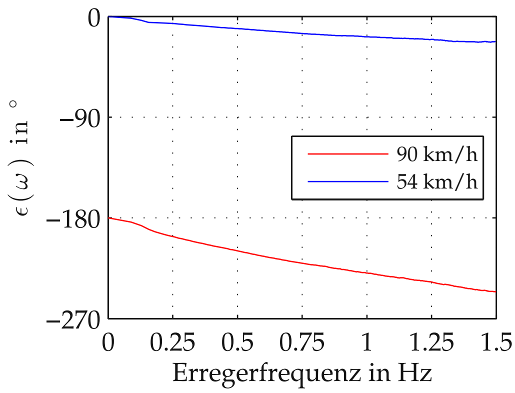
(b) Phasenwinkel $\hat{\dot{\psi}}/\hat{\delta}_L$



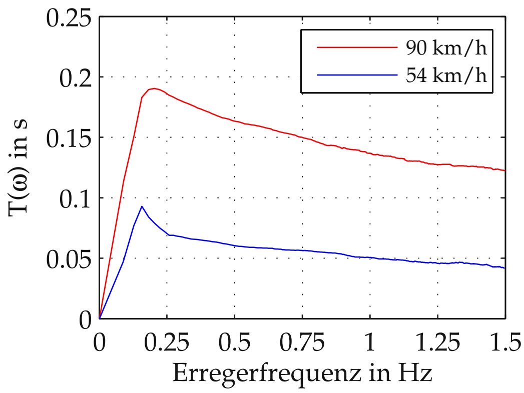
(c) Phasenverschiebungszeit $\hat{\dot{\psi}}/\hat{\delta}_L$



(d) Amplitudenverhältnis $\hat{\beta}/\hat{\delta}_L$



(e) Phasenwinkel $\hat{\beta}/\hat{\delta}_L$



(f) Phasenverschiebungszeit $\hat{\beta}/\hat{\delta}_L$

Abbildung 2.22: Amplitudenverhältnisse, Phasenwinkel und Phasenverschiebungszeiten für die harmonische Lenkradwinkelanregung im Baseline Setup

3 Aufbau/Struktur des MKS-Modells

3.1 Grundlagen der Mehrkörpersystemdynamik

Im Produktentstehungsprozess führen die Forderungen nach Verkürzung der Entwicklungszeit und Minimierung der Entwicklungskosten dazu, dass der Einsatz verschiedenster Simulationswerkzeuge immer mehr Stellenwert einnimmt. Der Grund dafür ist, dass mittels der virtuellen Simulation schon zu einem frühen Zeitpunkt während des Entwicklungsprozesses Zielkonflikte erkannt und behoben sowie Optimierungen durchgeführt werden können. Mit der Mehrkörpersimulation kann das dynamische Verhalten eines Systems aus mehreren Körpern, welche durch Koppelelemente miteinander verbunden sind und damit eine Einschränkung ihrer Bewegungsfreiheit erfahren, berechnet werden.[1] Die Körper können entweder starr oder elastisch deformierbar modelliert werden. Im Falle dieser Arbeit werden alle Körper starr modelliert. Abbildung 3.1 zeigt einen Starrkörper im Inertialsystem j, dessen körperfestes Koordinatensystem mit dem Index i gekennzeichnet ist. Seine Lage wird durch die drei Komponenten des Vektors $\vec{r}$ (3.1) und die drei Drehwinkel der Transformationsmatrix $\underline{A}_{ji}$ (3.2) bestimmt. Er hat also sechs verallgemeinerte Lagekoordinaten und dementsprechend sechs Freiheitsgrade im Raum.

[1] vgl. Lugner, 2015, S. 1.

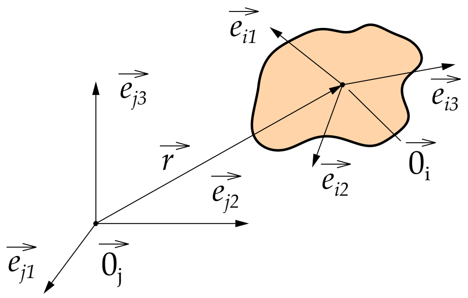


Abbildung 3.1: Körper mit körperfestem Koordinatensystem und Inertialsystem

$$\vec{r}_i = \begin{bmatrix} x_j \\ y_j \\ z_j \end{bmatrix} \tag{3.1}$$

$$\underline{A}_{ji} = \underline{A}_{ji}\left(\alpha_j, \beta_j, \gamma_j\right) \tag{3.2}$$

Das bedeutet erweitert auf ein System von p starren Körpern ohne Bindung, dass $6 \cdot p$ Lagekoordinaten benötigt werden, um die Lage alle Körper vollständig zu beschreiben. Üblicherweise sind zwischen den Körpern untereinander sowie zwischen Körpern und Inertialsystem Bindungen vorhanden, welche durch zusätzliche Bindungsgleichungen beschrieben werden. Die Anzahl der im System vorhandenen holonomen Bindungen r_H reduziert die Anzahl der verallgemeinerten Lagekoordinaten f zu

$$f = 6p - r_H \tag{3.3}$$

und ist zu Beginn des Modellaufbaues ein wichtiges Kontrollkriterium.[2]

[2]vgl. Tippelt, 2011, S. 11-12.

3.2 Aufbau eines MKS-Modelles mit SIMPACK

Um die Vorgehensweise beim Modellaufbau mit der MKS-Software SIMPACK beschreiben zu können, müssen zuerst einige Elemente der Software erklärt werden:[3]

1. Marker: Ist ein eindeutig definiertes, entweder mit dem Inertialsystem verbundenes oder körperfestes Koordinatensystem und wird unter anderem verwendet, um kinematische Bindungen zu erzeugen, Kräfte aufzubringen und darzustellen.
2. Joint: Jeder Körper im System, in SIMPACK Body genannt, hat genau einen Joint, mit dem eine Bindung zu einem anderen Körper oder dem Inertialsystem definiert wird. Das geschieht, indem ein Marker des Körpers, in SIMPACK als To Marker bezeichnet, und ein Marker von einem anderen Körper oder dem Inertialsystem, in SIMPACK als From Marker bezeichnet, ausgewählt werden und anschließen der Joint Type festgelegt wird. Joints definieren, welche Bewegungen dem System erlaubt sind. Praktische Beispiele für einen Joint sind Kugelgelenke in den Querlenkern oder die Radlager auf den Radnaben.
3. Constraint: Liegen geschlossene kinematische Schleifen vor, so müssen dem Modell zusätzlich Constraints hinzugefügt werden, die eine Bindung zwischen zwei beliebigen Markern verschiedener Bodies im System oder dem Inertialsystem herstellen können. Im Unterschied zu Joints legen Constraints fest, welche kinematischen Zwänge bestehen, nehmen dem System also Bewegungsmöglichkeiten.

Es gibt zwei verschiedene Ansätze, nach denen die unterschiedlichen MKS-Softwarepakete die Bewegungsgleichungen für das modellierte System aufstellen. SIMPACK beschreibt die Bewegung eines Bodies relativ zu einem benachbarten Body, mit dem eine direkte Bindung besteht, die Lage des Systems wird also direkt explizit in Minimalkoordinaten formuliert. Im Gegensatz dazu wird in anderen Softwarelösungen die Lage von jedem Körper mit sechs verallgemeinerten Koordinaten beschrieben. Die Bindungen von

[3] vgl. Simulia, 2016, S. 752-794, 2250-2337, 2354-2376.

Körpern untereinander oder mit dem Inertialsystem machen das Formulieren von zusätzlichen Bindungsgleichungen notwendig. Damit können in weiterer Folge Minimalkoordinaten angegeben werden.

Der Vorteil der direkt expliziten Formulierung in Minimalkoordinaten ist, dass dadurch eine höhere Laufzeiteffizienz erreicht wird, vor allem wenn eine Baumstruktur vorliegt. Wie in Abbildung 3.2(a) dargestellt, ist das Kennzeichen der Baumstruktur, dass es nur einen einzigen Weg zu jedem Body im System gibt. Jeder Körper benötigt seinen Joint, um die Bindungen zu modellieren. Wenn es allerdings wie in Abbildung 3.2(b) noch eine zusätzliche Bindung gibt, durch die einzelne Bodies über mehr als einen Pfad erreichbar sind, spricht man von einer kinematischen Schleife. Es bestehen genau so viele Schleifen in einem Mehrkörpersystem, wie Bindungen aufgelöst werden müssen, um wieder eine reine Baumstruktur zu gewährleisten.[4]

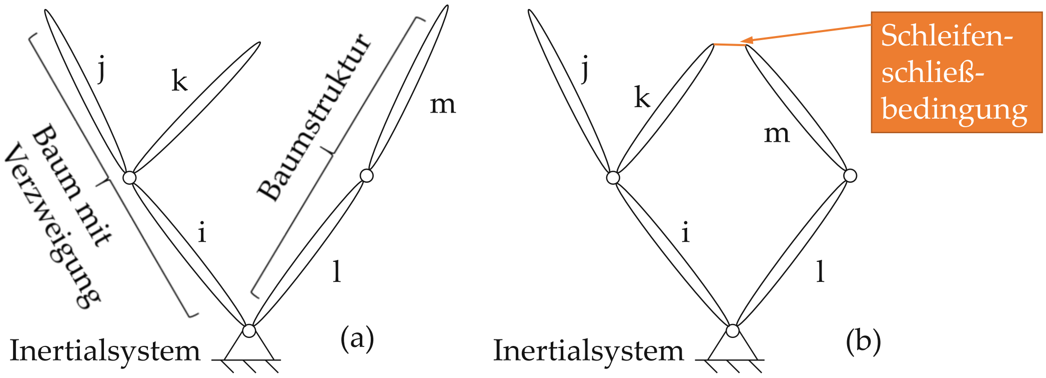


Abbildung 3.2: Kinematische Topologien in MKS-Modellen

Da die Joints aller Körper in Abbildung 3.2(b) bereits für die reine Baumstruktur in Verwendung sind, muss die Schleifenschließbedingung in Form eines Constraints modelliert werden. In der Literatur[5] wird darauf hingewiesen, dass ein System möglichst als Baum oder Kette modelliert werden soll, also nur eine geringe Anzahl an Constraints verwendet werden sollte, da dies numerisch günstiger ist.

[4] vgl. Tippelt, 2011, S. 12-13.
[5] vgl. Lichtenauer, 2010, S. 33-37.

Konkret beginnt man im Zuge der Modellierung damit, dass alle in der Baugruppe enthaltenen Bodies, Joints und Constraints in ein Topologieschema eingefügt werden, wie später in Abbildung 3.6 dargestellt. Durch die mit den Joints festgelegten „freien“ Bewegungsmöglichkeiten s, in SIMPACK mit States bezeichnet, abzüglich der durch die Constraints „gesperrten“ Bewegungsmöglichkeiten c ergeben sich die verallgemeinerten Lagekoordinaten f zu

$$f = \sum s_i - \sum c_i \tag{3.4}$$

und sind gleichbedeutend mit der Anzahl der Freiheitsgrade. Mit Hilfe dieser Gleichung bekommt man schon vor der Modellierung in SIMPACK einen Hinweis darauf, ob die Joints und Constraints korrekt gewählt wurden, indem die berechneten Freiheitsgrade mit den vom System erwarteten übereinstimmen.

Essentiell für die Modellierung eines Fahrzeuges sind weiters Kraftelemente, die in SIMPACK als Force Elements bezeichnet werden. Im Fahrwerk werden sie benötigt, um die Funktionen der Federn- und Dämpferelemente sowie der Stabilisatoren abzubilden. Die Elemente können auch momentengenerierend sein und werden auf diese Weise eingesetzt, um das Antriebsmoment der Elektromotoren zu simulieren.[6]

3.3 Strukturierung der Fahrzeugparameter

Es ist für eine gute Übersichtlichkeit und Bedienbarkeit des MKS-Modells erforderlich, sich eine Benennungskonvention zu überlegen, die alle das Fahrzeug betreffenden Parameter abdeckt. Diese Parameter werden in SIMPACK als Subvars bezeichnet und es gibt verschiedene Möglichkeiten, sie in das Modell einzubringen bzw. sie im Modell zu definieren. Im Falle dieser Simulation werden alle Subvars in ein einziges .subvar File geschrieben, welches einfach mit einem Texteditor bearbeitet werden kann. Das ermöglicht

[6] vgl. Simulia, 2016, S. 1341-1654.

eine ausreichend schnelle Anpassung der verschiedenen Fahrzeugparameter, um deren Einfluss zu analysieren. Für die Subvars gibt es in diesem Fall sechs Kategorien, die in Tabelle 3.1 beschrieben werden.

Tabelle 3.1: Kategorien im .subvar File

Abkürzung	Benennung	Beschreibung
$G_HP	Hardpoints	Alle Koordinatenangaben für Markerpositionen in Konstruktionslage wie zum Beispiel die Anbindung der Spurstange am Radträger
$G_MA	Mass	Die Massen der relevanten Bauteile
$G_IN	Inertia	Die Massenträgheitsmomente der relevanten Bauteile
$G_SP	Spring coefficient	Die Parameter der Hauptfedern und der Stabilisatoren
$G_DA	Damper coefficient	Die Parameter der Dämpferkurven
$G_SE	Various setup parameters	Sonstige Fahrwerksparameter wie statischer Sturz und statische Spur

Weil das Modell eine große Anzahl an Hardpoints aufweist, gibt es für diese Kategorie noch eine zusätzliche Benennungskonvention, die beispielhaft in Abbildung 3.3 dargestellt ist. Es ist zu beachten, dass bei symmetrisch auf beiden Fahrzeugseiten vorkommende Hardpoints die ungeraden Zahlen Hardpoints auf der linken Fahrzeugseite beschreiben (z.B.: 001) und die jeweiligen um eins höheren Zahlen selbiges auf der rechten Fahrzeugseite beschreiben (z.B.: 002). Zur Verminderung der Schreibarbeit wurden außerdem Abkürzungen für die Bodies der Radaufhängungen definiert, welche in Tabelle 3.2 angeführt sind und auch für die Beschreibung der Radaufhängungstopologie in Abbildung 3.6 verwendet wurden.

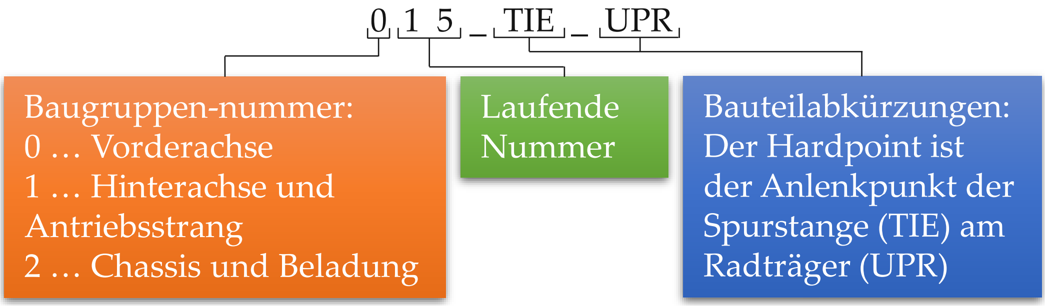


Abbildung 3.3: Benennungskonvention für Hardpoints

3.4 Aufbau des Fahrzeugmodells

Ab einer bestimmten Modellgröße macht es Sinn, Mehrkörpersystemdynamikmodelle in Unterbaugruppen, in SIMPACK als Submodels bezeichnet, aufzuteilen. Sie werden dann fix, also mittels eines sogenannten 0-DOF (Zero degrees of freedom) Joint mit der Hauptbaugruppe, dem „Main model“, verbunden. Man kann in SIMPACK auch Submodels in Submodels einfügen und so beliebig viele Ebenen im Modell schaffen. Allerdings hat das dann den Nachteil, dass man bestimmte Anpassungen am Submodel nicht aus der Hauptbaugruppe heraus vornehmen kann, sondern das Submodel separat öffnen muss. Der Vorteil der Modellierung mittels Submodels ist einerseits, dass einzelne Baugruppen leichter separat auf ihre korrekte Funktionsweise getestet werden können. Zum Beispiel kann die Vorderachsaufhängung, im Modell „Front suspension“ bezeichnet, auf ordnungsgemäßes Ein- und Ausfedern und Lenken überprüft werden, bevor sie im komplexeren Gesamtfahrzeugmodell eingesetzt wird. Andererseits können mittels Submodels verschiedene Varianten einer Baugruppe leicht gegeneinander getestet werden, indem man sie einfach austauscht. Im Fahrzeugmodell der vorliegenden Arbeit sind alle Submodels in der gleichen Ebene, wie Abbildung 3.4 zeigt.[7]

[7] vgl. Simulia, 2016.

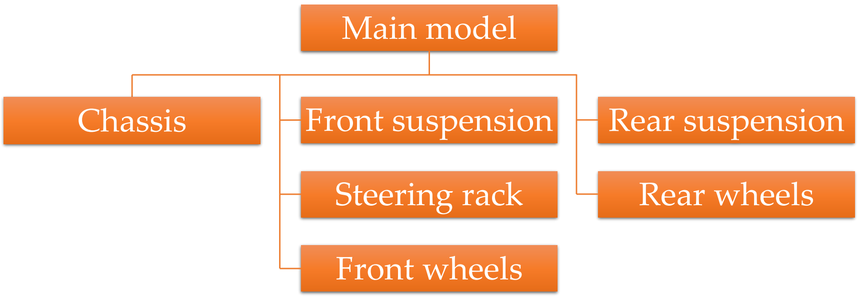


Abbildung 3.4: Submodels in der Baumstruktur

Tabelle 3.2: Abkürzungen für die Benennungskonvention

Abkürzung	Benennung	Beschreibung
CHA	Chassis	Monocoque
UWB	Upper wishbone	Oberer Querlenker
LWB	Lower wishbone	Unterer Querlenker
TIE	Tie rod	Spurstange
STE	Steering rack	Zahnstange (Lenkung)
UPR	Upright	Radträger
WHE	Wheel	Rad bzw. Felge
DAM	Damper	Dämpfer
ROC	Rocker	Umlenkhebel für die Feder-Dämpfer-Einheit
PUL	Pullrod	Zugstab, verbindet Radträger und Rocker
ARB	Anti-Roll-Bar rod	Koppelstange für die Stabilisatoranlenkung
TBA	T-Bar (ARB)	Federelement des Vorderachsstabilisators (untere Strebe des T-Stücks)
TBU	T-Bar upper (ARB)	Federelement des Vorderachsstabilisators (obere Strebe des T-Stücks)
ABL	ARB-Bar left hand	Federelement des Hinterachsstabilisators (linke Fahrzeugseite)
ABR	ARB-Bar right hand	Federelement des Hinterachsstabilisators (rechte Fahrzeugseite)

Alle Körper sind starr modelliert, Elastizitäten werden über Steifigkeiten bzw. Force Elements miteinbezogen.

3.4.1 Vorderachsaufhängung

Die komplexesten Submodels in der vorliegenden Arbeit sind die Radaufhängungen mit jeweils 16 beweglichen Bauteilen. In SIMPACK wird die Vorderachsaufhängung wie in Abbildung 3.5 dargestellt, wobei an dieser Stelle erwähnenswert ist, dass es für die Auswertungsergebnisse der Simulation unerheblich ist, wie die Komponenten optisch modelliert werden. Das ist nur zur besseren Übersichtlichkeit und für Präsentationszwecke wichtig, aber alle technisch relevanten Parameter werden unabhängig davon in die SIMPACK GUI eingegeben. Für die Bodies der Vorderachsaufhängung (siehe Abbildung 3.5) wurden die gleichen Farben gewählt wie für das Topologieschema in Abbildung 3.6 und in Tabelle 3.2 sind die Abkürzungen erklärt. Die Pfeilrichtung im Topologieschema zeigt den Weg vom From Marker zum To Marker an. Durch Anwendung von (3.4) kommt man mit den 28 States abzüglich der 26 Constraints auf zwei Freiheitsgrade, welche das Ein- und Ausfedern beider Räder darstellen. Zur besseren Übersichtlichkeit sind die Spurstangen im Topologieschema an das Inertialsystem Chassis angebunden, was dazu führt, dass die Vorderachse nicht lenkbar ist. Beim Zusammenbau des Gesamtfahrzeugmodelles werden die Spurstangen deshalb an die Zahnstange der Lenkung (Kapitel 3.4.3) angebunden.

Einen wichtigen Beitrag, um die Eigenschaften einer Radaufhängung zu beschreiben, liefern die Raderhebungskurven. Dabei wird das Rad bei konstantem Lenkradwinkel über den gesamten Ausfeder- bzw. Einfederweg bewegt und die Spur (Abbildung 3.7a) sowie der Sturz (Abbildung 3.7b) des Rades gemessen. Die Spurkurve an der Vorderachse zeigt, dass die Nachspur zunimmt, wenn das kurvenäußere Rad einfedert. Durch eine veränderte Aufhängungskinematik könnte in zukünftigen Analysen überprüft werden, ob eine abnehmende Nachspur über den Einfederweg zu besseren Ergebnissen führt.

Der Gradient der Sturzkurve beschreibt, in welchem Maß sich der Sturz über den Einfederweg ändert und ist bei den meisten Aufhängungen negativ.[8] Der Grund dafür ist, dass aufgrund der Wankbewegung des Fahrzeugaufbaus der negative Sturz der kurvenäußeren Räder relativ zur Fahrbahnoberfläche abnimmt. Das hat im Allgemeinen eine Abnahme der übertragbaren Seitenkraft zur Folge und man kann dieser durch einen negativen Sturzgradienten entgegenwirken. Die in dieser Arbeit untersuchte Vorderachsaufhängung kann ca. 60% der Reduzierung des negativen Sturzes beim Wanken kompensieren.

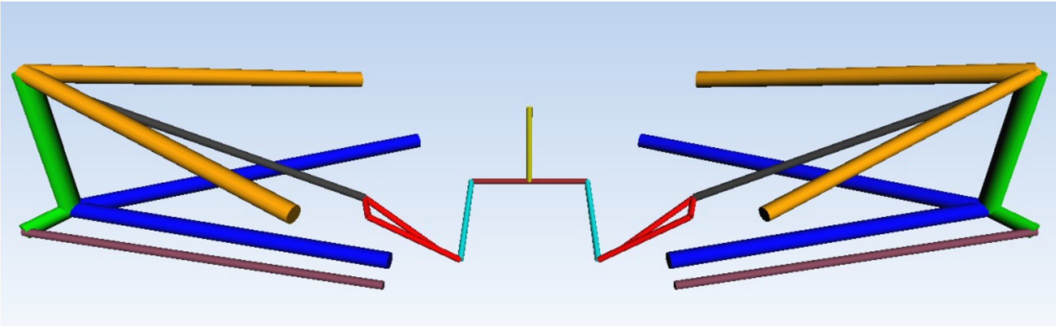


Abbildung 3.5: Grafische Darstellung der Vorderachsaufhängung in SIMPACK

3.4.2 Hinterachsaufhängung

Ebenfalls eine Doppelquerlenkeraufhängung findet sich an der Hinterachse, bei der äquivalent zur Vorderachse die Kräfte auf die Feder-Dämpfer-Einheit mittels Zugstab (Pullrod) übertragen werden. Der Unterschied zwischen Vorder- und Hinterachse besteht im Aufbau des Stabilisators. Während dieser vorne T-förmig ist und der für die Drehfedersteifigkeit verantwortliche Stab annähernd vertikal im Raum steht (Abbildung 3.5), liegt er bei der Hinterachsaufhängung horizontal, wie in Abbildung 3.8 zu sehen. Mit Blick auf die Topologie der Aufhängung in Abbildung 3.9 werden die Abweichungen im Stabilisatoraufbau verdeutlicht.

An der Hinterachse ist die Spuränderung über den Einfederweg (siehe Abbildung 3.7a), auch Bump-Steer genannt, relativ gering im Vergleich zur statischen Spureinstellung. Der Sturzgradient der Hinterachsaufhängung in

[8] vgl. Matschinsky, 2007, S. 175.

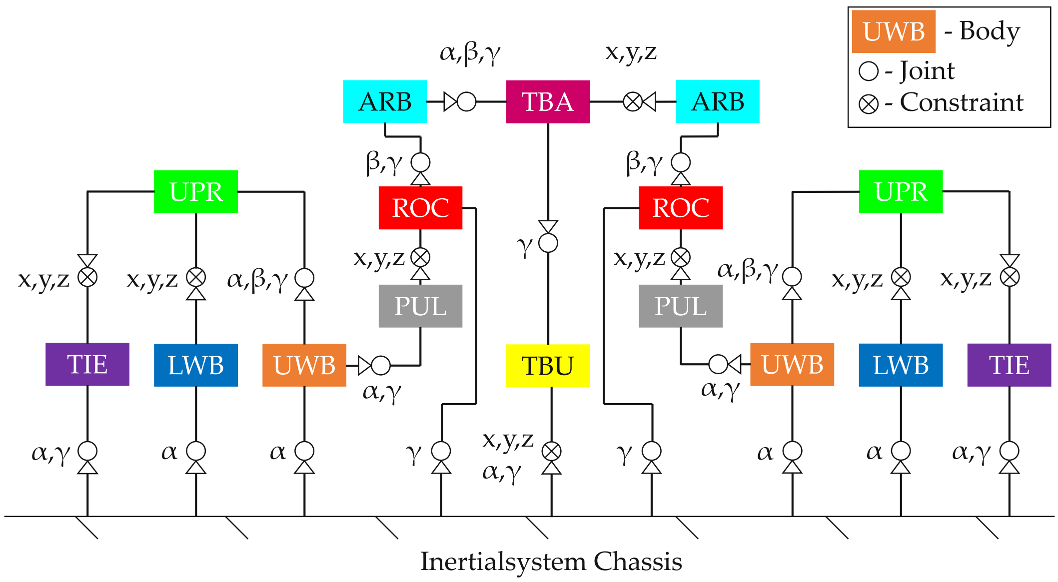
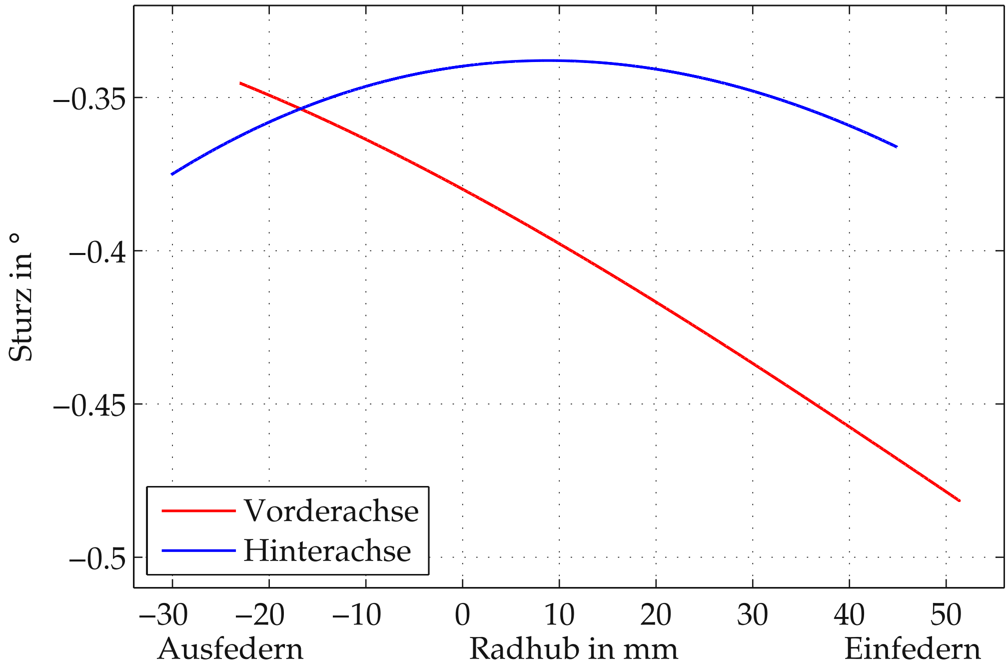


Abbildung 3.6: Topologie der Vorderachsaufhängung

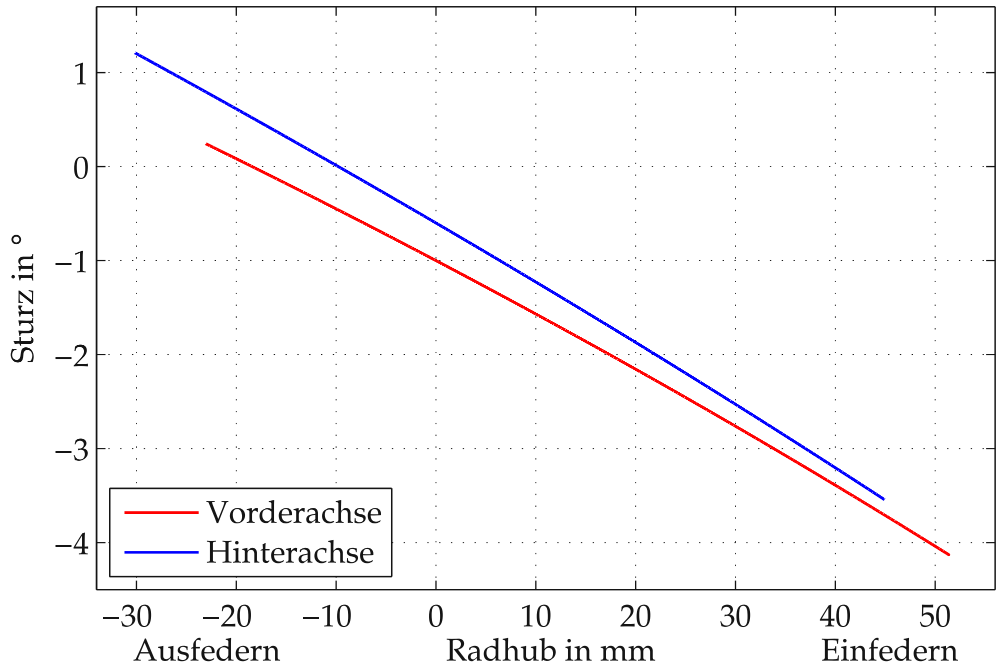
Abbildung 3.7b ist noch etwas kleiner als der der Vorderachsaufhängung. Dadurch wird erreicht, dass 63,5% des Sturzgewinnes am kurvenäußeren Rad, der durch den Wankwinkel hervorgerufen wird, durch den Sturzgradienten kompensiert werden kann.

3.4.3 Lenkung

Die Lenkung des Fahrzeugmodells wurde mittels einer nur in y-Richtung beweglichen Zahnstange implementiert und ist starr. An den Enden der Zahnstange sind die Spurstangen angebunden, um den Radträger und die Zahnstange zu verbinden. Es gibt eine konstante Übersetzung von 65,97 mm Zahnstangenverschub pro Lenkradumdrehung. Der Lenkwinkel am Lenkrad beträgt um die 240° von Anschlag zu Anschlag und variiert je nach Wahl der Dicke der Lenkwinkelbegrenzungsspacer.



(a) Raderhebungskurve: Spur-Radhub-Verlauf



(b) Raderhebungskurve: Sturz-Radhub-Verlauf

Abbildung 3.7: Raderhebungskurven für die Vorder- und Hinterachse

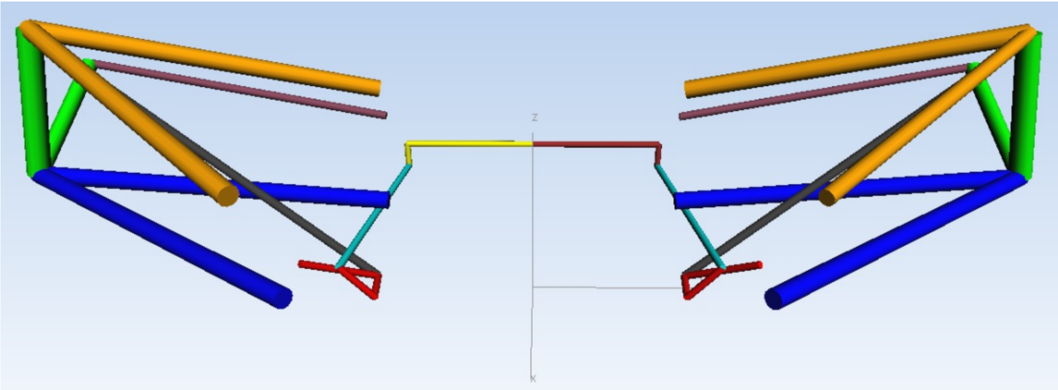


Abbildung 3.8: Grafische Darstellung der Hinterachsaufhängung in SIMPACK

3.4.4 Chassis

Dieses Submodel besteht nur aus einem starr modellierten Body und enthält Marker, um die vordere und hintere Radaufhängung daran befestigen zu können. Der dadurch verbleibende Joint ist bei allen Fahrmanövern außer der MRA-Methode der sogenannte Automotive Track Joint, welcher dem Fahrzeug seine drei translatorischen und rotatorischen Freiheitsgrade gibt.

3.4.5 Räder

Die Räder werden mit Hilfe eines annähernd masselosen Körpers, der in SIMPACK als „Connector body" bezeichnet wird und sich nicht mit den Rädern mitdreht, mittels eines 0-DOF Joints an die Radträger angebunden. Ein weiterer Joint gibt dann die Drehbewegung der Räder frei.

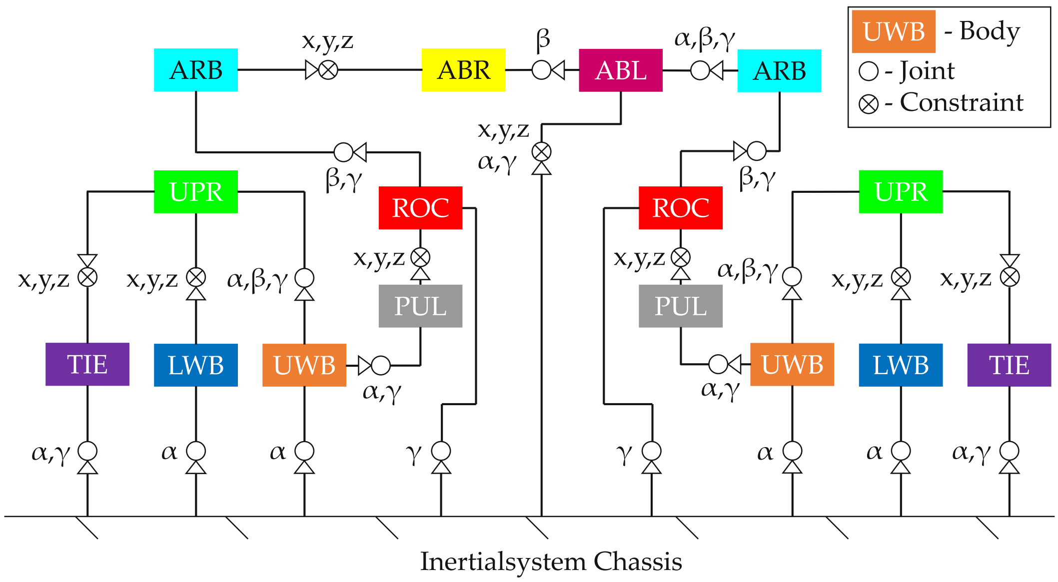


Abbildung 3.9: Topologie der Hinterachsaufhängung

3.5 Reifenmodell

Das Reifenmodell ist ein relativ komplexes Force Element, welches eine wichtige Rolle im vorliegenden MKS-Modell spielt. Pacejka[9] erklärt die Funktion von allgemeinen Reifenmodellen in Abbildung 3.10 sehr anschaulich anhand ihrer Eingangs- und Ausgangsgrößen, unter der Voraussetzung, dass die Reifen homogen sind und sich auf ebener Fahrbahnoberfläche bewegen. Dabei geht es im Eingangsgrößenvektor ausschließlich um Größen, die die Stellung und Bewegung des Reifens relativ zur Fahrbahnoberfläche beschreiben. Der Längsschlupf κ und der Sturz γ wurden bisher noch nicht erwähnt und sind in der Literatur[10] definiert.

Es wurden verschiedene Arten von mathematischen Modellen zur Beschreibung von Reifeneigenschaften entwickelt, welche in die in Abbildung 3.11 dargestellten Kategorien eingeteilt werden können. Dabei basieren die Modelle in der Darstellung von links nach rechts immer weniger auf bei

[9] vgl. Pacejka, 2012, S. 59-61.
[10] vgl. Pacejka, 2012, S. 61-67.

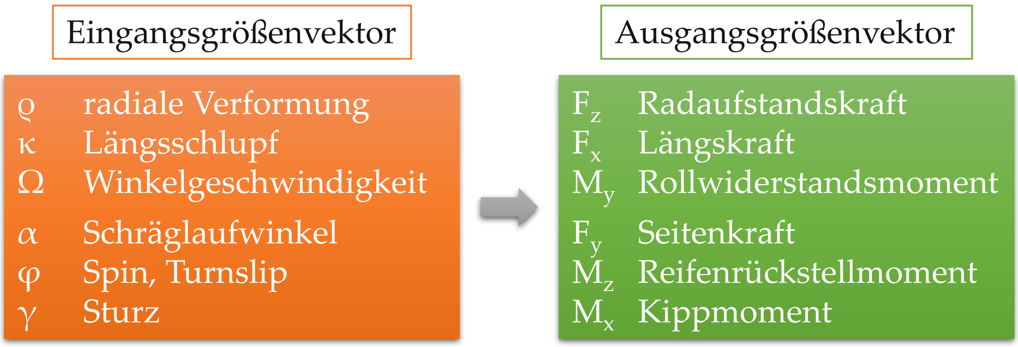


Abbildung 3.10: Ein- und Ausgangsgrößen bei ebener Fahrbahn

Reifentests ermittelten Daten, sondern immer mehr auf dem theoretischen Verhalten der Reifenstruktur. Die Reifenmodelle der mittleren Kategorien sind einfacher und erfordern relativ wenig Rechenaufwand, haben dafür aber teilweise Einbußen in der Genauigkeit. Für Fahrdynamiksimulationen reicht es aus, wenn das Reifenmodell den Frequenzbereich unter 10 Hz abbilden kann. Ausgenommen davon ist die Untersuchung von Regelsystemen wie zum Beispiel der ABS-Regelung, bei der das Modell für höhere Frequenzbereiche geeignet sein muss.[11]

Das in dieser Arbeit verwendete Reifenmodell MF-Tyre stammt aus der zweiten Kategorie von links, deren Modelle speziell für den Einsatz als Komponente in einer Fahrdynamiksimulation für ein Gesamtfahrzeug optimiert wurden. Die Kategorie wird auch semi-empirisch bezeichnet, weil deren Modelle zwar auf Messdaten basieren, aber sehr wohl Elemente aus physikalischen Modellen enthalten können. Zur Beschreibung der stationären Reifenkräfte und -momente wird in MF-Tyre/MF-Swift die Magic Formula verwendet, welche mittels Sinus- bzw. Arkustangensfunktionen formuliert ist und die gemessenen F_x-, F_y- und M_z-Kurven mit einer hohen Genauigkeit abbilden kann. Wie hoch die Komplexität des MF-Tyre/MF-Swift Modelles wird, kann der User je nach Anwendungsfall selbst wählen und weitere Funktionen des Reifenmodelles aktivieren, wenn er zusätzlichen Aufwand in Kauf nimmt. Für Handlinguntersuchungen kann aber auch die Magic Formula alleine schon ausreichen.[12]

[11] vgl. Pacejka, 2012, S. 81-82.
[12] vgl. Pacejka, 2012, S. 150, 586-588.

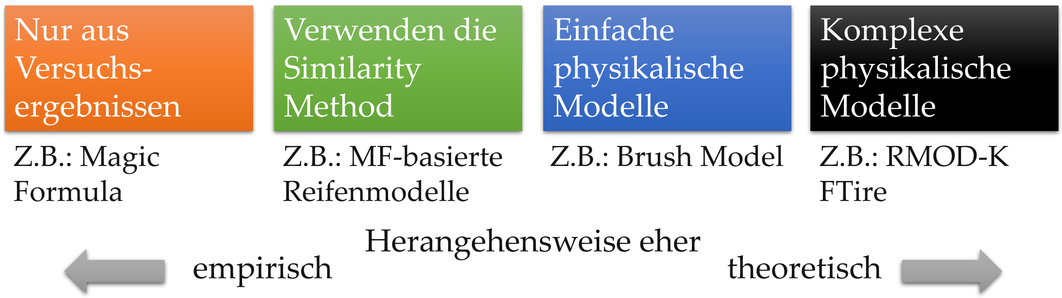


Abbildung 3.11: Kategorien zur Herangehensweise an die Entwicklung von Reifenmodellen (vgl. Pacejka, 2012, S. 81-85, 150-152)

Es kann von Reifenmodell zu Reifenmodell Abweichungen von den in Abbildung 3.10 dargestellten Eingangs- und Ausgangsgrößenvektoren geben, so ist zum Beispiel die Radaufstandskraft F_z im Reifenmodell, das in dieser Arbeit verwendet wird, eine Eingangsgröße.[13] Das Reifenmodell stammt von Continental und beschreibt die Slickreifentype „Formula Student C16 Competition“ in der Dimension 205/470 R13 auf einer 7-Zoll breiten Felge mit einem Kaltluftdruck von 0.8 bar. Eine gegenseitige Beeinflussung der übertragbaren Längs- und Querkräfte findet keine Berücksichtigung. Da aber bei der Simulation relativ geringe Antriebsmomente zum Halten der Geschwindigkeit benötigt werden, kommt es zu keinem relevanten Genauigkeitsverlust.

3.6 Fahrdynamisch relevante Fahrzeugparameter

Die wichtigsten Fahrzeugdaten (Tabelle 3.3) sowie die Grundabstimmung des Fahrwerkes (Baseline Setup genannt) werden im Folgenden zusammengefasst.

[13] vgl. Simulia, 2016, S. 112.

Tabelle 3.3: Fahrzeugdaten des Edge8 des TUW Racing Teams

Antriebsstrang		
2 permanenterregte Syncronmotoren integriert in die hinteren Radträger		
Leistung pro Motor		40 kW
Maximales Drehmoment am Rad		360 Nm
Höchstgeschwindigkeit		115 km/h
Fahrzeugparameter		
Gesamtgewicht	m	243.5 kg
Radstand	l	1575 mm
Abstand SP - Vorderachse	l_v	819 mm
Abstand SP - Hinterachse	l_h	756 mm
Spurweite vorne		1200 mm
Spurweite hinten		1160 mm
Fahrhöhe gemessen an der Monocoquebodenfläche		35 mm

3.6.1 Baseline Setup

Die Ausgangsbasis für die Fahrwerksparameter der Mehrkörpersimulation ist in Tabelle 3.4 angeführt, in der die Stabilisatorsteifigkeit als Drehsteifigkeit direkt an den Drehfedern angegeben ist. Mit „Stabilisatorabstimmung Standard" wird die im realen Fahrzeug verwendete Abstimmung bezeichnet. Welchen Einfluss die Wahl der Federn und Stabilisatoren auf die Querdynamik des Gesamtfahrzeuges hat, lässt sich am besten mit der Rollsteifigkeit beziffern. In Tabelle 3.5 wurde die Rollsteifigkeit in der Einheit N/mm angegeben. Sie drückt aus, wie groß die Differenz der Radaufstandskräfte des linken und rechten Rades ist, wenn der Differenz-Radhub 1 mm beträgt. Die Rollsteifigkeit ist nicht konstant über den Federweg, sie kann aber in guter Näherung um die Konstruktionslage linarisiert werden. Die Tabelle zeigt, dass die „Stabilisatorabstimmung Standard" eine ca. dreimal so hohe Rollsteifigkeit an der Hinterachse relativ zur Vorderachse bewirkt, was in der Simulation zu ausgeprägtem „finalem Übersteuern" führt. Auch die Variation der Federraten im Bereich von 25% ändert bei ansonsten unveränderter Fahrzeugkonfiguration nichts am „finalen Übersteuern“. Deswegen wurde die „Stabilisatorabstimmung angepasst“ gewählt, um mit einem „final untersteuernden“ Fahrzeug die Einflüsse der verschiedenen Parameter besser darstellen zu können.

Tabelle 3.4: Baseline Setup des Edge8

	Vorderachse	Hinterachse	
Statische Spur pro Rad	-0.38	-0.34	°
Statischer Sturz pro Rad	-1	-0.6	°
Federrate Hauptfeder	61.3	70.1	N/mm
Stabilisatorabstimmung Standard	0.9425	3.405	Nm/°
Stabilisatorabstimmung angepasst	2.094	2.007	Nm/°

3.6.2 Dämpfercharakteristik

Die verwendeten Dämpfer sind vierfach verstellbar, also sowohl fürs Einfedern als auch fürs Ausfedern jeweils für niedrige und hohe Kolbengeschwindigkeiten. Sieben verschiedene Einstellungen wurden auf einem Dämpferprüfstand vermessen und in Abbildung 3.12 dargestellt, wobei die Dämpfereinstellungen für das Baseline Setup für die Vorder- und Hinterachse dick hervorgehoben wurden. Für dieses Setup sind die Kennlinien fürs Ein- und Ausfedern annähernd symmetrisch im niedrigen Geschwindigkeitsbereich. Bei höheren Kolbengeschwindigkeiten ist die Ausfederdämpfung ausgeprägter als die Einfederdämpfung. Die maximale Dämpfergeschwindigkeit wird bei der harmonischen Lenkwinkelanregung erreicht und ist mit 33 mm/s relativ gering. Der Grund dafür ist, dass ausschließlich auf ebener Fahrbahn simuliert wird. Höhere Dämpfergeschwindigkeiten werden im Fahrbetrieb erreicht, wenn das Fahrzeug über Bodenunebenheiten fährt.

Tabelle 3.5: Rollsteifigkeiten für unterschiedliche Stabilisatorabstimmungen

Vorderachse	Rollsteifigkeit				
	Gesamt	Federn		Stabilisator	
	N/mm	N/mm	%	N/mm	%
Stabilisatorabstimmung Standard	34.05	30.45	89.4	3.60	10.6
Stabilisatorabstimmung angepasst	38.44	30.45	79.2	7.99	20.8

Hinterachse	Rollsteifigkeit				
	Gesamt	Federn		Stabilisator	
	N/mm	N/mm	%	N/mm	%
Stabilisatorabstimmung Standard	107.20	35.98	33.6	71.22	66.4
Stabilisatorabstimmung angepasst	77.96	35.98	46.2	41.98	53.8

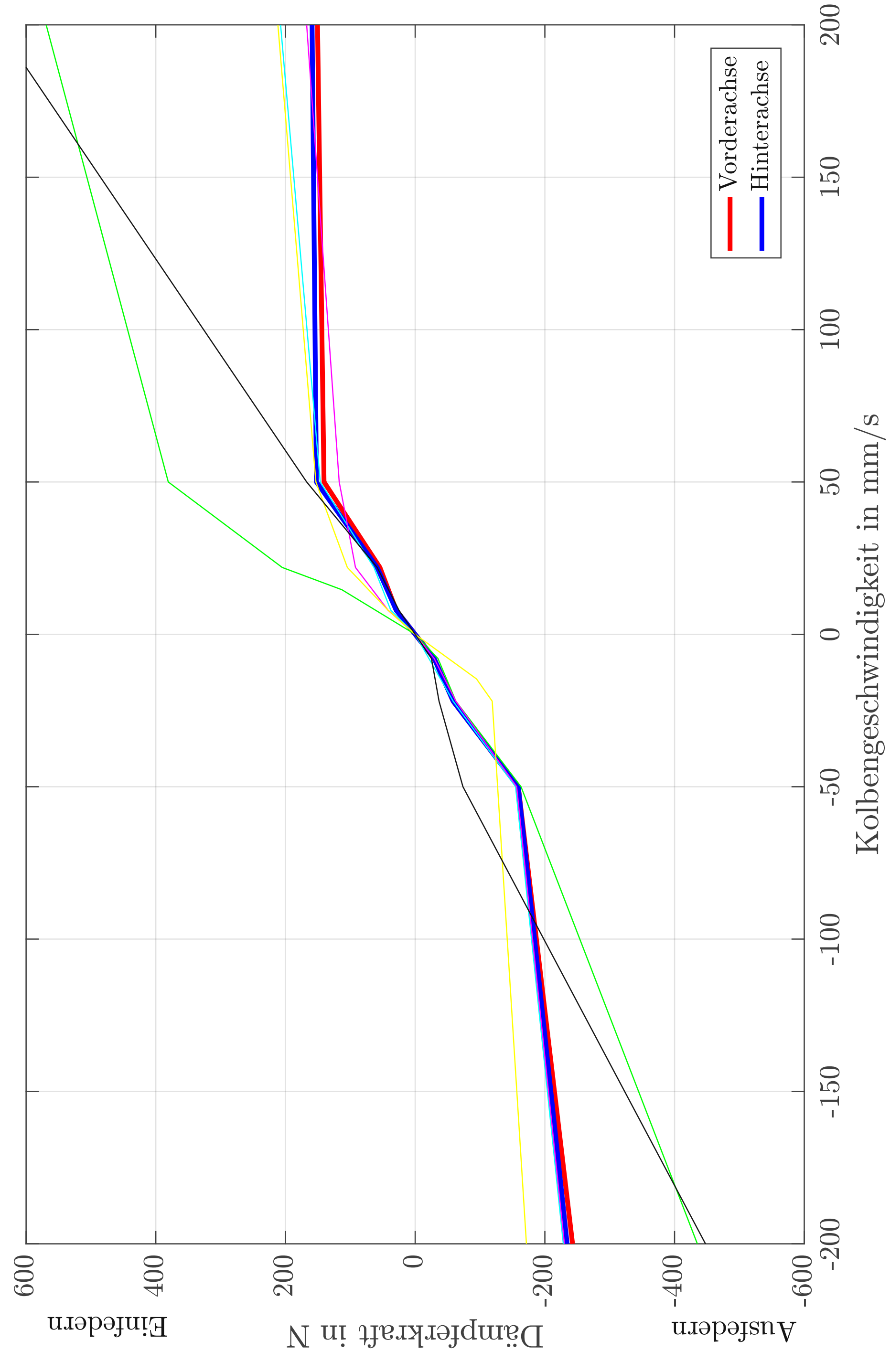


Abbildung 3.12: Gemessene Kennlinien der Öhlins TTX25 Dämpfer

4 Parametervariation

Ziel dieses Kapitels ist es, die Auswirkungen der Änderungen einiger wichtiger Fahrwerksparameter zu zeigen. Dabei wird, vom Baseline Setup (Kapitel 3.6) ausgehend, für jede Parametervariation nur ein Parameter variiert, um dessen Einfluss isoliert betrachten zu können. Nachdem die Änderung der Dämpferkennlinien auf die stationären Fahrmanöver keinen Einfluss hat, werden für diese nur die Simulationsergebnisse der Lenkradwinkelrampe und der harmonischen Lenkradwinkelanregung diskutiert.

4.1 Variation der Federhärte

Die Abstufung der Federraten der Hauptfedern in Tabelle 4.1 wird vom Federnhersteller so angeboten und steht dem Formula Student Team zur Verfügung. Daraus resultiert auch, dass die Vorderachsfedern eine geringfügig größere Abstufung als die Hinterachsfedern aufweisen. Die Rollsteifigkeiten in Tabelle 4.2 zeigen, welche Auswirkungen die Änderung der Federhärte im Vergleich zum Baseline Setup in Tabelle 3.5 hat.

Tabelle 4.1: Setupvarianten für die Federkonstanten

Setup #	Federn	Vorne	Hinten		Differenz
1	Baseline	61.3	70.1	N/mm	
2	Vorne härter	78.8	70.1	N/mm	29%
3	Hinten härter	61.3	87.6	N/mm	25%
4	Vorne weicher	43.8	70.1	N/mm	-29%
5	Hinten weicher	61.3	52.5	N/mm	-25%

Tabelle 4.2: Rollsteifigkeiten für die Variation der Federhärten

Vorderachse	Gesamt	Federn		Stabilisator	
	N/mm	N/mm	%	N/mm	%
Setup #2 - härter	47.13	39.14	83.0	7.99	17.0
Setup #4 - weicher	29.75	21.76	73.1	7.99	26.9

Hinterachse	Gesamt	Federn		Stabilisator	
	N/mm	N/mm	%	N/mm	%
Setup #3 - härter	86.94	44.96	51.7	41.98	48.3
Setup #5 - weicher	68.93	26.95	39.1	41.98	60.9

(Rollsteifigkeit)

4.1.1 Stationäre Kreisfahrt

Die Setups #2 und #5 weisen einen größeren Untersteuergradienten und eine größere nichtlineare Lenkwinkelzunahme im Grenzbereich auf, welche dem Fahrer die fahrdynamischen Grenzen aufzeigt, wie in Abbildung 4.1 ersichtlich. „Finales Übersteuern“ lässt sich bei Setup #3 und noch ausgeprägter bei Setup #4 beobachten, welches bereits ab einer Querbeschleunigung von knapp über 10 m/s^2 eine nichtlineare Lenkwinkelabnahme aufweist.

Da sich der Schwimmwinkel und die zwei Kreisfahrtwerte über einen relativ großen Bereich ändern, sieht man in den Abbildungen 4.2a, 4.2b und 4.2c erst bei Querbeschleunigungen bzw. Fahrgeschwindigkeiten nahe des Limits Unterschiede in den verschiedenen Setups. Deswegen werden in diesen Diagrammen von nun an immer nur die Bereiche vergrößert dargestellt, in denen der Unterschied zwischen den verschiedenen Setups am deutlichsten ausfällt, wie in Abbildung 4.3a, 4.3b und 4.3c zu sehen. Am Schwimmwinkel-Querbeschleunigungs-Verlauf in Abbildung 4.3a lässt sich die maximal erreichbare Querbeschleunigung am besten ablesen, sie ist beim ausgewogenen Baseline-Setup am höchsten.

4.1.2 MRA Momenten Methode

Bei Betrachtung des kompletten MMM-Diagrammes für die zwei Änderungen der Federhärte, welche die größten Unterschiede aufweisen, nämlich Setup #2 in Abbildung 4.4 und Setup #4 in Abbildung 4.5, fällt auf, dass die erkennbaren Unterschiede marginal sind. An der hellblauen Kurve, bei der $\delta_L = 0°$ ist, lässt sich der Unterschied in den zwei Diagrammen noch am besten erkennen. Aus dieser Kurve wird auch die in Kapitel 2.4 beschriebene „directional stability" abgeleitet.

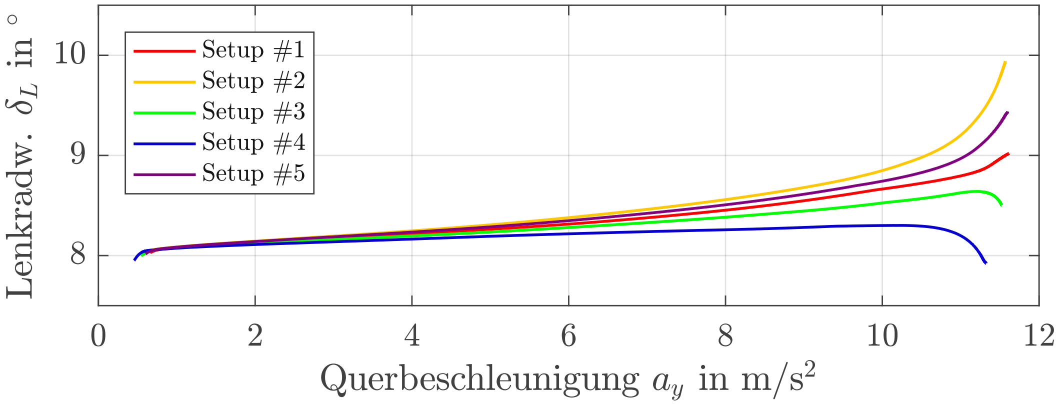
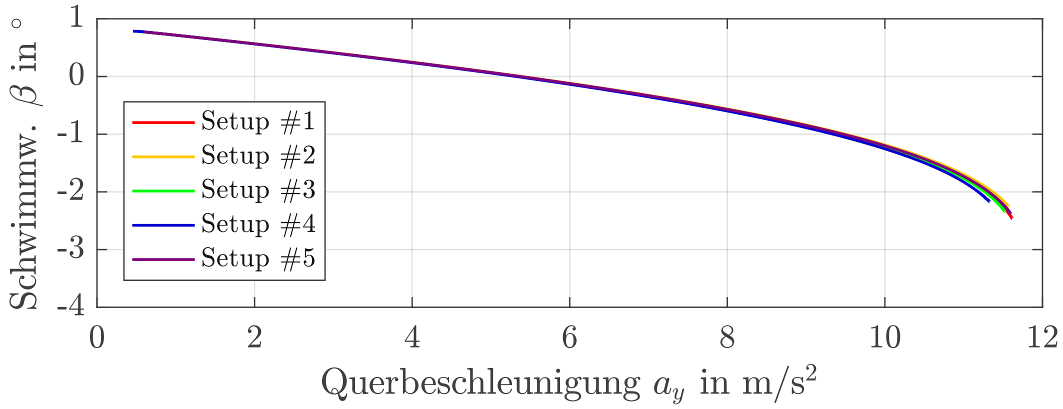
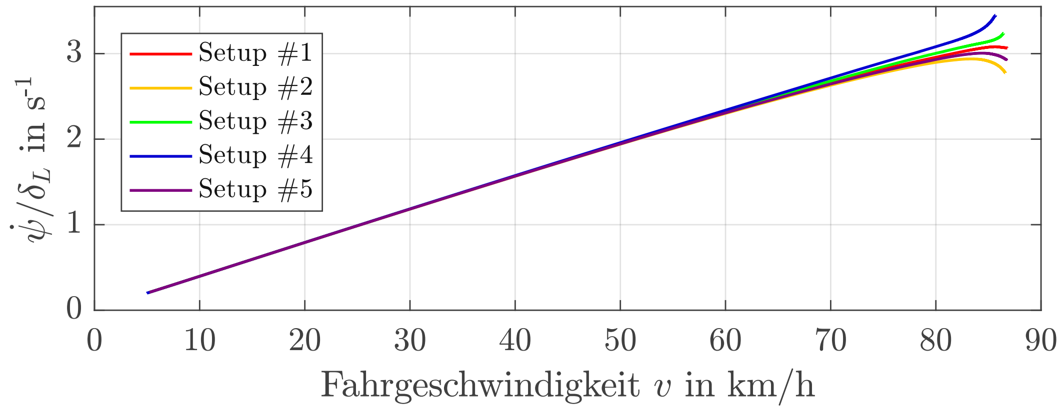


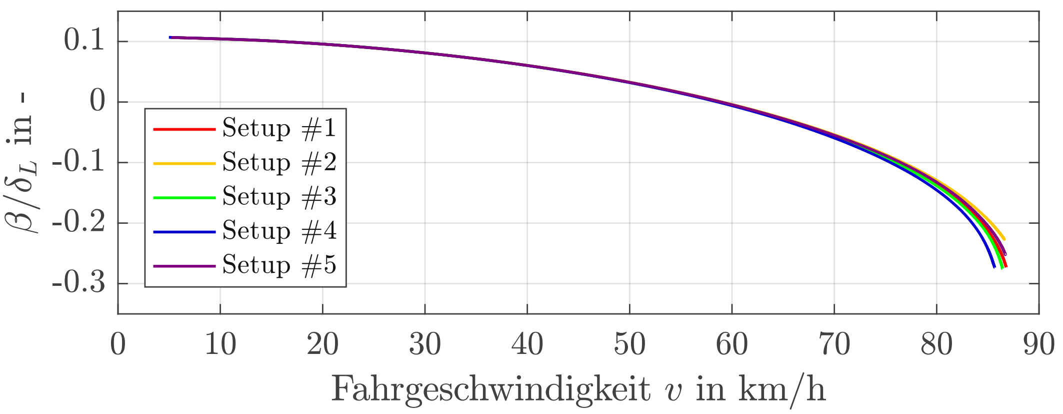
Abbildung 4.1: Variation der Federhärte: Lenkradwinkel-Querbeschleunigungs-Verlauf - Auswertung 1/3



(a) Schwimmwinkel-Querbeschleunigungs-Verlauf: Variation der Federhärte

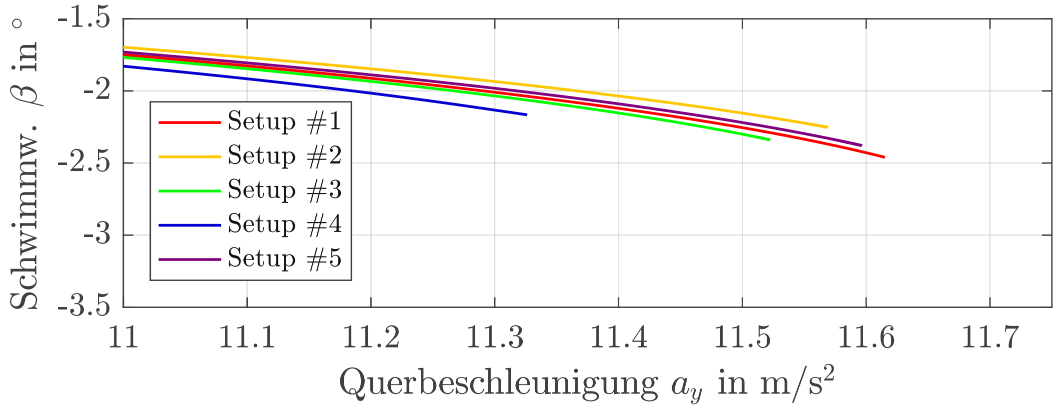


(b) Kreisfahrtwert $\dot{\psi}/\delta_L$: Variation der Federhärte

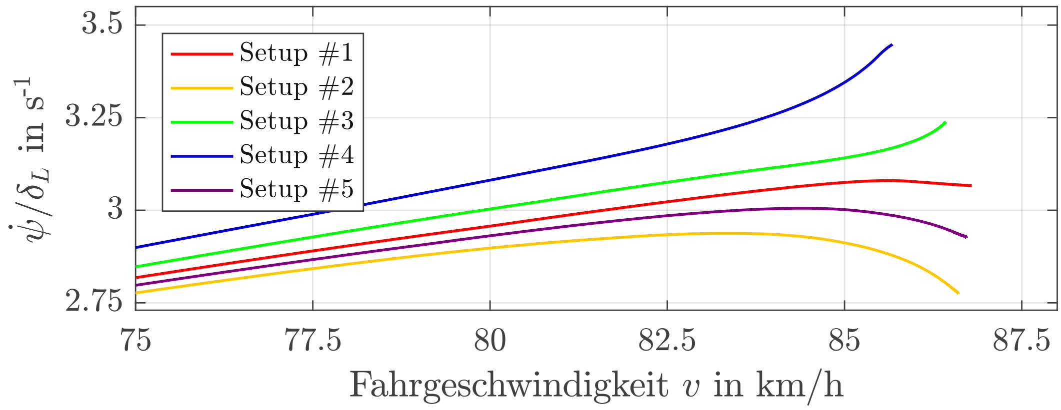


(c) Kreisfahrtwert β/δ_L: Variation der Federhärte

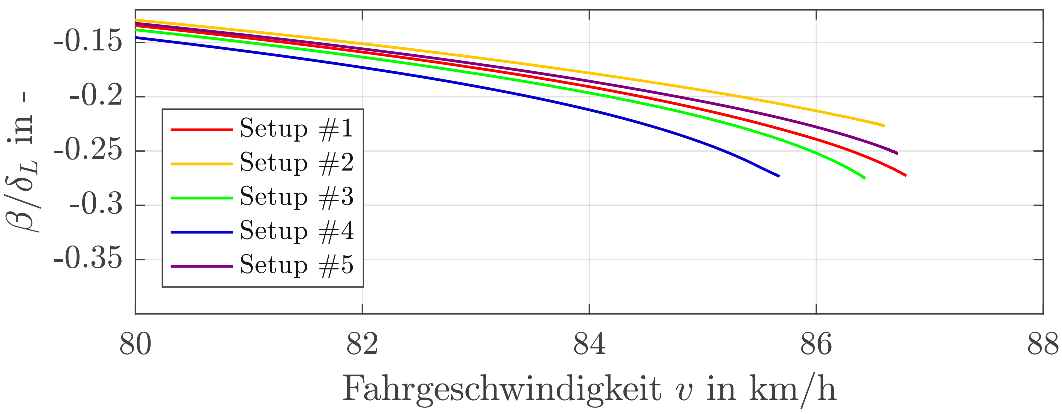
Abbildung 4.2: Variation der Federhärte: Stationäre Kreisfahrt - Auswertung 2/3



(a) Schwimmwinkel-Querbeschleunigungs-Verlauf im Detail



(b) Kreisfahrtwert $\dot{\psi}/\delta_L$ im Detail



(c) Kreisfahrtwert β/δ_L im Detail

Abbildung 4.3: Variation der Federhärte: Stationäre Kreisfahrt - Auswertung 3/3

Für eine bessere Vergleichbarkeit der Setupvarianten wird deshalb ab hier immer der Bereich nahe der Kraftschlussgrenze gezeigt (in Abbildung 4.6a vergrößert dargestellt), wobei die Farbwahl der Linien identisch bleibt. Dabei wird deutlich, dass für Setup #2 der Punkt der maximalen Querbeschleunigung bei $C_z = 0$, also im stationären Zustand, bei einer Querbeschleunigung a_y von 1.196 g liegt. Außerdem lässt sich aus dem Diagramm ablesen, dass dieser Punkt mit einem Lenkradwinkel von rund 6° und einem Schwimmwinkel zwischen -3° und -4° erreicht wird. Es ist auch gut zu erkennen, das ein übermäßig großer Lenkradwinkel, der umgangssprachlich als „Überfahren der Vorderachse“ bezeichnet wird, die erreichbare Querbeschleunigung deutlich reduziert. Die geringfügigen Abweichungen zu den Ergebnissen der stationären Kreisfahrt sind in den beschriebenen Unterschieden der verschiedenen Fahrmanöver begründet.

Konzeptbedingt ist das MMM-Diagramm nicht dafür geeignet, eine große Anzahl verschiedener Setups abzubilden, weil das aufgrund der zahlreichen Linien sehr unübersichtlich wird. Deswegen werden in Abbildung 4.6b nur drei Varianten abgebildet, das Baseline Setup und das Setup #2 mit dem größten Untersteuergradienten sowie das Setup #4 mit dem geringsten Untersteuergradienten. Da Setup #4 „finales Übersteuern“ aufweist, lässt sich dadurch aus dem Diagramm ablesen, dass der Punkt der maximalen Querbeschleunigung über der $C_z = 0$ Linie liegt.

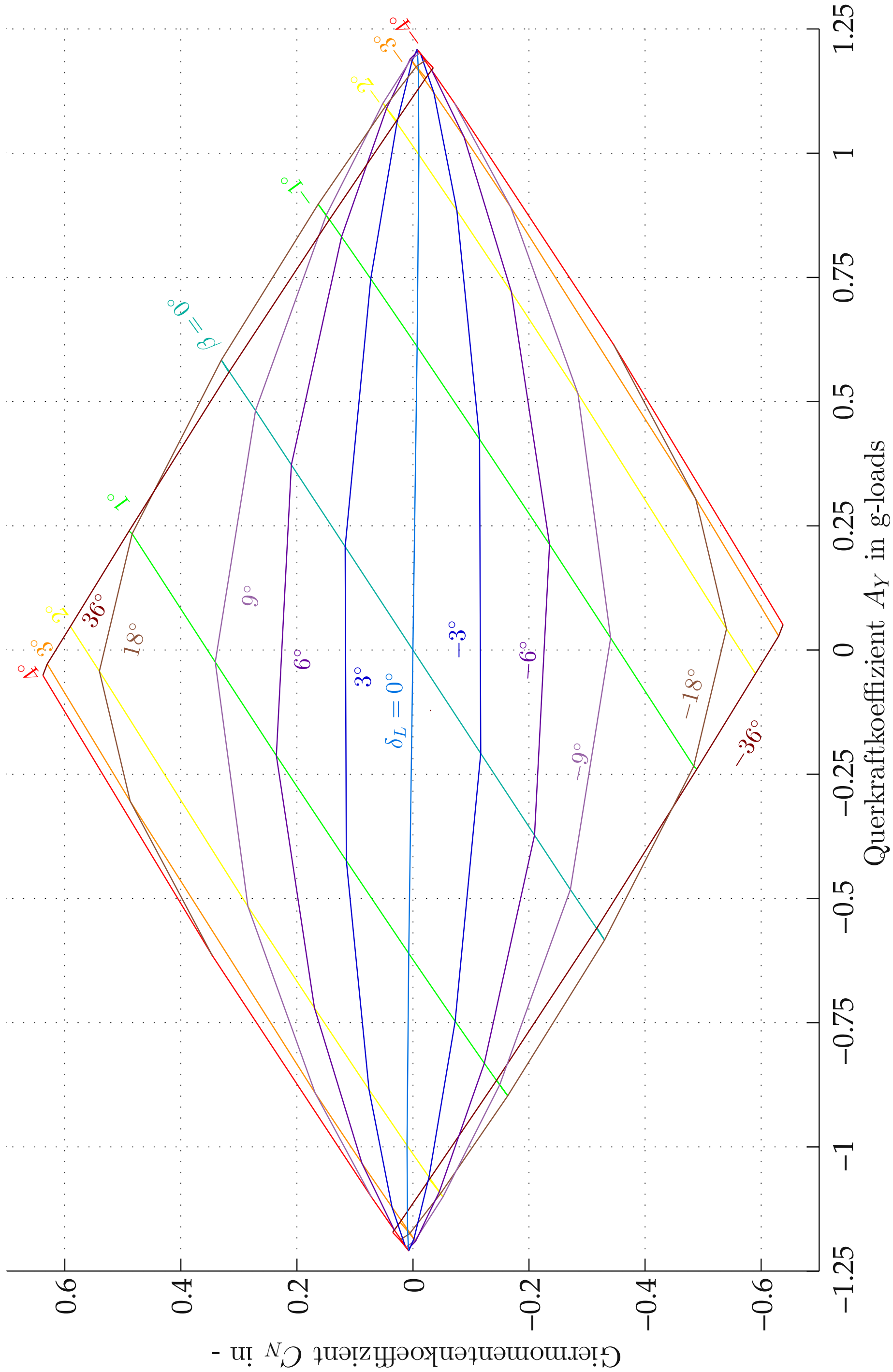


Abbildung 4.4: Variation der Federhärte: MMM-Diagramm für Setup #2

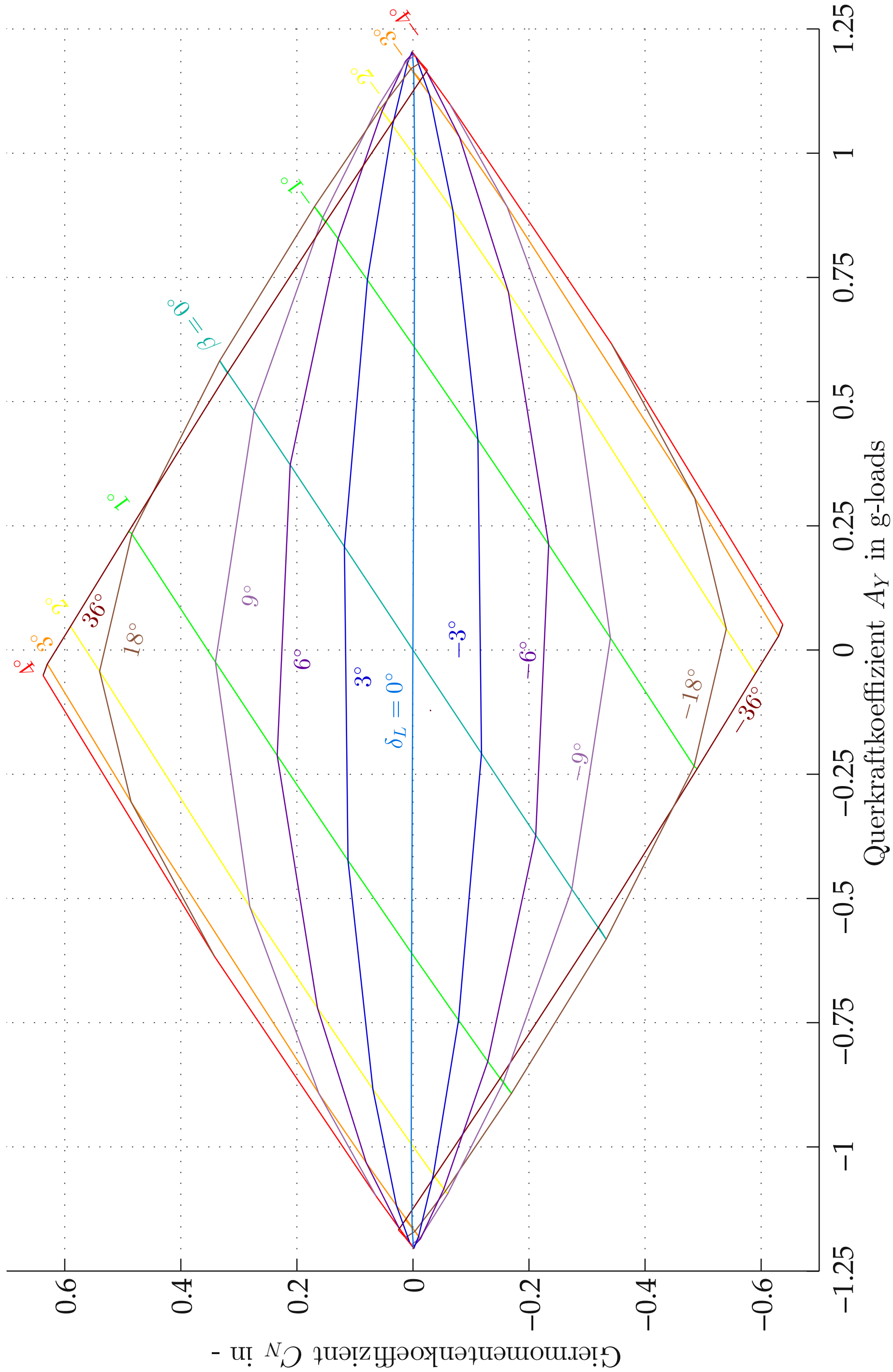
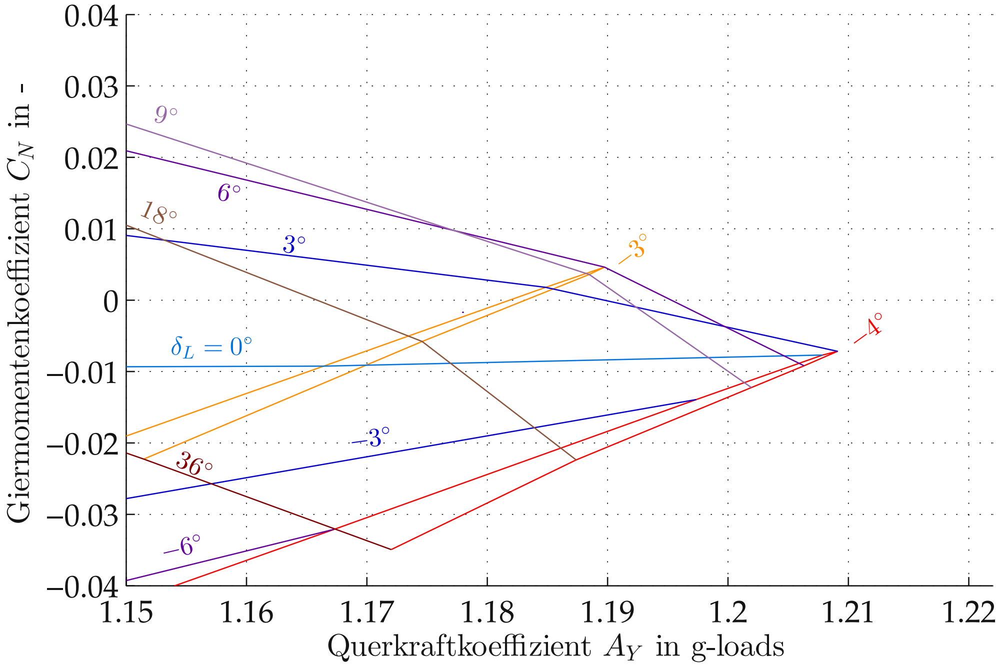
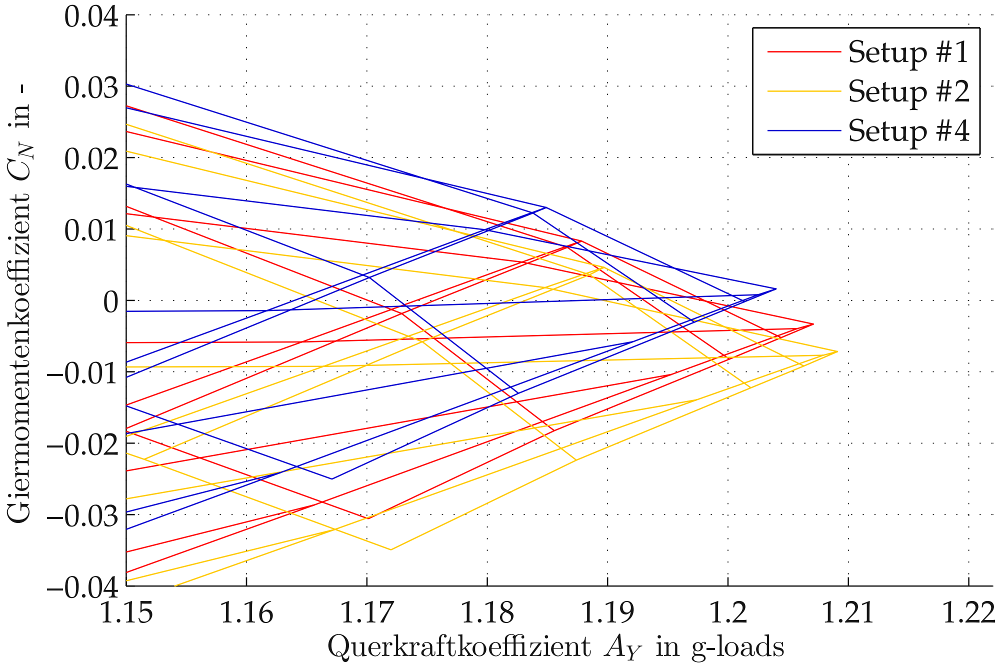


Abbildung 4.5: Variation der Federhärte: MMM-Diagramm für Setup #4



(a) MMM-Diagramm Setup #2 vergrößert

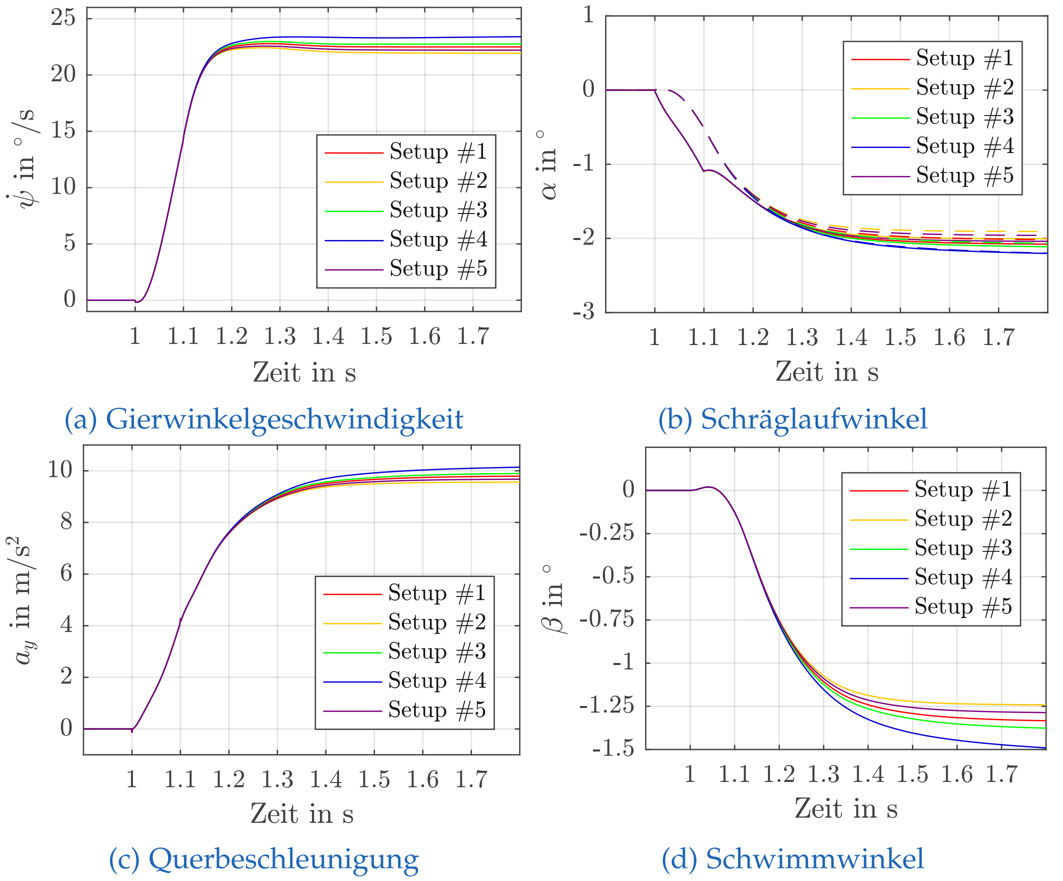


(b) MMM-Diagramm vergrößert: Setups #1, #2 und #4

Abbildung 4.6: Variation der Federhärte: MMM-Diagramm vergrößert

4.1.3 Lenkradwinkelrampe

Die Auswirkungen der Federraten auf das transiente Verhalten wird unter anderem mit dem Fahrmanöver Lenkradwinkelrampe in Abbildung 4.7 dargestellt. Der Lenkradwinkel-Zeit-Verlauf ist nicht abgebildet, da dieser unverändert bleibt wie in Kapitel 2.5 in Abbildung 2.20a illustriert. Weiters wurde der Schräglaufwinkelverlauf anders dargestellt, indem statt den vier Schräglaufwinkeln für alle Räder nun der Mittelwert der Vorder- bzw. Hinterräder gebildet wurde. Die Volllinien zeigen die Schräglaufwinkel der Vorderräder, die strichlierten Linien die der Hinterräder.



(a) Gierwinkelgeschwindigkeit

(b) Schräglaufwinkel

(c) Querbeschleunigung

(d) Schwimmwinkel

Abbildung 4.7: Variation der Federhärte: Lenkradwinkelrampe

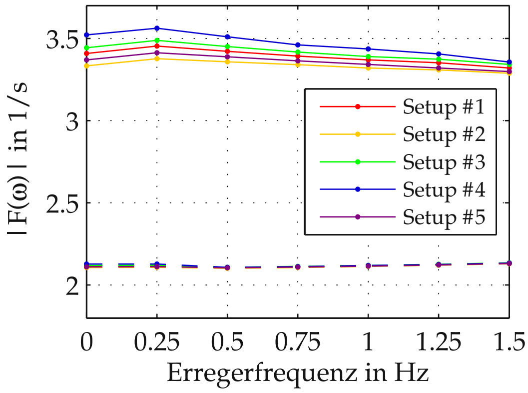
Unterschiede in den Setups werden erst nach dem Zeitpunkt, bei dem der Lenkwinkel seinen Stationärwert erreicht hat, sichtbar. Alle fünf verglichenen Setups schwingen erwartungsgemäß auf verschiedene Stationärwerte ein, was zu deutlich voneinander abweichenden Fahrzeugkennwerte in Tabelle 4.3 führt. Mit dem Setup #5 und besonders mit dem Setup #2 lassen sich kurze Response-Times $T_{\dot\psi}$, $T_{\dot\beta}$ und $T_{\dot\psi\max}$ erzielen und auch die Überschwingweite $U_{\dot\psi}$ nimmt zu. All das steht in Zusammenhang damit, dass diese Setups größere Untersteuergradienten aufweisen. Im Gegensatz dazu hat das Setup #4 mit seinem sehr geringen Untersteuergradienten deutlich längere Response-Times.

Tabelle 4.3: Variation der Federhärte: Lenkwinkelrampe - Kennwerte

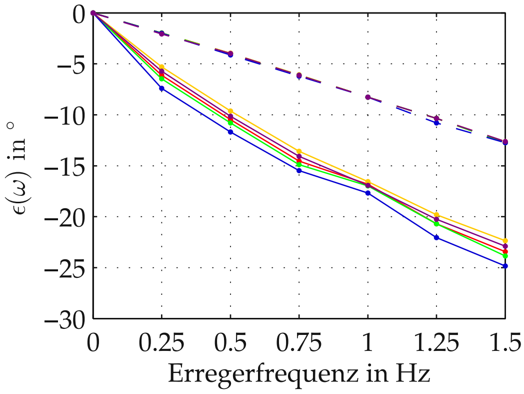
	$\dot\psi/\delta_L$ 1/s	β/δ_L -	$T_{\dot\psi}$ ms	T_β ms	$T_{\dot\psi\,\max}$ ms	$U_{\dot\psi}$ %
Setup #1	3.38	-0.201	89	312	228	1.29
Setup #2	3.30	-0.187	84	277	218	2.15
Setup #3	3.42	-0.208	90	333	229	1.02
Setup #4	3.51	-0.230	97	407	283	0.16
Setup #5	3.34	-0.194	86	294	221	1.60

4.1.4 Harmonische Lenkradwinkelanregung

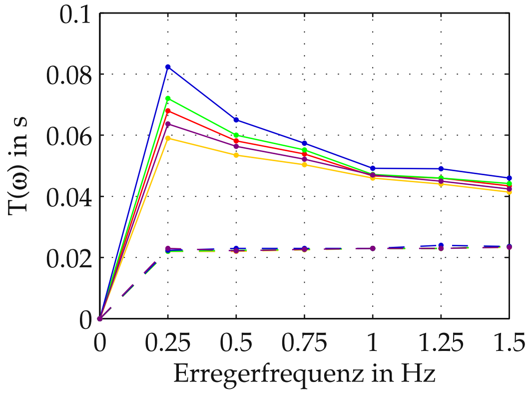
Im Unterschied zu Kapitel 2.6 wurde der Frequenzbereich im Zuge der Parametervariation mit einer konstanten Schrittweite von 0.25 Hz untersucht, dargestellt durch die Punkte in den Kurven (Abbildung 4.8). Vor allem bei der harmonischen Lenkwinkelanregung mit der schnelleren Fahrgeschwindigkeit, dargestellt durch die Volllinien in Abbildung 4.8, sieht man die Auswirkungen der veränderten Federraten deutlich. Bei niedrigerer Geschwindigkeit, mit der aufgrund der unveränderten Lenkwinkelamplituden weitaus geringere Querbeschleunigungen erreicht werden können, sind kaum Unterschiede erkennbar, mit Ausnahme der Phasenverschiebungszeit der Schwimmwinkel-Lenkwinkel-Amplituden bei 0.25 Hz.



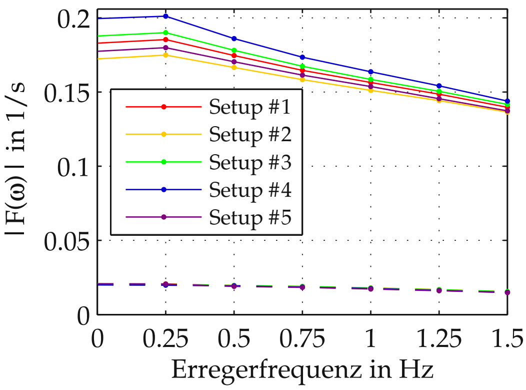
(a) Amplitudenverhältnis $\hat{\dot{\psi}}/\hat{\delta}_L$



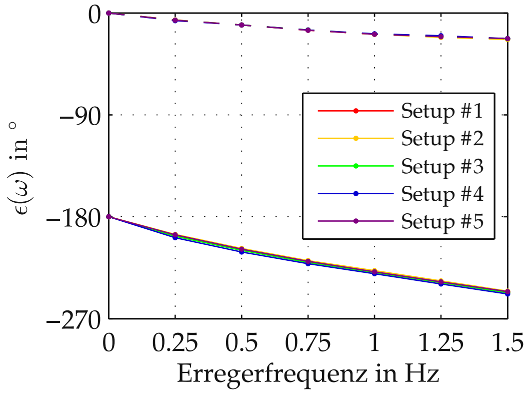
(b) Phasenwinkel $\hat{\dot{\psi}}/\hat{\delta}_L$



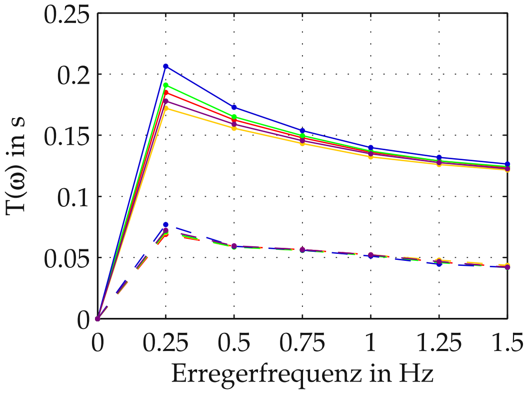
(c) Phasenverschiebungszeit $\hat{\dot{\psi}}/\hat{\delta}_L$



(d) Amplitudenverhältnis $\hat{\beta}/\hat{\delta}_L$



(e) Phasenwinkel $\hat{\beta}/\hat{\delta}_L$



(f) Phasenverschiebungszeit $\hat{\beta}/\hat{\delta}_L$

Abbildung 4.8: Variation der Federhärte: harmonische Lenkwinkelanregung

4.2 Variation der Dämpferkennlinie

Die sieben verschiedenen Kennlinien, welche vermessen und in Abbildung 3.12 gezeigt wurden, reichen nicht aus, um eine sinnvolle Parametervariation durchzuführen, vor allem, weil es keine Kennlinie mit geringer Druckstufendämfung gibt. Darum wurden die verwendeten Baseline Kennlinien in der Zug- sowie in der Druckstufe um 50% härter und weicher eingestellt, wie in Tabelle 4.4 zu sehen. Ein erster Versuch, die Kennlinien um 25% zu variieren, hat gezeigt, dass diese Änderung zu gering ist, um deutliche Auswirkungen in den Simulationsergebissen zu sehen.

Tabelle 4.4: Setupvarianten für die Dämpferkennlinien

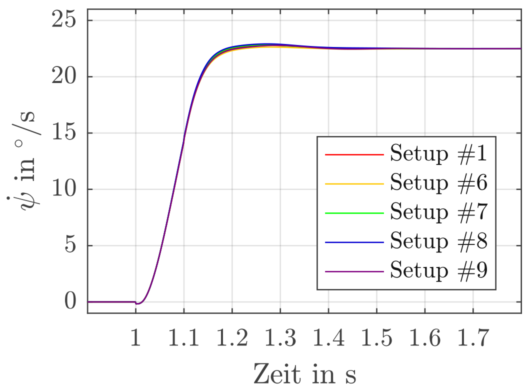
Setup #	Dämpfer	Vorne	Hinten
1	Baseline	Baseline Kennlinie	
6	Vorne härter	+ 50%	
7	Hinten härter		+ 50%
8	Vorne weicher	- 50%	
9	Hinten weicher		- 50%

4.2.1 Lenkradwinkelrampe

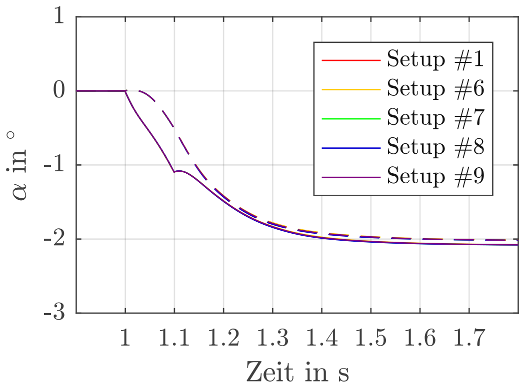
Da sich die Dämpferkennlinien nicht auf die Stationärwerte auswirken, sind in Abbildung 4.9 nur geringe Abweichungen erkennbar, jedoch geben die Response-Times in Tabelle 4.5 einen guten Überblick. Die Variation der Dämpferkennung der Vorderachse hat einen wesentlichen Einfluss auf die Überschwingweite, wogegen die der Hinterachse hier nur einen geringen Einfluss aufweist. Im Gegensatz zu einer härteren Federrate an der Vorderachse (Setup #2 in Tabelle 4.3) führt eine harte Dämpferkennlinie an der Vorderachse zu einer geringen Überschwingweite.

Tabelle 4.5: Variation der Dämpferkennlinie: Lenkwinkelrampe - Kennwerte

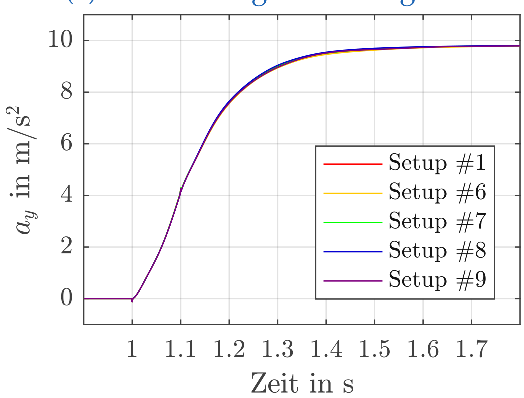
	$\dot{\psi}/\delta_L$ 1/s	β/δ_L -	$T_{\dot{\psi}}$ ms	T_{β} ms	$T_{\dot{\psi}\,\mathrm{max}}$ ms	$U_{\dot{\psi}}$ %
Setup #1	3.38	-0.201	89	312	228	1.29
Setup #6	3.38	-0.201	90	329	230	0.68
Setup #7	3.38	-0.201	88	309	217	1.46
Setup #8	3.38	-0.201	87	299	223	1.85
Setup #9	3.38	-0.201	89	312	241	1.34



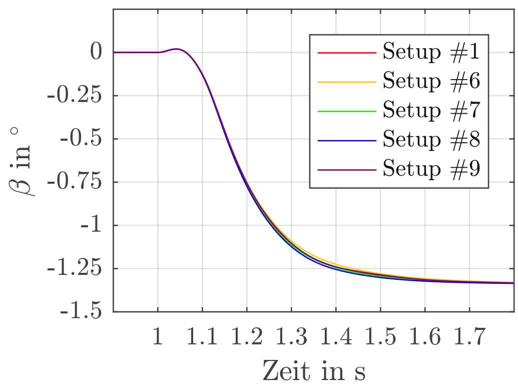
(a) Gierwinkelgeschwindigkeit



(b) Schräglaufwinkel



(c) Querbeschleunigung



(d) Schwimmwinkel

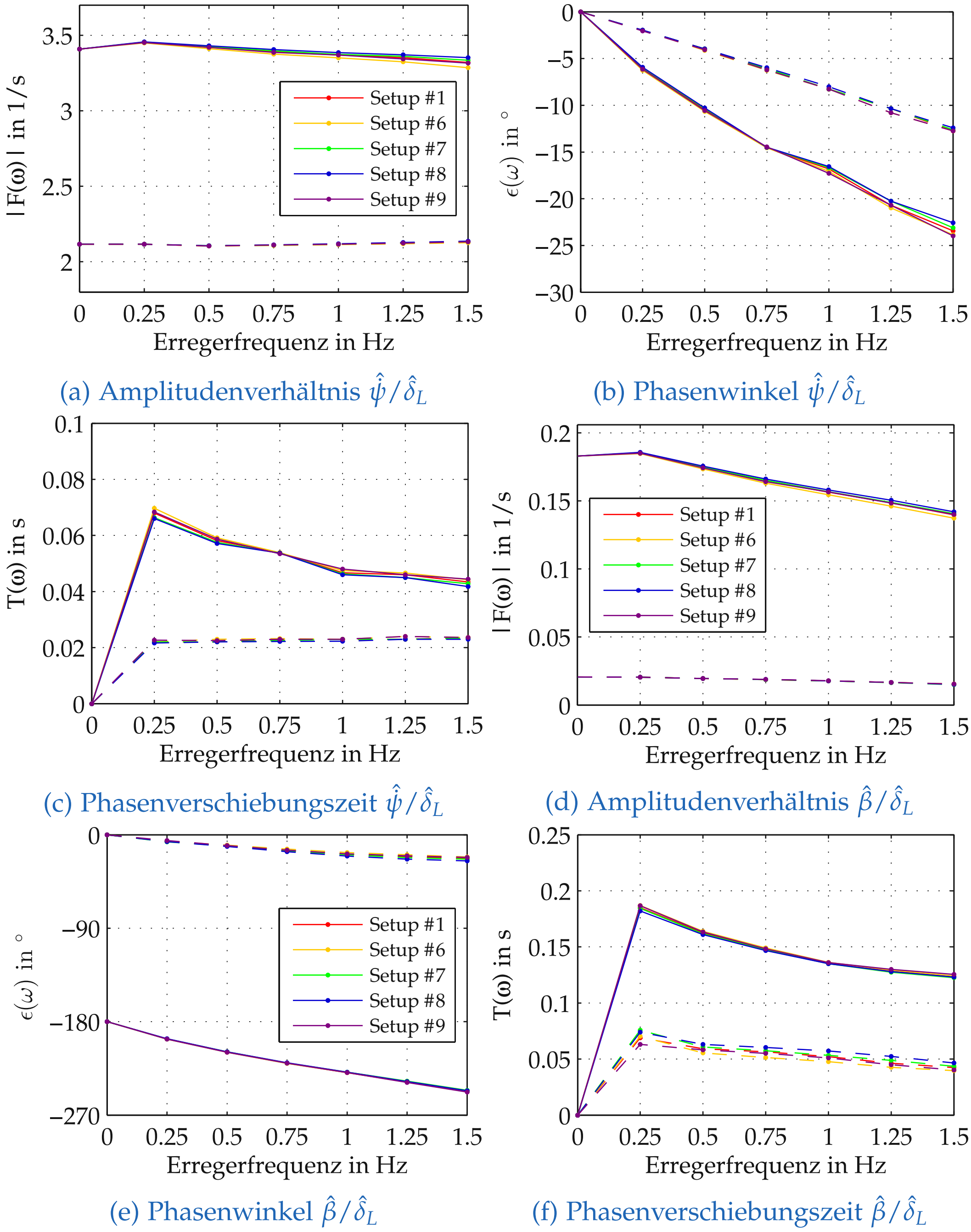
Abbildung 4.9: Variation der Dämpferkennlinie: Lenkradwinkelrampe

4.2.2 Harmonische Lenkradwinkelanregung

Auch bei diesem Fahrmanöver ist gut erkennbar, wie unterschiedlich die Ergebnisse bei der Dämpferkennlinienvariation im Vergleich zur Variation der Federkonstante sind. Die Amplitudenverhältnisse weichen nur bei höheren Frequenzen voneinander ab, da die Dämpfergeschwindigkeiten – in Anbetracht der zugrunde liegenden Kennlinien – nicht groß genug sind. Auffällig ist, dass die Dämpferkennlinien einen relativ großen Einfluss auf die Phasenverschiebungszeit des Schwimmwinkel-Lenkwinkel-Verlaufes bei 54 km/h haben, wie in Abbildung 4.10f erkennbar.

4.3 Variation der Stabilisatorabstimmung

Die verwendeten Stabilisatoren sind im Wesentlichen Titanstäbe, die wie eine Drehfeder wirken. Durch die Wahl der Stabdurchmesser lässt sich die Drehsteifigkeit beliebig variieren, die Abstufung wurde gemäß Tabelle 4.6 gewählt. Wie die Variation der Stabilisatorhärte die Rollsteifigkeit beeinflusst, zeigt Tabelle 4.7.



(a) Amplitudenverhältnis $\hat{\dot{\psi}}/\hat{\delta}_L$

(b) Phasenwinkel $\hat{\dot{\psi}}/\hat{\delta}_L$

(c) Phasenverschiebungszeit $\hat{\dot{\psi}}/\hat{\delta}_L$

(d) Amplitudenverhältnis $\hat{\beta}/\hat{\delta}_L$

(e) Phasenwinkel $\hat{\beta}/\hat{\delta}_L$

(f) Phasenverschiebungszeit $\hat{\beta}/\hat{\delta}_L$

Abbildung 4.10: Variation der Dämpferkennlinie: harmonische Lenkwinkelanregung

Tabelle 4.6: Setupvarianten für die Stabilisatorabstimmung

Setup #	Stabilisatoren	Vorne	Hinten		Differenz
1	Baseline	120.0	115.0	Nm/rad	
10	Vorne härter	150.0	115.0	Nm/rad	25%
11	Hinten härter	120.0	143.8	Nm/rad	25%
12	Vorne weicher	90.0	115.0	Nm/rad	-25%
13	Hinten weicher	120.0	86.3	Nm/rad	-25%

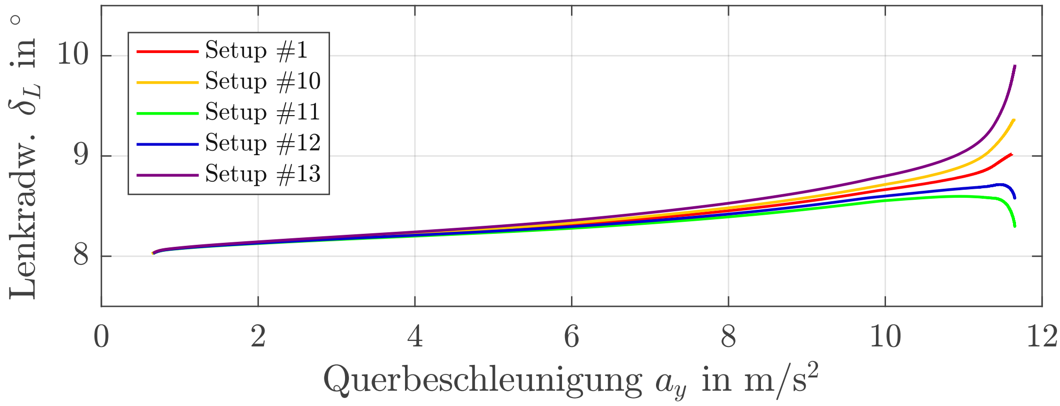
Tabelle 4.7: Rollsteifigkeiten für die Variation der Stabilisatoren

Vorderachse	Rollsteifigkeit				
	Gesamt	Federn		Stabilisator	
	N/mm	N/mm	%	N/mm	%
Setup #10 - härter	40.44	30.45	75.3	9.99	24.7
Setup #12 - weicher	36.44	30.45	83.6	5.99	16.4

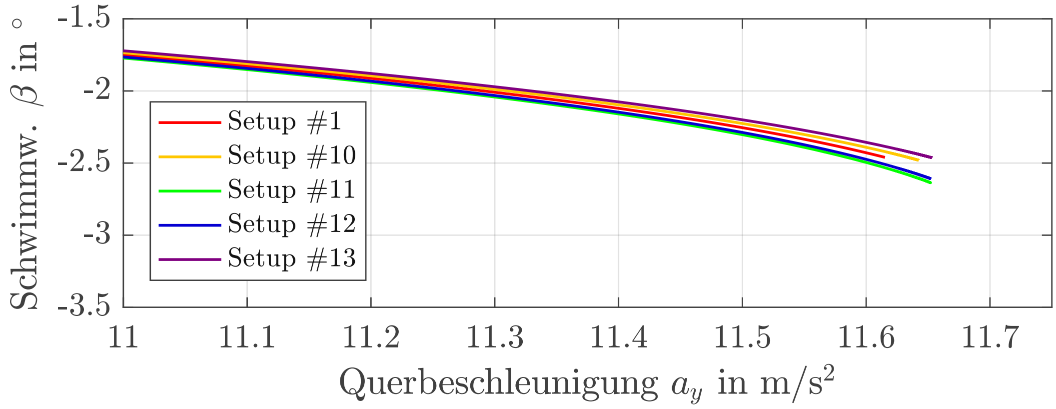
Hinterachse	Rollsteifigkeit				
	Gesamt	Federn		Stabilisator	
	N/mm	N/mm	%	N/mm	%
Setup #11 - härter	88.46	35.98	40.7	52.48	59.3
Setup #13 - weicher	67.47	35.98	53.3	31.49	46.7

4.3.1 Stationäre Kreisfahrt

Die Tendenzen sind ähnlich wie bei der Variation der Federraten, Setup #10 und #13 weisen in Abbildung 4.11a größere Untersteuergradienten und auch „finales Untersteuern“ auf.



(a) Lenkradwinkel-Querbeschleunigungs-Verlauf: Variation der Stabilisatoren

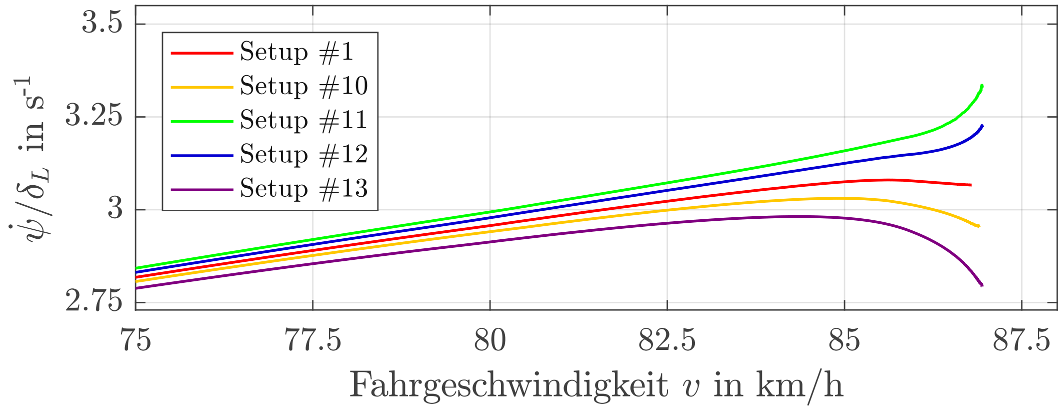


(b) Schwimmwinkel-Querbeschleunigungs-Verlauf: Variation der Stabilisatoren

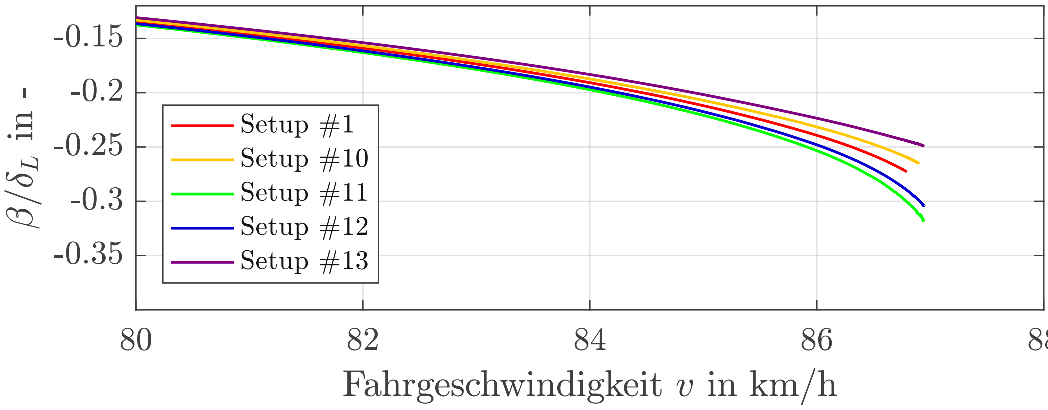
Abbildung 4.11: Variation der Stabilisatoren: Stationäre Kreisfahrt - Auswertung 1/2

4.3.2 MRA Momenten Methode

Mit der Variation der Stabilisatorhärte, die im Diagramm in Abbildung 4.13 wiederum gezoomt auf den Bereich der maximalen Querbeschleunigung dargestellt ist, lässt sich im Vergleich zur Federhärtenvariation in Abbildung 4.6b ein geringere Wirkung erzielen.



(a) Kreisfahrtwert $\dot{\psi}/\delta_L$: Variation der Stabilisatoren



(b) Variation der Stabilisatoren: Kreisfahrtwert β/δ_L - Auswertung 2/2

Abbildung 4.12: Variation der Stabilisatoren: Stationäre Kreisfahrt - Auswertung 2/2

4.3.3 Lenkradwinkelrampe

Es ist verglichen mit Kapitel 4.1.3 ein ähnlicher Einfluss der Stabilisatorabstimmung auf die Fahrzeugantwort bei diesem Fahrmanöver zu beobachten. Der im stationären Fall ermittelte Untersteuergradient steht im Zusammenhang zu den Fahrzeugkennwerten in Abbildung 4.8 und zu den Diagrammen in Abbildung 4.14.

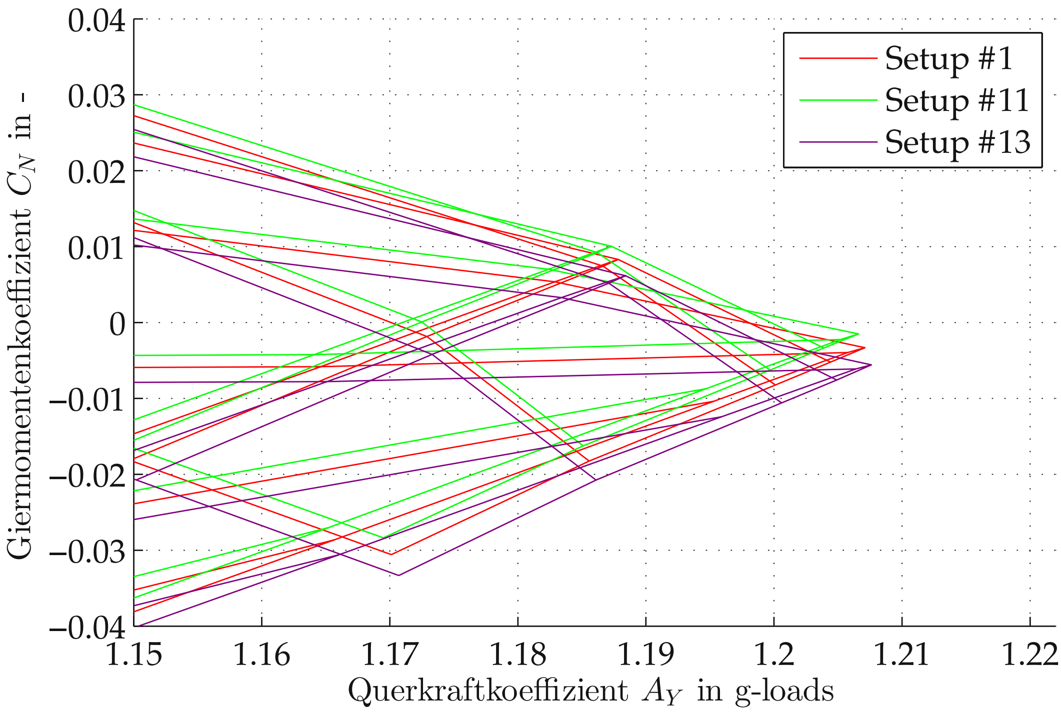


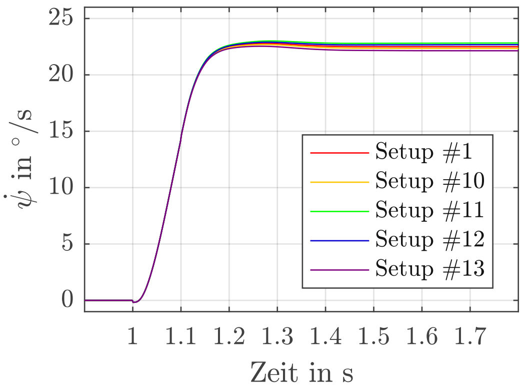
Abbildung 4.13: MMM-Diagramm vergrößert: Setups #1, #11 und #13

4.3.4 Harmonische Lenkradwinkelanregung

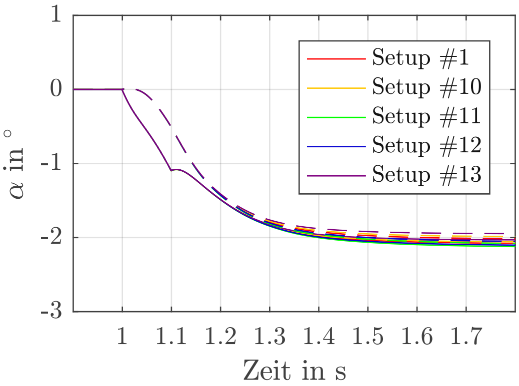
Die verglichenen Setups in Abbildung 4.15 führen zu relativ eng abgestuften Ergebnissen. Ein Außreißer wie beispielsweise Setup #4 ist nicht zu finden. Auffallend ist jedoch, dass die Phasenverschiebungszeit für die geringere Fahrgeschwindigkeit in Abbildung 4.15f relativ stark beeinflusst wird, verglichen mit selbiger in Abbildung 4.8f.

Tabelle 4.8: Variation der Stabilisatoren: Lenkwinkelrampe - Kennwerte

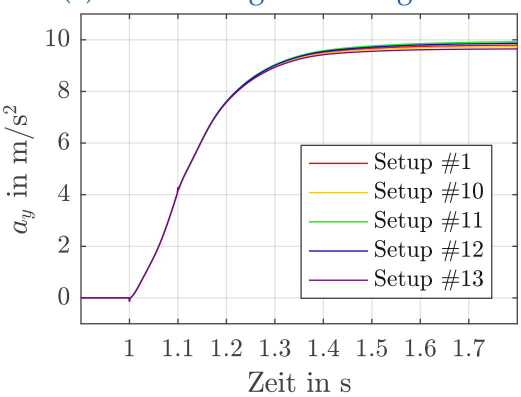
	$\dot{\psi}/\delta_L$ 1/s	β/δ_L -	$T_{\dot{\psi}}$ ms	T_β ms	$T_{\dot{\psi}\,\max}$ ms	$U_{\dot{\psi}}$ %
Setup #1	3.38	-0.201	89	312	228	1.29
Setup #10	3.36	-0.197	87	301	225	1.55
Setup #11	3.43	-0.210	91	339	237	0.85
Setup #12	3.41	-0.207	90	329	231	0.99
Setup #13	3.33	-0.192	86	289	217	1.79



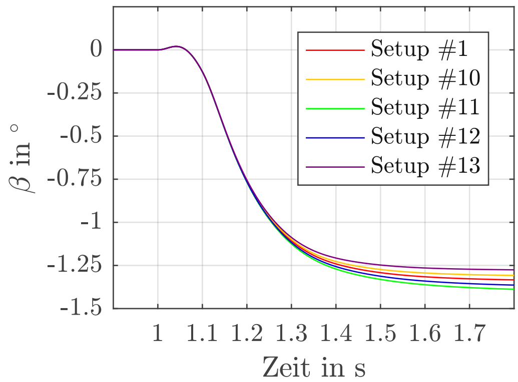
(a) Gierwinkelgeschwindigkeit



(b) Schräglaufwinkel

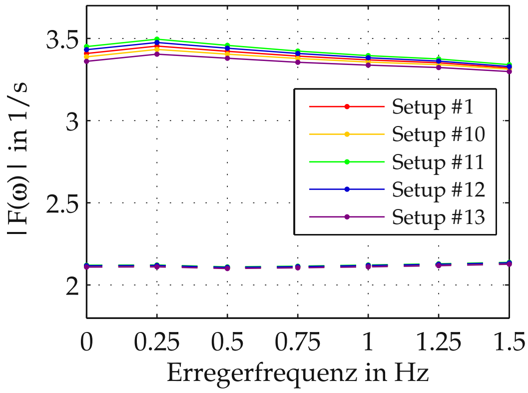


(c) Querbeschleunigung

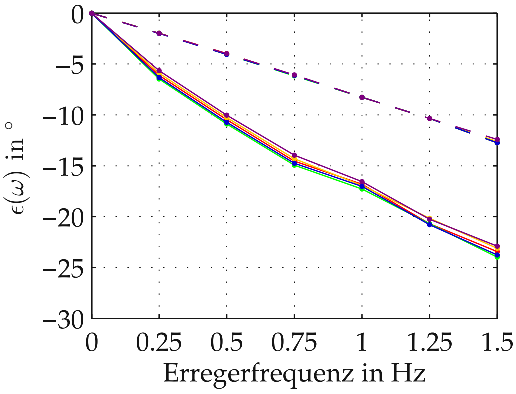


(d) Schwimmwinkel

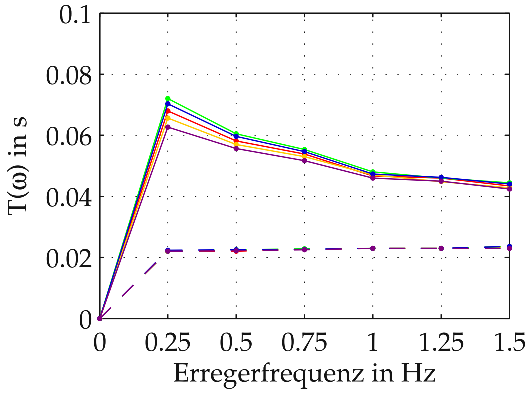
Abbildung 4.14: Variation der Stabilisatoren: Lenkradwinkelrampe



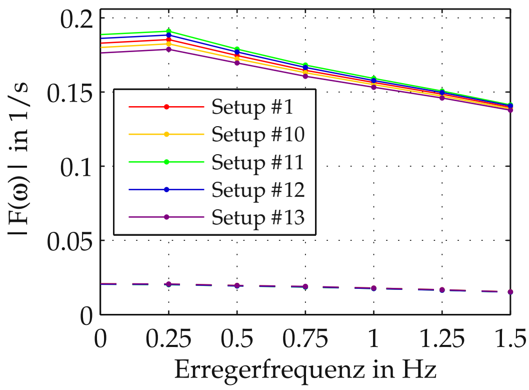
(a) Amplitudenverhältnis $\hat{\dot{\psi}}/\hat{\delta}_L$



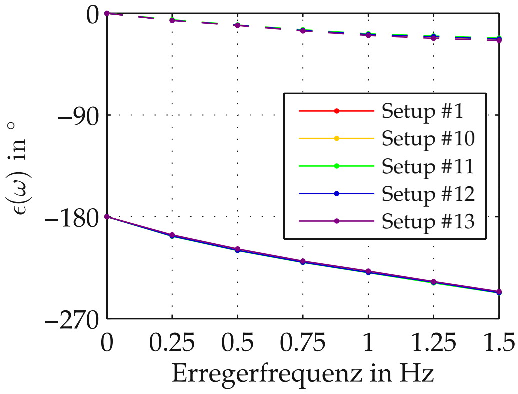
(b) Phasenwinkel $\hat{\dot{\psi}}/\hat{\delta}_L$



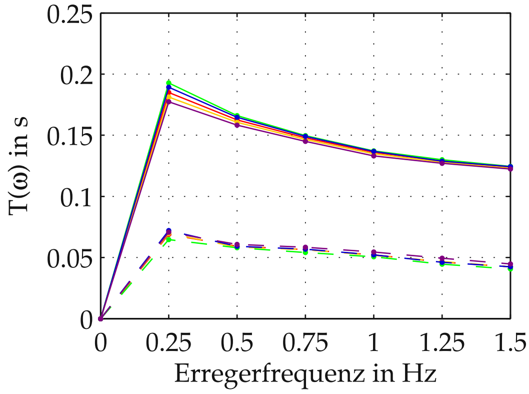
(c) Phasenverschiebungszeit $\hat{\dot{\psi}}/\hat{\delta}_L$



(d) Amplitudenverhältnis $\hat{\beta}/\hat{\delta}_L$



(e) Phasenwinkel $\hat{\beta}/\hat{\delta}_L$



(f) Phasenverschiebungszeit $\hat{\beta}/\hat{\delta}_L$

Abbildung 4.15: Variation der Stabilisatoren: harmonische Lenkwinkelanregung

4.4 Variation des Radsturzes

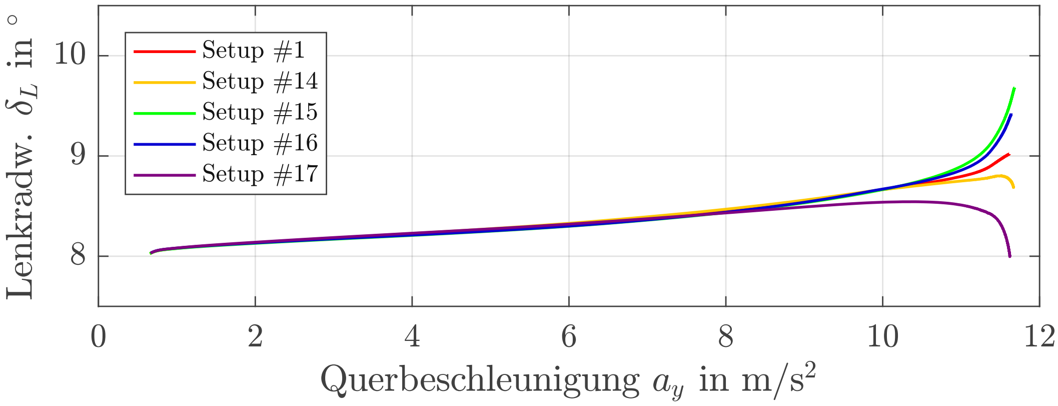
Beim Blick auf die Absolutwerte in Tabelle 4.9 sei noch einmal darauf hingewiesen, dass die vorliegende Simulation die elastische Verformung der Aufhängungsbauteile nicht miteinbezieht, da diese unter anderem aufgrund der verwendeten Uniballgelenke vernachlässigbar ist.

Tabelle 4.9: Setupvarianten für den Radsturz

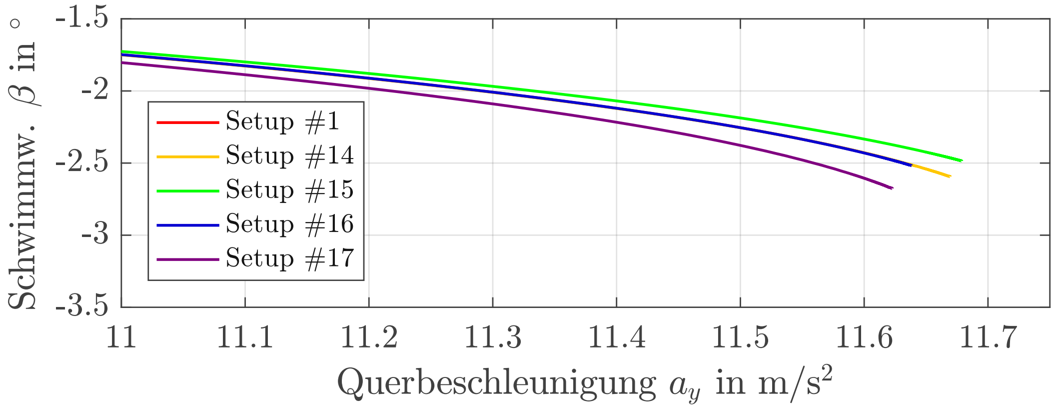
Setup #	Sturz	Vorne	Hinten
1	Baseline	-1°	-0.6°
14	Vorne mehr	-1.4°	-0.6°
15	Hinten mehr	-1°	-1°
16	Vorne weniger	-0.6°	-0.6°
17	Hinten weniger	-1°	-0.2°

4.4.1 Stationäre Kreisfahrt

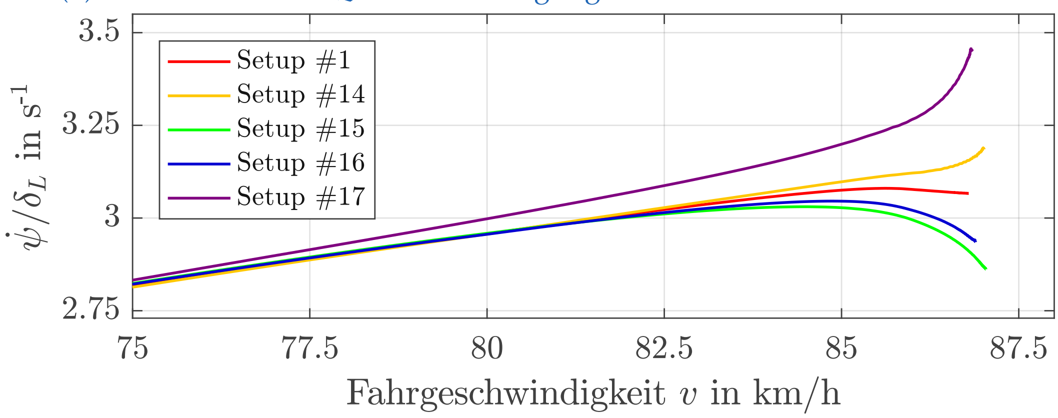
Die Untersteuergradienten der durchsimulierten Varianten sind bis zu einer Querbeschleunigung von 8 m/s^2 sehr ähnlich (Abbildung 4.16a), wobei die Gradienten der „final übersteuernden“ Setups #14 und #17 in diesem Bereich interessanterweise etwas größer sind und sich gegensätzlich zu den bisherigen Parametervariationen verhalten. Was den Schwimmwinkel-Querbeschleunigungs-Verlauf in Abbildung 4.16b betrifft, so zeigen die Setups, bei denen der Vorderachssturz verändert wird, über einen großen Bereich fast identes Verhalten. Der in Setup #17 simulierte geringe Hinterachssturz führt hingegen bereits ab einer Querbeschleunigung von knapp über 10 m/s^2 zu einer nichtlinearen Lenkwinkelabnahme.



(a) Lenkradwinkel-Querbeschleunigungs-Verlauf: Variation des Sturzes



(b) Schwimmwinkel-Querbeschleunigungs-Verlauf: Variation des Sturzes



(c) Kreisfahrtwert $\dot{\psi}/\delta_L$: Variation des Sturzes

Abbildung 4.16: Variation des Sturzes: Stationäre Kreisfahrt - Auswertung 1/2

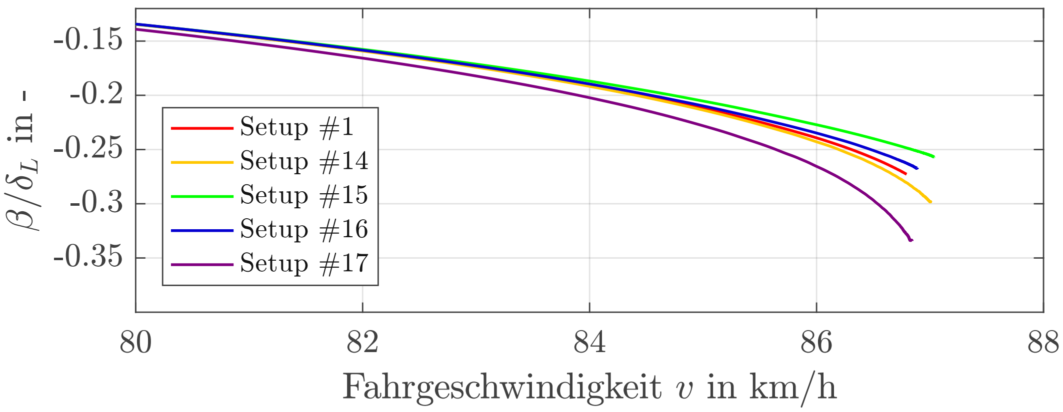


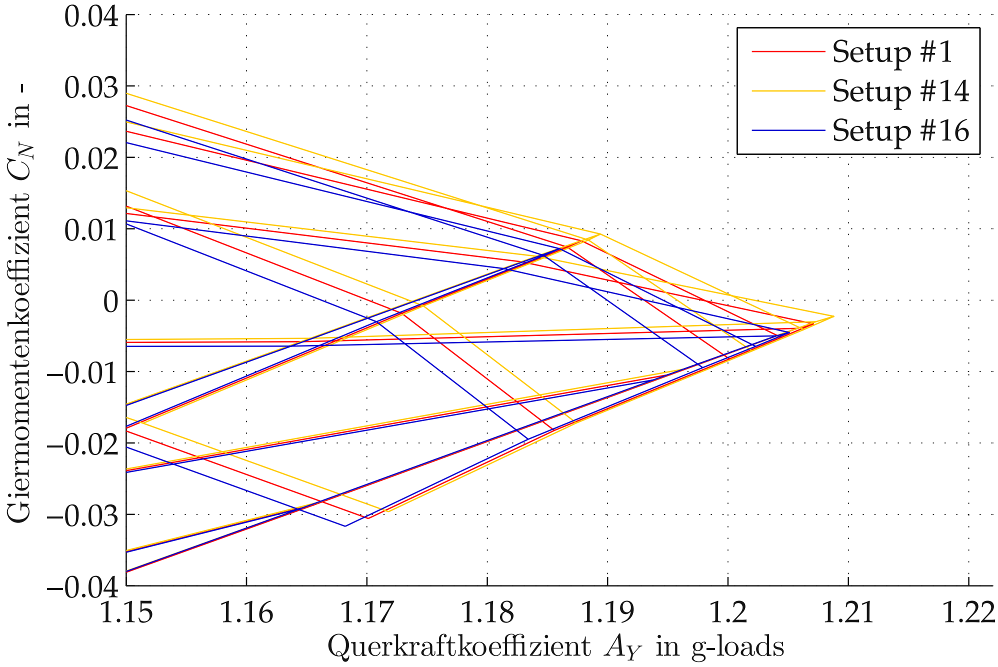
Abbildung 4.17: Variation des Sturzes: Kreisfahrtwert β/δ_L - Auswertung 2/2

4.4.2 MRA Momenten Methode

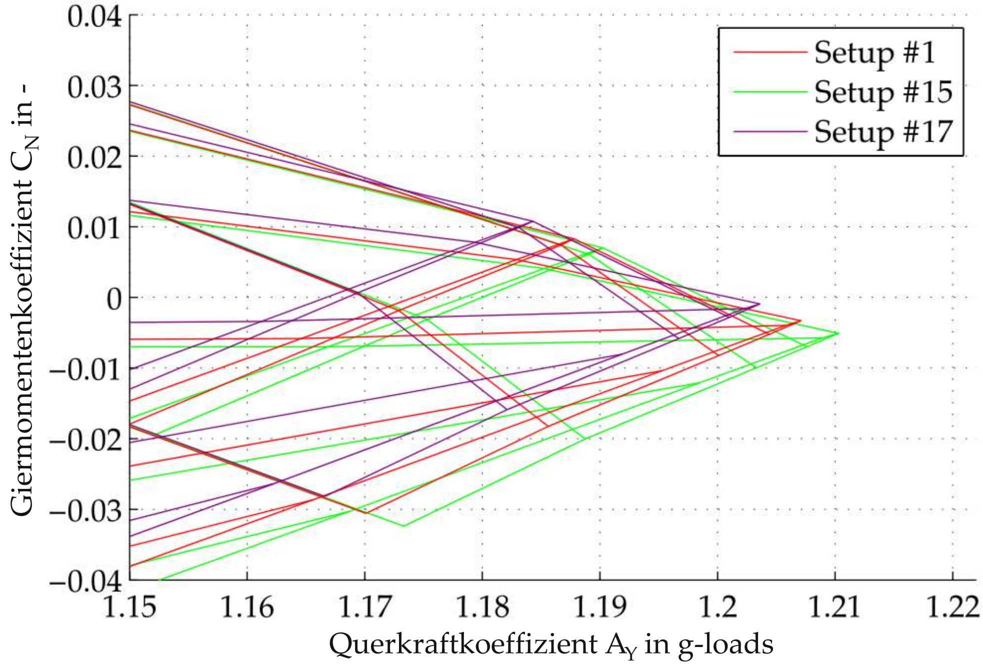
Da die Variation des Radsturzes für alle vier simulierten Setups sehr vielfältige Erkenntnisse im Hinblick auf die erreichbare Querbeschleunigung bringt, wurden in zwei Diagrammen der Einfluss des Vorderachssturzes (Abbildung 4.18a) und des Hinterachssturzes (Abbildung 4.18b) gezeigt. Mehr Sturz führt sowohl an der Vorder- als auch an der Hinterachse zu verbessertem Verhalten, bei Setup #14 aufgrund der höheren Querbeschleunigung, bei Setup #15 aufgrund des guten Kompromisses aus Querbeschleunigung und Fahrstabilität im Grenzbereich. Im Fahrversuch sollte aber noch zusätzlich darauf geachtet werden, ob der Zugewinn an negativem Sturz die Haltbarkeit des Reifens negativ beeinflusst.

4.4.3 Lenkradwinkelrampe

Die beim Fahrmanöver Lenkradwinkelrampe erreichte Querbeschleunigung (Abbildung 4.19c) liegt in einem Bereich, in dem schon bei der stationären Kreisfahrt (Abbildung 4.16) nur marginale Unterschiede zwischen allen Varianten mit Ausnahme von Setup #17 erkennbar waren. Das bestätigt sich hier, wobei die Response-Time des Schwimmwinkels in Tabelle 4.10 noch die größten Abweichungen darstellt.

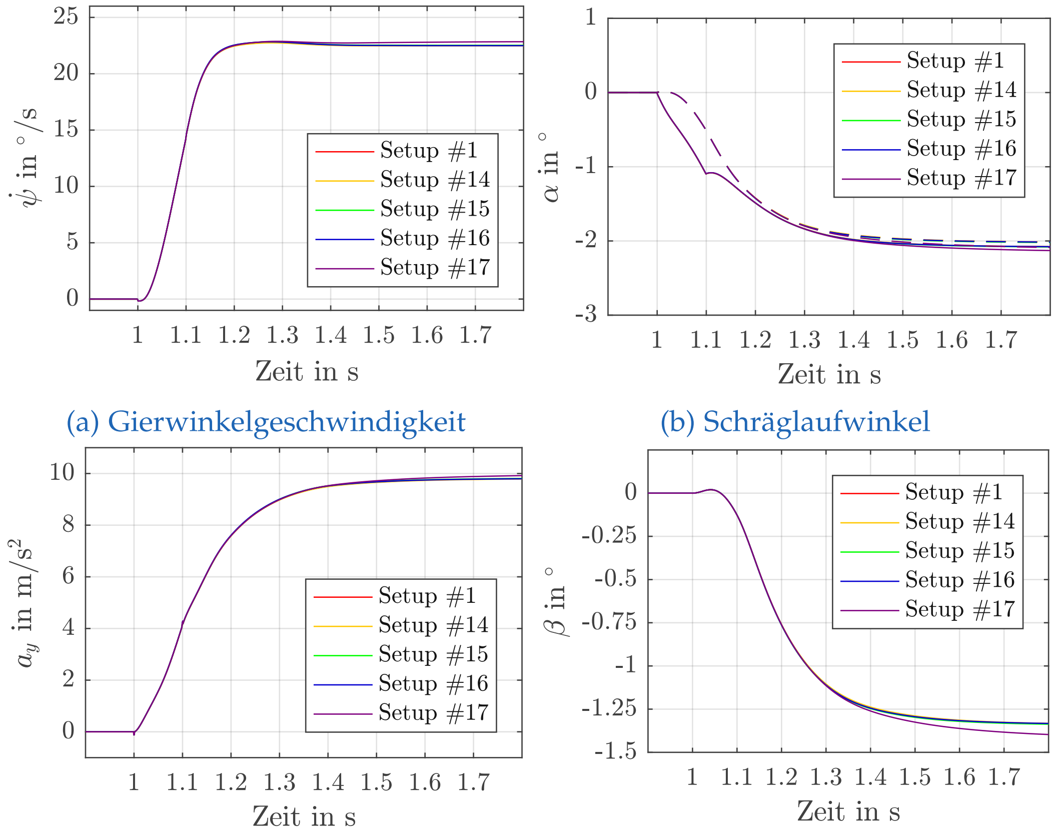


(a) MMM-Diagramm vergrößert: Setups #1, #14 und #16



(b) MMM-Diagramm vergrößert: Setups #1, #15 und #17

Abbildung 4.18: Variation des Sturzes: MMM-Diagramm vergrößert



(a) Gierwinkelgeschwindigkeit

(b) Schräglaufwinkel

(c) Querbeschleunigung

(d) Schwimmwinkel

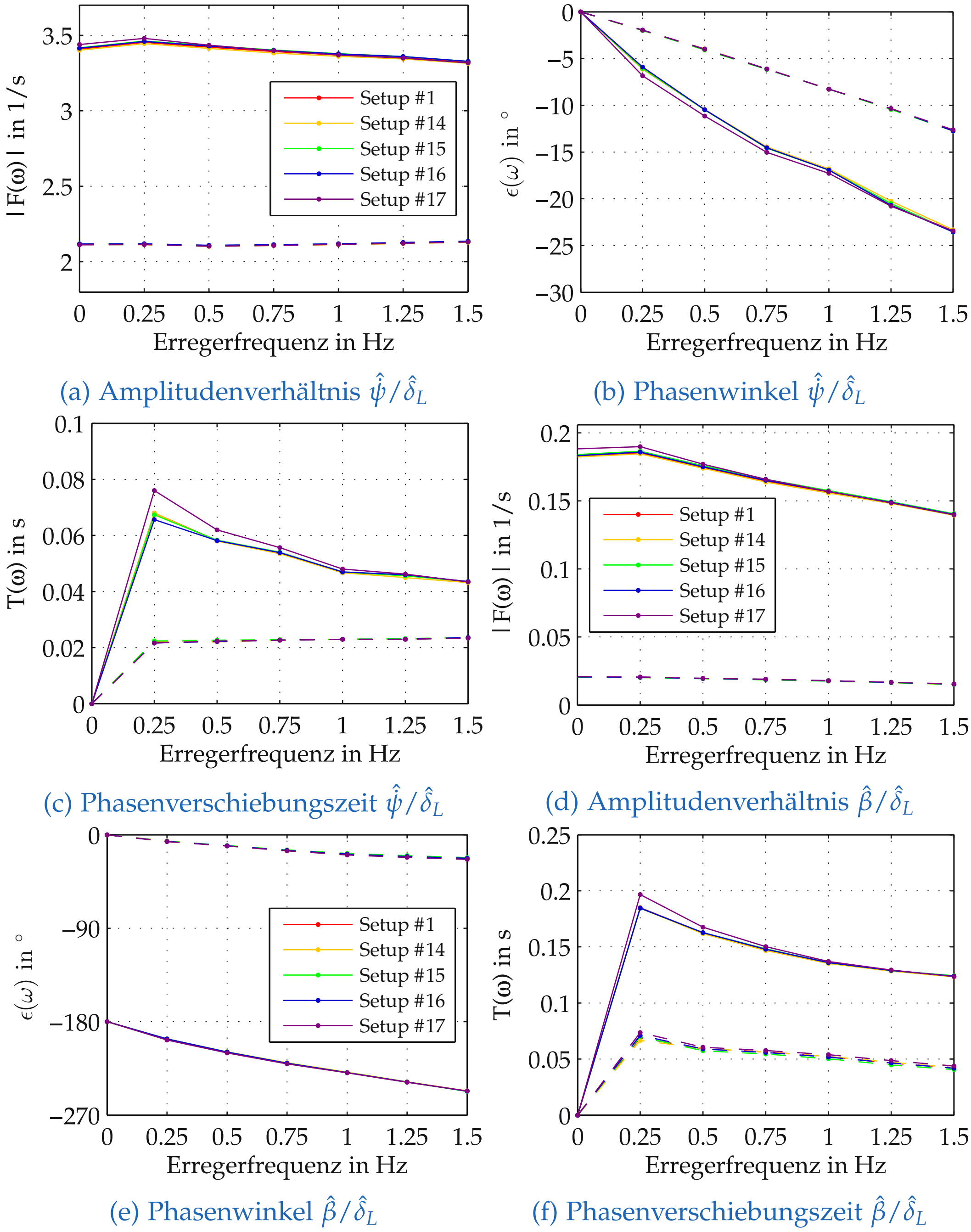
Abbildung 4.19: Variation des Sturzes: Lenkradwinkelrampe

Tabelle 4.10: Variation des Sturzes: Lenkwinkelrampe - Kennwerte

	$\dot{\psi}/\delta_L$ 1/s	β/δ_L -	$T_{\dot{\psi}}$ ms	T_β ms	$T_{\dot{\psi}\,\max}$ ms	$U_{\dot{\psi}}$ %
Setup #1	3.38	-0.201	89	312	228	1.29
Setup #14	3.38	-0.201	89	315	228	1.16
Setup #15	3.38	-0.202	89	309	228	1.40
Setup #16	3.38	-0.201	88	308	226	1.49
Setup #17	3.43	-0.213	92	370	240	0.26

4.4.4 Harmonische Lenkradwinkelanregung

Am Gierwinkelgeschwindigkeits-Lenkradwinkel-Verlauf in Abbildung 4.20 fällt auf, dass die Amplitudenverhältnisse zwar sehr ähnlich sind, jedoch weist Setup #17 eine deutlich größere Phasenverschiebungszeit vor allem bei geringer Erregerfrequenz auf. Die Schwimmwinkelamplituden sind nur bei geringer Erregerfrequenz leicht abweichend, ähnlich verhält es sich mit der Phasenverschiebungszeit in Abbildung 4.20f.



(a) Amplitudenverhältnis $\hat{\dot{\psi}}/\hat{\delta}_L$

(b) Phasenwinkel $\hat{\dot{\psi}}/\hat{\delta}_L$

(c) Phasenverschiebungszeit $\hat{\dot{\psi}}/\hat{\delta}_L$

(d) Amplitudenverhältnis $\hat{\beta}/\hat{\delta}_L$

(e) Phasenwinkel $\hat{\beta}/\hat{\delta}_L$

(f) Phasenverschiebungszeit $\hat{\beta}/\hat{\delta}_L$

Abbildung 4.20: Variation des Sturzes: harmonische Lenkwinkelanregung

5 Zusammenfassung und Ausblick

5.1 Zusammenfassung

Mithilfe des Zweiradmodells wurde ein Grundverständnis dafür geschaffen, welche Parameter einen wesentlichen Einfluss auf die Querdynamik im linearen Bereich des Fahrverhaltens haben, durch Simulationsergebnisse und Messergebnisse wurde auch das Fahrverhalten außerhalb des linearen Bereiches betrachtet. Weiters wurden einige Fahrzeugkennwerte definiert, mithilfe der Simulation ermittelt und es wurde beschrieben, was das Optimierungsziel im Hinblick auf diese Fahrzeugkennwerte war.

Mit der verwendeten MKS-Software SIMPACK wurde ein sehr universell einsetzbares System gewählt, in dem ein detailliertes Fahrzeugmodell aufgebaut wurde. Für das Fahrzeugmodell wurde ein Baseline Setup festgelegt, welches in weiterer Folge als Vergleichsbasis diente.

Die Federraten, die Dämpferkennlinien, die Stabilisatoren und der Radsturz waren die vier Parameter, die jeweils für die Vorder- und Hinterachse variiert wurden. Um den Einfluss der Parameter isoliert voneinander anhand der stationären Kreisfahrt, der MRA Momenten Methode, der Lenkradwinkelrampe und der harmonischen Lenkradwinkelanregung analysieren zu können, wurde immer nur ein Parameter, vom Baseline Setup ausgehend, verändert. Von den 17 betrachteten Setups weist vor allem jenes, bei dem der statische Hinterachssturz auf -1° erhöht wird, eine hohe stationäre Querbeschleunigung auf. Außerdem zeigt es dem Fahrer aufgrund der ausgeprägteren nichtlinearen Lenkwinkelzunahme die Grenzen früher an.

5.2 Ausblick

Nachdem im Zuge der vorliegenden Arbeit nicht nur das Fahrzeugmodell aufgebaut wurde, sondern auch die Auswertung der fahrdynamischen Kriterien gut automatisiert wurde, kann damit in Zukunft eine Entscheidungsgrundlage für Konzeptentscheidungen erstellt werden. Dabei kann man einige weitere Parameter, wie zum Beispiel die Schwerpunktslage, variieren, aber auch Änderungen in der Achskinematik bewerten. Auch was die Fahrmanöver an sich betrifft, können veränderte Randbedingungen wie zum Beispiel die stationäre Kreisfahrt mit dem Krümmungsradius der Disziplin Skid Pad Erkenntnisse für die Fahrzeugabstimmung bringen. Weiters kann das MMM-Diagramm verwendet werden, um das Fahrzeugverhalten im Brems- und Beschleunigungsfall zu untersuchen.

Großes Potenzial hat das SIMPACK Modell als Entwicklungstool für Fahrdynamikregelsysteme (z.B. Torque Vectoring) und autonome Fahrfunktionen. Nachdem die Software die Möglichkeit bietet, Steuerungen und Regelungen im Modell abzubilden, können bereits vor der Testphase wichtige Erfahrungen in diesem Bereich gesammelt werden.

Literatur

Diermeyer, F. (2008). *Methode zur Abstimmung von Fahrdynamikregelsystemen hinsichtlich Überschlagsicherheit und Agilität*. Dissertation. Technische Universität München (siehe S. 15).

FSAE (2014). *2015 Formula SAE Rules*. URL: http://students.sae.org/cds/formulaseries/rules/2015-16_fsae_rules.pdf (siehe S. 1, 2).

FSG (2015). *2015 Formula Student Germany Rules*. URL: https://www.formulastudent.de/fsg/fse-2015/rules/ (siehe S. 1).

Lichtenauer, B. (2010). *Erstellung eines MKS Modells zur Lenkungssimulation beim Nutzfahrzeug*. Diplomarbeit. Technische Universität Wien (siehe S. 45).

Lugner, P. (2015). *Grundlagen der Mehrkörperdynamik*. Vorlesungsskriptum. Technische Universität Wien (siehe S. 42).

Matschinsky, W. (2007). *Radführungen der Straßenfahrzeuge*. Dritte Auflage. Springer (siehe S. 51).

Milliken, W. (1995). *Race Car Vehicle Dynamics*. SAE International (siehe S. 5, 7, 11, 28–32, 38).

Mitschke, M. (2004). *Dynamik der Kraftfahrzeuge*. Vierte Auflage. Springer (siehe S. 6–11, 14–16, 19, 20, 23, 25, 35, 38, 40).

Pacejka, H. (2012). *Tire and Vehicle Dynamics*. Dritte Auflage. Elsevier Ltd. (siehe S. 7–9, 11, 14, 16, 17, 19, 21, 55–57).

Simulia (2016). *Simpack 9.10 Documentation*. Softwaredokumentation. Dassault Systemes Simulia Corp. (siehe S. 44, 46, 48, 57).

Tippelt, D. (2011). *Dynamische Simulation einer Magnetschienenbremse in Hochlage*. Diplomarbeit. Technische Universität Wien (siehe S. 43, 45).