

**TECHNISCHE
UNIVERSITÄT
DRESDEN**

Fakultät Verkehrswissenschaften "Friedrich List" Institut für Automobiltechnik Dresden - IAD

Lehrstuhl für Kraftfahrzeugtechnik

ENTWICKLUNG EINER FAHRWERKAUSLEGUNGSMETHODE FÜR PKW ZUR ANWENDUNG IN DER KONZEPTPHASE

Hendrik Abel

Geboren am: 21.04.1989 in Freiberg (Sachsen)

DISSERTATION

zur Erlangung des akademischen Grades

DOKTOR-INGENIEUR (DR.-ING.)

Erstgutachter

Prof. Dr.-Ing. Günther Prokop

Zweitgutachter

Prof. Dr.-Ing. Steffen Müller

Eingereicht am: 12. April 2019

Verteidigt am: 04. November 2019

VORWORT UND DANKSAGUNG

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Zeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter der Professur für Kraftfahrzeugtechnik am Institut für Automobiltechnik der Technischen Universität in Dresden sowie als Doktorand in der Abteilung Eigenschaften Fahrwerkkonzepte der AUDI AG.

Mein besonderer Dank gilt meinem Doktorvater Herrn Prof. Dr.-Ing. Günther Prokop, der als Leiter der Professur für Kraftfahrzeugtechnik die Arbeit überhaupt erst ermöglichte und diese durch die wissenschaftliche Betreuung maßgeblich prägte. Darüber hinaus danke ich ihm auch für die Unterstützung während meines Studiums sowie während der Arbeit an seinem Lehrstuhl, weit vor Beginn meiner Doktorandentätigkeit.

Weiterhin danke ich Herrn Prof. Dr.-Ing. Andreas Wagner, Herrn Dr.-Ing. Armin Schöpfel und Herrn Dr.-Ing. Christian Schimmel, die mir ermöglichten, die Arbeit in einem industrienahen Umfeld zu verfassen, und somit dazu beitrugen, dass die Arbeit auch über die Dissertationszeit hinaus Anwendung findet.

Für sein Interesse am Thema sowie die Übernahme des Zweitgutachtens danke ich Herrn Prof. Dr.-Ing. Steffen Müller.

Meinen außerordentlichen Dank möchte ich an meinen Kollegen Herrn Dipl.-Ing. Robert Clauß richten, der die Arbeit durch eine vorbildliche Betreuung wesentlich geprägt hat. Dabei war sein visionäres Denken losgelöst vom alltäglichen Projektgeschäft die Grundvoraussetzung zur Verfolgung eines idealen Entwicklungsprozesses, den wir in mehrstündigen Diskussionsrunden auch weit außerhalb der regulären Arbeitszeit zu realisieren versuchten. Ein besonderer Dank gilt meinem Kollegen Herrn Dr.-Ing. Christian Angrick, der diese Arbeit durch fachliche Diskussionen sowie eine außerordentliche Korrekturleistung bereicherte. Ich freue mich, dass er mir auch über die Bearbeitungszeit hinaus ein geschätzter Freund geworden ist.

Ich möchte mich bei meinen Kollegen der Abteilung EF-13 bedanken, die mit ihrem fachlichen Rat, Anregungen und Diskussionen wesentlich zur Entstehung der Arbeit beitrugen und dabei auch die praktische Anwendung der Dissertation fokussierten. Darüber hinaus danke ich all meinen Kollegen am Lehrstuhl Kraftfahrzeugtechnik der TU Dresden, an dem ich mich stets wohlfühlte und immer mit offenen Armen aufgenommen wurde.

Weiterhin danke ich auch meinen ehemaligen Diplomanden Herrn Dipl.-Ing. Markus Käß und Herrn Dipl.-Ing. Tobias Zwosta sowie den vielen anderen Studenten, die einen wesentlichen Beitrag zum Gelingen der Arbeit leisteten.

Ein herzlicher Dank richtet sich auch an meine Familie, die mir bei der Verwirklichung meines Berufswunsches jederzeit unterstützend und hilfreich zur Seite stand.

Zuletzt möchte ich der wohl wichtigsten Person, meiner Partnerin Tina danken, die es mir durch ihre eigene Zurücknahme, ihre liebevolle Unterstützung und das immerwährende Korrekturlesen überhaupt erst ermöglichte, mich voll und ganz im Rahmen dieser Arbeit zu verwirklichen und sicherlich auch verständlich zu machen.

Pfaffenhofen an der Ilm, den 31. März 2019

Hendrik Abel

KURZFASSUNG UND ABSTRACT

An den automobilen Entwicklungsprozess werden zunehmend Anforderungen hinsichtlich der Verkürzung von Entwicklungszeiten, der Verringerung von Entwicklungskosten sowie der Verlagerung der Entwicklung hin zu frühen Entwicklungsphasen gestellt. Um diese Anforderungen zukünftig erfüllen zu können, ist es notwendig, geeignete Prozesse und Entwicklungsmethoden zu erarbeiten, die bereits in frühen Entwicklungsphasen zu robusten Konzepten führen.

Im Rahmen dieser Arbeit wird dazu eine Fahrwerkeauslegungsmethode für die Konzeptphase entwickelt, mit der es entsprechend des V-Entwicklungsmodells möglich ist, aus Gesamtfahrzeugeigenschaftszielen für Fahrdynamik und Fahrkomfort Subsystemziele für den Reifen, die Achskinematik und Achselastokinematik sowie für die Lenkung abzuleiten. Zu Beginn ist es dabei notwendig, die Eingangsparameter in die Methodik näher zu untersuchen. Dazu wird der Aufenthaltsbereich des Normalfahrers analysiert und anschließend mit geeigneten Fahrmanövern und objektiven Gesamtfahrzeugkennwerten beschrieben. Nach der Definition der Eingangsparameter in die Methodik folgt mit der Identifikation und Analyse der Fahrwerkeigenschaften die Definition der Ausgangsparameter aus der Methodik. Dazu werden die Subsysteme Lenkung, Achsen und Reifen auf Basis ihrer Subsystemeigenschaften auf geeigneten Prüfständen untersucht und konzeptunabhängig analytisch formuliert.

Sind die Schnittstellen der Methode nach außen hin definiert, folgt die Beschreibung des eigentlichen Kerns der Auslegungsmethode mit der Verknüpfung der Ausgangsparameter in Form der Subsystemeigenschaften mit den Eingangsparametern in Form der Gesamtfahrzeugeigenschaften. Ausgangsbasis stellt dafür der Aufbau eines analytisch-physikalischen Wirkkettenverständnisses zwischen dem Gesamtfahrzeug- und dem Subsystemverhalten dar. Dieses Verständnis wird mithilfe analytischer Einfachmodelle für Fahrdynamik und Fahrkomfort hergestellt, die zudem eine einfache Parametrierbarkeit in der frühen Entwicklungsphase zulassen, eine geringe Berechnungsgeschwindigkeit aufweisen und das Gesamtfahrzeugverhalten im Vergleich zu komplexeren Simulationsmodellen im Rahmen des Betrachtungsbereichs dieser Arbeit ausreichend beschreiben.

Auf Basis dieses Wirkkettenverständnisses wird in Analogie zum Target-Cascading-Ansatz eine Auslegungsmethode entwickelt, die die Gesamtfahrzeugebene (Supersystemeebene) mit der Achsebene (Subsystemebene) mithilfe einer neu definierten Fahrwerkebene (Systemebene) verknüpft. Die notwendigen Key-Links zwischen der Gesamtfahrzeugebene und der Achsebene werden mithilfe effektiver Achscharakteristika hergestellt. Dabei handelt es sich um ein Minimalset von Fahrwerkeigenschaften, mit deren Hilfe es möglich ist, das komplexe Subsystemverhalten des Reifens, der Achse und der Lenkung gesamthaft abzubilden. Beispielhaft für ein Element der effektiven Achscharakteristika sei die Achschräglaufsteifigkeit genannt, die die elastokinematischen Verbundeigenschaften von Reifen, Achselastokinematik und Lenkungselastizitäten beschreiben kann. In der entwickelten Auslegungsmethodik werden dabei in Schritt 1 Gesamtfahrzeugeigenschaftsziele in Ziele für die effektiven Achscharakteristika und in Schritt 2 in Ziele für die Subsystemeigenschaften umgewandelt. Neben der manuellen Ableitung der Ziele wird zudem eine automatisierte Ableitung mithilfe des Solution-Space-Ansatzes vorgestellt, die es ermöglicht, nicht nur skalare Ziele für die Subsystemeigenschaften abzuleiten, sondern auch Zielbereiche. Zuletzt folgen die Untersuchung und Evaluation der entwickelten Auslegungsmethode anhand einer komplexen Beispielauslegung.

Mithilfe der in dieser Arbeit entwickelten Auslegungsmethodik ist demnach ein wichtiger Beitrag zur zielgerichteten Ableitung von Fahrwerkeigenschaften entsprechend des V-Entwicklungsmodells geschaffen, der eine deutliche Verkürzung der Entwicklungszeiten und der damit einhergehenden Entwicklungskosten innerhalb der frühen Entwicklungsphase des Fahrwerks ermöglicht.

The future automobile development process requires a reduction of development time, development costs and a shifting of the development to early development phases. To meet these demands it is necessary to develop suitable processes and design methods, which lead to robust concepts in early development phases.

In this thesis a suspension design method for the early concept phase is developed, which has the ability to derive subsystem targets for the tyres, the kinematics and compliances and the steering system from full vehicle targets for vehicle dynamics and vehicle comfort. At the beginning of the development of the method it is necessary to analyse the input to the method. Therefor the operation range of a normal driver is analysed and subsequently described with practical driving manoeuvres and objective full vehicle characteristic values. After the definition of the method's input the definition of the output with the identification and analysis of the suspension properties follows. Therefor the subsystems steering, suspension and tyres are investigated on the base of their subsystem properties on suitable test benches and are described in an analytical way, which is not related to a certain concept.

After the definition of the method's interfaces the description of the method's core with the connection of the output in form of subsystem properties to the input in form of full vehicle properties follows. Therefor the starting basis is the development of an analytical, physical understanding of the underlying mechanisms between full vehicle and subsystem behaviour. This understanding is produced with the help of simple analytic models for driving dynamics and driving comfort, which in addition allow a simple parameterisation process in the early development stages, have a small calculation time effort and sufficiently reproduce the full vehicle behaviour in the scope of this thesis in comparison to more complex models.

On the base of the understanding of the underlying mechanisms a design method in analogy to the target-cascading approach is developed, which connects the full vehicle level (super system level) and the axle level (subsystem level) with a newly defined suspension level (system level). The necessary key-links between full vehicle level and axle level are produced with the help of effective axle characteristics. These characteristics are a minimal set of suspension properties, which have the ability to reproduce the whole complex subsystem behaviour of the tyre, the axle and the steering system. An exemplary element of the effective axle characteristics is the axle cornering stiffness, which can describe the elasto-kinematic composition properties of the tyres, the axle compliances and the steering elasticities. Within the developed design method in step 1 targets for the full vehicle properties are converted to targets for the effective axle characteristics and in step 2 are converted to targets for the subsystem properties. Besides of the manual derivation of the targets an automated derivation on the base of the solution space approach is presented, which has the ability to derive target areas for the subsystem properties instead of scalar targets. At the end of the thesis the investigation and evaluation of the developed design method follows using a complex exemplary design.

With the help of the design method developed in this thesis an important contribution for the target-oriented derivation of suspension properties in analogy to the V-development-model is created, which enables a strong reduction of the development time and therefore development cost within the early development phases of the suspension.

INHALTSVERZEICHNIS

| | |
|---|------------|
| Vorwort und Danksagung | III |
| Kurzfassung und Abstract | VII |
| Nomenklatur | XIX |
| Abkürzungsverzeichnis | XIX |
| Formelzeichenverzeichnis | XX |
| 1. Einführung | 1 |
| 1.1. Motivation zur Entwicklung einer Fahrwerksauslegungsmethode für die Konzeptphase | 4 |
| 1.2. Zielstellung und Struktur der Arbeit | 6 |
| 1.3. Eingrenzung der Aufgabenstellung | 7 |
| 2. Wissenschaftliche Grundlagen | 9 |
| 2.1. Konzeptphase im Automobil-Entwicklungsprozess | 11 |
| 2.2. Arbeitsraum des Fahrzeugs eines Normalfahrers | 13 |
| 2.2.1. Fahrgeschwindigkeiten | 13 |
| 2.2.2. Längs- und querdynamischer Arbeitsraum | 14 |
| 2.2.3. Vertikaldynamischer Arbeitsraum | 18 |
| 2.3. Objektivierung des Fahrverhaltens | 20 |
| 2.3.1. Objektivierung der Längs- und Querdynamik | 21 |
| 2.3.2. Objektivierung der Vertikaldynamik | 25 |
| 2.4. Stand der Technik hinsichtlich Achsauslegungsmethoden | 27 |
| 2.4.1. Klassische Auslegungsmethoden | 27 |
| 2.4.2. Auslegungsmethoden auf Basis von Optimierungsalgorithmen | 28 |
| 2.4.3. Wissensbasierte und strukturelle Auslegungsmethoden | 34 |
| 2.4.4. Mischansätze | 37 |
| 2.5. Zusammenfassung und Diskussion | 38 |
| 3. Identifikation und Analyse relevanter Fahrwerkeigenschaften zur Inte- gration in die Auslegungsmethode | 41 |
| 3.1. Untersuchung der Subsystemeigenschaften der elektromechanischen Lenkung | 44 |
| 3.2. Untersuchung der Subsystemeigenschaften der Achsen | 48 |
| 3.2.1. Kinematische Achseigenschaften | 51 |
| 3.2.2. Elastokinematische Achseigenschaften | 51 |
| 3.2.3. Dämpfungseigenschaften der Achse | 55 |
| 3.3. Untersuchung der Subsystemeigenschaften des Reifens | 57 |
| 3.4. Zusammenfassung | 60 |
| 4. Aufbau eines analytisch-physikalischen Wirkkettenverständnisses zwi- schen Gesamtfahrzeug- und Subsystemverhalten | 63 |
| 4.1. Ableitung von Einfachmodellen zur Beschreibung der analytischen Wirk- zusammenhänge | 65 |
| 4.1.1. Einfachmodell zur Beschreibung der querdynamischen Wirkzu- sammenhänge | 66 |
| 4.1.2. Einfachmodell zur Beschreibung der längs- und vertikaldynami- schen Wirkzusammenhänge | 72 |
| 4.2. Validierung der Einfachmodelle | 76 |
| 4.2.1. Validierung des Einfachmodells zur Beschreibung der Querdyna- mik | 77 |

| | |
|--|-------------|
| 4.2.2. Validierung des Einfachmodells zur Beschreibung der Längs- und Vertikaldynamik | 82 |
| 4.3. Zusammenfassung | 85 |
| 5. Entwicklung einer Achsauslegungsmethode für die Konzeptphase der Fahrwerkentwicklung | 87 |
| 5.1. Strukturierung des Auslegungsprozesses | 89 |
| 5.1.1. Definition und Herleitung der effektiven Achscharakteristika | 91 |
| 5.1.2. Aufbau und Eigenschaften der effektiven Achscharakteristika | 95 |
| 5.2. Detaillierung der Auslegungsmethode | 114 |
| 5.2.1. Definition der objektiven Gesamtfahrzeugeigenschaften | 114 |
| 5.2.2. Auslegung in Schritt 1 | 120 |
| 5.2.3. Auslegung in Schritt 2 | 134 |
| 5.2.4. Umsetzbarkeit der abgeleiteten Subsystemeigenschaften | 138 |
| 5.3. Erweiterung und Automatisierung der Auslegungsmethode | 139 |
| 5.3.1. Grundprinzip des Solution-Space-Algorithmus | 140 |
| 5.3.2. Anpassung und Integration des Solution-Space-Algorithmus in die Achsauslegungsmethode | 141 |
| 5.4. Zusammenfassung | 145 |
| 6. Untersuchung und Evaluation der Achsauslegungsmethode anhand einer Beispielauslegung | 147 |
| 6.1. Zielwertdefinition auf Basis einer Wettbewerbsanalyse | 149 |
| 6.1.1. Längsdynamik | 149 |
| 6.1.2. Querdynamik | 150 |
| 6.1.3. Vertikaldynamik | 157 |
| 6.1.4. Zusammenfassung der Zielanforderungen | 160 |
| 6.2. Beispielauslegung auf Basis der manuellen Achsauslegungsmethode | 161 |
| 6.2.1. Auslegung in Schritt 1 | 162 |
| 6.2.2. Auslegung in Schritt 2 | 169 |
| 6.2.3. Ergebnis der Auslegung, Umsetzbarkeit und Zielerreichung | 179 |
| 6.3. Beispielauslegung auf Basis der erweiterten automatisierten Achsauslegungsmethode | 183 |
| 6.3.1. Auslegung in Schritt 1 | 183 |
| 6.3.2. Auslegung in Schritt 2 | 187 |
| 6.4. Vergleich zu bisherigen Methoden | 191 |
| 6.5. Zusammenfassung | 194 |
| 7. Zusammenfassung und Handlungsempfehlung | 197 |
| Literaturverzeichnis | XXXI |
| Abbildungsverzeichnis | XLIX |
| Tabellenverzeichnis | LVII |

| | |
|---|------------|
| Anhang | LIX |
| A.1. Konzepteigenschaften des Beispielfahrzeugs | LXI |
| A.2. Kinematische Achseigenschaften des Beispielfahrzeugs | LXI |
| A.3. Elastokinematische Achseigenschaften des Beispielfahrzeugs | LXIV |
| A.3.1. Einfluss der Längskraft auf die Radstellung | LXIV |
| A.3.2. Einfluss des Spinnmoments auf die Radstellung | LXVI |
| A.3.3. Einfluss der Seitenkraft und des Sturzmoments auf die Radstellung | LXVIII |
| A.3.4. Einfluss des Rückstellmoments auf die Radstellung | LXX |
| A.3.5. Einfluss der Vertikalkraft auf die Radstellung | LXX |
| A.4. Erstellung eines Allgemeinmodells zur Beschreibung des Fahrverhaltens | LXXIII |
| A.5. Herleitung der verwendeten Simulationsmodelle | LXXX |
| A.5.1. Einfachmodell zur Beschreibung der Querdynamik | LXXX |
| A.5.2. Einfachmodell zur Beschreibung der Längs- und Vertikaldynamik | LXXXIV |
| A.6. Ableitung der Übersetzungen und Nachgiebigkeiten | LXXXVIII |
| A.7. Vergleich des Fahrzeugverhaltens vor und nach der Auslegung mithilfe der entwickelten Auslegungsmethode | XCI |

NOMENKLATUR

ABKÜRZUNGSVERZEICHNIS

| Abkürzung | Beschreibung |
|-----------|--|
| Di | Direkt |
| DS | Drehstab |
| EM | Einfachmodell |
| FW | Fahrwerk |
| HA | Hinterachse |
| In | Indirekt |
| ISO | International Organization for Standardization |
| K&C | Kinematics and Compliance |
| LKU | Lenkkraftunterstützung |
| MKS | Mehrkörpersimulation |
| NVH | Noise-Vibration-Harshness |
| PEP | Produktentstehungsprozess |
| PSD | Power Spectral Density |
| RAP | Radaufstandspunkt |
| RMQ | Root-Mean-Quad |
| RMS | Root-Mean-Square |
| SOP | Start of Production |
| SP | Schwerpunkt |
| SUB | Subsystemmodell |
| SUV | Sports Utility Vehicle |
| VA | Vorderachse |
| VDA | Verband der Automobilindustrie |
| VDI | Verein Deutscher Ingenieure |
| VDV | Vibratio Dose Value |
| ZS | Zahnstange |

FORMELZEICHENVERZEICHNIS

| Symbol | Beschreibung | Einheit |
|-----------------------|---|------------------|
| α_A | Achsschräglaufwinkel | rad |
| $\alpha_{R,0}$ | Reifenschräglaufwinkel | rad |
| $\alpha_{Ri,0}$ | Reifenschräglaufwinkel des i-ten Rades | rad |
| $\alpha_{Rv,0}$ | Reifenschräglaufwinkel der Vorderachse | rad |
| $\vec{\alpha}$ | Winkelbeschleunigungsvektor | $^\circ/s^2$ |
| \mathbf{A} | Drehmatrix | - |
| \vec{a} | Beschleunigungsvektor | m/s^2 |
| a_x | Längsbeschleunigung | m/s^2 |
| a_{xA} | Längsbeschleunigung beim Antreiben | m/s^2 |
| a_{xB} | Längsbeschleunigung beim Bremsen | m/s^2 |
| a_y | Querb beschleunigung | m/s^2 |
| β_{HA} | Schwimmwinkel der Hinterachse | rad |
| β_{SP} | Schwimmwinkel im Schwerpunkt | rad |
| b_h | Spurweite der Hinterachse | m |
| b_v | Spurweite der Vorderachse | m |
| \mathbf{C}^* | Nichtlineare Steifigkeitsmatrix | divers |
| \mathbf{C} | Lineare Steifigkeitsmatrix | divers |
| \vec{C}^* | Nichtlinearer Steifigkeitsvektor | divers |
| c | Steifigkeit | divers |
| $c_{\alpha A}$ | Achsschräglaufsteifigkeit | N/rad |
| $c_{\alpha Ah}$ | Achsschräglaufsteifigkeit der Hinterachse | N/rad |
| $c_{\alpha Av}$ | Achsschräglaufsteifigkeit der Vorderachse | N/rad |
| $c_{\alpha R}$ | Reifenschräglaufsteifigkeit | N/rad |
| $c_{\alpha Rh}$ | Reifenschräglaufsteifigkeit der Hinterachse | N/rad |
| $c_{\alpha Rv}$ | Reifenschräglaufsteifigkeit der Vorderachse | N/rad |
| C_{ch} | Cornering-Compliance der Hinterachse | $^\circ/(m/s^2)$ |
| C_{cv} | Cornering-Compliance der Vorderachse | $^\circ/(m/s^2)$ |
| \vec{C}_δ^* | Nichtlinearer Lenkungssteifigkeitsvektor | divers |
| $c_{\delta A}$ | Achslenkkinematiksteifigkeit | N/rad |
| $c_{\delta Av}$ | Achslenkkinematiksteifigkeit der Vorderachse | N/rad |
| $c_{\delta F_{x,Di}}$ | Steifigkeit zwischen Spur und direkter Längskraft | N/rad |
| $c_{\delta F_{y,Di}}$ | Steifigkeit zwischen Spur und direkter Seitenkraft | N/rad |
| $c_{\delta F_{y,In}}$ | Steifigkeit zwischen Spur und indirekter Seitenkraft | N/rad |
| $c_{\delta M_{y,Di}}$ | Steifigkeit zwischen Spur und direktem Spinnmoment | Nm/rad |
| $c_{\delta M_{z,Di}}$ | Steifigkeit zwischen Spur und direktem Rückstellmoment | Nm/rad |
| $c_{\delta M_{z,In}}$ | Steifigkeit zwischen Spur und indirektem Rückstellmoment | Nm/rad |
| c_{DS} | Drehstabsteifigkeit der Lenkung | Nm/rad |
| $c_{\gamma A}$ | Achssturzsteifigkeit | N/rad |
| $c_{\gamma Ah}$ | Achssturzsteifigkeit der Hinterachse | N/rad |
| $c_{\gamma Av}$ | Achssturzsteifigkeit der Vorderachse | N/rad |
| $c_{\gamma F_{x,Di}}$ | Steifigkeit zwischen Sturz und direkter Längskraft | N/rad |
| $c_{\gamma F_{y,Di}}$ | Steifigkeit zwischen Sturz und direkter Seitenkraft | N/rad |
| $c_{\gamma F_{y,In}}$ | Steifigkeit zwischen Sturz und indirekter Seitenkraft | N/rad |
| $c_{\gamma M_{y,Di}}$ | Steifigkeit zwischen Sturz und direktem Spinnmomenten | Nm/rad |
| $c_{\gamma M_{z,Di}}$ | Steifigkeit zwischen Sturz und direktem Rückstellmoment | Nm/rad |
| $c_{\gamma M_{z,In}}$ | Steifigkeit zwischen Sturz und indirektem Rückstellmoment | Nm/rad |

| Symbol | Beschreibung | Einheit |
|----------------------|--|---------|
| $c_{\gamma R}$ | Reifensturzsteifigkeit | N/rad |
| $c_{\gamma Rh}$ | Reifensturzsteifigkeit der Hinterachse | N/rad |
| $c_{\gamma Rv}$ | Reifensturzsteifigkeit der Vorderachse | N/rad |
| c_L | Lenkungssteifigkeit | Nm/rad |
| $c_{\phi A}$ | Achswankkinematiksteifigkeit | N/rad |
| $c_{\phi Ah}$ | Achswankkinematiksteifigkeit der Hinterachse | N/rad |
| $c_{\phi Av}$ | Achswankkinematiksteifigkeit der Vorderachse | N/rad |
| $c_{\phi h}$ | Wechselseitige Steifigkeit der Hinterachse | Nm/rad |
| $c_{\phi v}$ | Wechselseitige Steifigkeit der Vorderachse | Nm/rad |
| c_{Rest} | Reststeifigkeit der Lenkung | Nm/rad |
| c_{yA} | Achslateralsteifigkeit | N/m |
| $c_{yF_x,Di}$ | Steifigkeit zwischen Querverschiebung und direkter Längskraft | N/m |
| $c_{yF_y,Di}$ | Steifigkeit zwischen Querverschiebung und direkter Seitenkraft | N/m |
| $c_{yF_y,In}$ | Steifigkeit zwischen Querverschiebung und indirekter Seitenkraft | N/m |
| $c_{yM_y,Di}$ | Steifigkeit zwischen Querverschiebung und direktem Spinmoment | Nm/m |
| $c_{yM_z,Di}$ | Steifigkeit zwischen Querverschiebung und direktem Rückstellmoment | Nm/m |
| $c_{yM_z,In}$ | Steifigkeit zwischen Querverschiebung und indirektem Rückstellmoment | Nm/m |
| c_{zA} | Achshubkinematiksteifigkeit | N/m |
| c_{zAh} | Achshubkinematiksteifigkeit der Hinterachse | N/m |
| c_{zAv} | Achshubkinematiksteifigkeit der Vorderachse | N/m |
| c_{zh} | Vertikale Aufbausteifigkeit der Hinterachse | N/m |
| c_{zR} | Reifenvertikalsteifigkeit | N/m |
| c_{zRh} | Reifenvertikalsteifigkeit der Hinterachse | N/m |
| c_{zRv} | Reifenvertikalsteifigkeit der Vorderachse | N/m |
| c_{zv} | Vertikale Aufbausteifigkeit der Vorderachse | N/m |
| δ_H | Lenkradwinkel | rad |
| $\dot{\delta}_H$ | Lenkradwinkelgeschwindigkeit | rad/s |
| δ_i | Spurwinkel des i-ten Rades | rad |
| $\dot{\delta}_i$ | Spurwinkelgeschwindigkeit des i-ten Rades | rad/s |
| δ_K | Rotationswinkel der Lenksäule nach Kardanik | rad |
| $\dot{\delta}_K$ | Kardanikwinkelgeschwindigkeit | rad/s |
| δ_l | Spurwinkel des linken Radträgers | rad |
| δ_R | Ritzelwinkel | rad |
| δ_r | Spurwinkel des rechten Radträgers | rad |
| δ_v | Mittlerer Spurwinkel der Vorderachse | rad |
| D^* | Nichtlineare Dämpfungsmatrix | divers |
| D | Lineare Dämpfungsmatrix | divers |
| \vec{D}^* | Nichtlinearer Dämpfungsvektor | divers |
| D | Dimensionen/Freiheitsgrade | - |
| d | Dämpfung | Ns/m |
| $d_{\delta A}$ | Achslenkinematikdämpfung | Nm/rad |
| $d_{\delta Av}$ | Achslenkinematikdämpfung der Vorderachse | Nm/rad |
| \vec{D}_{δ}^* | Nichtlinearer Lenkungsdämpfungsvektor | divers |
| D_{Di}^* | Direkte nichtlineare Dämpfungsmatrix | divers |

| Symbol | Beschreibung | Einheit |
|-----------------------------|--|---------|
| $d_{F_x \dot{\delta}_{Di}}$ | Dämpfung zwischen direkter Längskraft und Spurwinkelgeschwindigkeit | Ns/rad |
| $d_{F_x \dot{\delta}_{In}}$ | Dämpfung zwischen indirekter Längskraft und Spurwinkelgeschwindigkeit | Ns/rad |
| $d_{F_x \dot{x}_{Di}}$ | Dämpfung zwischen direkter Längskraft und Längsverschiebungsgeschwindigkeit | Ns/m |
| $d_{F_x \dot{x}_{In}}$ | Dämpfung zwischen indirekter Längskraft und Längsverschiebungsgeschwindigkeit | Ns/m |
| $d_{F_y \dot{\delta}_{Di}}$ | Dämpfung zwischen direkter Lateralkraft und Spurwinkelgeschwindigkeit | Ns/rad |
| $d_{F_y \dot{\delta}_{In}}$ | Dämpfung zwischen direkter Lateralkraft und Spurwinkelgeschwindigkeit | Ns/rad |
| $d_{F_y \dot{x}_{Di}}$ | Dämpfung zwischen direkter Lateralkraft und Längsverschiebungsgeschwindigkeit | Ns/m |
| $d_{F_y \dot{x}_{In}}$ | Dämpfung zwischen indirekter Lateralkraft und Längsverschiebungsgeschwindigkeit | Ns/m |
| D_{In}^* | Indirekte nichtlineare Dämpfungsmatrix | divers |
| $d_{M_z \dot{\delta}_{Di}}$ | Dämpfung zwischen direktem Rückstellmoment und Spurwinkelgeschwindigkeit | Nms/rad |
| $d_{M_z \dot{\delta}_{In}}$ | Dämpfung zwischen indirektem Rückstellmoment und Spurwinkelgeschwindigkeit | Nms/rad |
| $d_{M_z \dot{x}_{Di}}$ | Dämpfung zwischen direktem Rückstellmoment und Längsverschiebungsgeschwindigkeit | Ns |
| $d_{M_z \dot{x}_{In}}$ | Dämpfung zwischen indirektem Rückstellmoment und Längsverschiebungsgeschwindigkeit | Ns |
| $d_{\phi A}$ | Achswankkinematikdämpfung | Nm/rad |
| $d_{\phi Ah}$ | Achswankkinematikdämpfung der Hinterachse | Nm/rad |
| $d_{\phi Av}$ | Achswankkinematikdämpfung der Vorderachse | Nm/rad |
| $d_{\phi h}$ | Wechselseitige Dämpfung der Hinterachse | Nms/rad |
| $d_{\phi v}$ | Wechselseitige Dämpfung der Vorderachse | Nms/rad |
| d_{Rest} | Restsystemdämpfung der Lenkung | Nms/rad |
| d_{zA} | Achshubkinematikdämpfung | N |
| d_{zAh} | Achshubkinematikdämpfung der Hinterachse | N |
| d_{zAv} | Achshubkinematikdämpfung der Vorderachse | N |
| d_{zh} | Vertikale Aufbaudämpfung der Hinterachse | Ns/m |
| d_{zR} | Reifenvertikaldämpfung | Ns/m |
| d_{zRh} | Reifenvertikaldämpfung der Hinterachse | Ns/m |
| d_{zRv} | Reifenvertikaldämpfung der Vorderachse | Ns/m |
| d_{zv} | Vertikale Aufbaudämpfung der Vorderachse | Ns/m |
| d_{zz} | Dämpfung des Dämpfers | Ns/m |
| \vec{e} | Einheitsvektor | - |
| ε_{Bh} | Bremsstützwinkel der Hinterachse | rad |
| ε_{Bv} | Bremsstützwinkel der Vorderachse | rad |
| ε_h | Schrägfederungswinkel der Hinterachse | rad |
| ε_v | Schrägfederungswinkel der Vorderachse | rad |
| η | Querstützwinkel | rad |
| f | Frequenz | Hz |
| \vec{F}^* | Zwangskräfte | N |

| Symbol | Beschreibung | Einheit |
|------------------|--|------------------|
| f_δ | Lenkradwinkelfrequenz | Hz |
| F_{LKU} | Lenkkraftunterstützungskraft | N |
| $F_{R,ZS}$ | Reibungskraft auf der Zahnstange | N |
| $F_{x,Di}$ | Längskraft auf den direkten Radträger | N |
| F_{xFWi} | Longitudinale Fahrwerkschnittkräfte des i-ten Radträgers | N |
| $F_{x,In}$ | Längskraft auf den indirekten Radträger | N |
| F_{xRh} | Reifenlängskraft der Hinterachse | N |
| F_{xRi} | Reifenlängskräfte des i-ten Rades | N |
| F_{xRj} | Reifenlängskräfte des j-ten Rades | N |
| F_{xRv} | Reifenlängskräfte der Vorderachse | N |
| $F_{y,Di}$ | Lateralkraft auf den direkten Radträger | N |
| F_{yFWi} | Laterale Fahrwerkschnittkräfte des i-ten Radträgers | N |
| F_{yFWj} | Laterale Fahrwerkschnittkräfte des j-ten Radträgers | N |
| $F_{y,In}$ | Lateralkraft auf den indirekten Radträger | N |
| \dot{F}_{yR} | Zeitliche Ableitung der Seitenkraft des Reifens | N/s |
| \dot{F}_{yRv} | Zeitliche Ableitung der Reifenseitenkraft der Vorderachse | N/s |
| F_{yR} | Seitenkraft des Reifens | N |
| F_{yRh} | Reifenseitenkraft der Hinterachse | N |
| F_{yRi} | Reifenseitenkräfte des i-ten Rades | N |
| \dot{F}_{yRh} | Zeitliche Ableitung der Reifenseitenkraft der Hinterachse | N/s |
| F_{yRv} | Reifenseitenkraft der Vorderachse | N |
| F_{zR} | Vertikalkraft des Reifens | N |
| F_{zFWi} | Vertikale Fahrwerkschnittkräfte des i-ten Radträgers | N |
| F_{zFWj} | Vertikale Fahrwerkschnittkräfte des j-ten Radträgers | N |
| F_{zRi} | Reifenvertikalkräfte des i-ten Rades | N |
| F_{ZS} | Zahnstangenkraft | N |
| γ_i | Sturzwinkel des i-ten Rades | rad |
| $\gamma_{i,0}$ | Sturzwinkel des i-ten Rades gegenüber dem Inertialsystem | rad |
| $\dot{\gamma}_i$ | Sturzgeschwindigkeit des i-ten Rades | rad/s |
| γ_l | Sturzwinkel des linken Radträgers | rad |
| γ_r | Sturzwinkel des rechten Radträgers | rad |
| $\gamma_{R,0}$ | Sturzwinkel des Reifens gegenüber dem Inertialsystem | rad |
| γ_v | Sturzwinkel der Vorderachse | rad |
| $\gamma_{Rv,0}$ | Reifensturzwinkel der Vorderachse gegenüber dem Inertialsystem | rad |
| $\dot{\gamma}_v$ | Sturzwinkelgeschwindigkeit der Vorderachse | rad/s |
| g | Gravitationskonstante | m/s ² |
| GEF | Giereigenfrequenz | Hz |
| GEF_v | Giereigenfrequenz über der Geschwindigkeit | Hz/(km/h) |
| G_h | Gewichtskraft der Hinterachse | °g |
| GUE | Gierüberhöhung | % |
| GUE_v | Gierüberhöhung über der Geschwindigkeit | %/(km/h) |
| G_v | Gewichtskraft der Vorderachse | °g |
| HEF | Hubeigenfrequenz | Hz |
| h_i | Vertikale Fahrbahnanregung des i-ten Rades | m |
| \dot{h}_i | Vertikale Fahrbahnanregungsgeschwindigkeit des i-ten Rades | m/s |
| HIS | Hubisolation | % |
| h_{WPh} | Wankpolhöhe der Hinterachse | m |

| Symbol | Beschreibung | Einheit |
|--------------------|---|---------|
| h_{WPv} | Wankpolhöhe der Vorderachse | m |
| i | Übersetzung | divers |
| \vec{i} | Linearer Lenkkinematikvektor | divers |
| \vec{i}^* | Nichtlinearer Lenkkinematikvektor | divers |
| i_{AF_x} | Achslängskraftübersetzung | - |
| $i_{AF_{xh}}$ | Achslängskraftübersetzung der Hinterachse | - |
| $i_{AF_{xv}}$ | Achslängskraftübersetzung der Vorderachse | - |
| i_C | Kardanikübersetzung | - |
| \mathbf{I}_D | Dämpferübersetzungsmatrix | divers |
| i_δ | Übersetzung zwischen Zahnstange und Spurwinkel | m |
| i_{δ^*} | Übersetzung zwischen Zahnstange und Spurwinkel bei konstanter Einfederung | m |
| $i_{\delta\phi}$ | Übersetzung zwischen wechselseitiger Einfederung und Spurwinkel | - |
| $i_{\delta z}$ | Übersetzung zwischen gleichseitiger Einfederung und Spurwinkel | - |
| $i_{D\delta z}$ | Dämpferübersetzung zwischen Spurwinkeländerung und Einfederung des Dämpfers | m/rad |
| $i_{D\gamma z}$ | Dämpferübersetzung zwischen Sturzwinkeländerung und Einfederung des Dämpfers | m/rad |
| $i_{D\tau z}$ | Dämpferübersetzung zwischen Spinwinkeländerung und Einfederung des Dämpfers | m/rad |
| i_{Dxz} | Dämpferübersetzung zwischen Längsverschiebung und Einfederung des Dämpfers | - |
| i_{Dyz} | Dämpferübersetzung zwischen Querverschiebung und Einfederung des Dämpfers | - |
| i_{Dzz} | Dämpferübersetzung zwischen Vertikalverschiebung und Einfederung des Dämpfers | - |
| i_{F_y} | Seitenkraftübersetzung | m |
| $i_{F_z M_z}$ | Rückstellmomentenübersetzung | 1/m |
| i_γ | Übersetzung zwischen Zahnstange und Sturzwinkel | m |
| i_{γ^*} | Übersetzung zwischen Zahnstange und Sturzwinkel bei konstanter Einfederung | m |
| $i_{\gamma\delta}$ | Übersetzung zwischen Spurwinkel und Sturzwinkel | - |
| $i_{\gamma\phi}$ | Übersetzung zwischen wechselseitiger Einfederung und Sturzwinkel | - |
| $i_{\gamma z}$ | Übersetzung zwischen gleichseitiger Einfederung und Sturzwinkel | - |
| i_L | Lenkübersetzung | - |
| i_{LKU} | Übersetzung der Lenkkraftunterstützung | - |
| $i_{M,ZS}$ | Übersetzung zwischen Motor und Zahnstange | m |
| i_{Opt} | Anzahl der Optimierungen | - |
| i_y | Übersetzung zwischen Zahnstange und Querverschiebung | - |
| i_{y^*} | Übersetzung zwischen Zahnstange und Querverschiebung bei konstanter Einfederung | - |
| $i_{y\delta}$ | Übersetzung zwischen Spurwinkel und Querverschiebung | m |
| $i_{y\phi}$ | Übersetzung zwischen wechselseitiger Einfederung und Querverschiebung | m |

| Symbol | Beschreibung | Einheit |
|----------------|--|------------------|
| i_{yz} | Übersetzung zwischen gleichseitiger Einfederung und Querverschiebung | - |
| i_z | Übersetzung zwischen Zahnstangenverschiebung und Vertikalbewegung | - |
| $i_{zS,R}$ | Übersetzung zwischen Ritzelwinkel und Zahnstangenverschiebung | m/rad |
| J_{xxA} | Wankträgheit des Aufbaus | kgm ² |
| J_{yyA} | Nickträgheit des Aufbaus | kgm ² |
| J_{zz} | Gierträgheit des Gesamtfahrzeugs | kgm ² |
| J_{zzA} | Gierträgheit des Aufbaus | kgm ² |
| K | Schwingstärke | - |
| λ_1 | Beugungswinkel des ersten Kardanikgelenks | rad |
| λ_2 | Beugungswinkel des zweiten Kardanikgelenks | rad |
| l | Radstand | m |
| \vec{L} | Lastvektor | divers |
| \vec{L}_C | Steifigkeitslastvektor | divers |
| \vec{L}_D | Dämpfungslastvektor | divers |
| \vec{L}_{Di} | Lastvektor des direkten Radträgers | divers |
| LEF | Lenkeigenfrequenz | Hz |
| \vec{L}_{FW} | Lastvektor des Fahrwerks | divers |
| l_h | Abstand Schwerpunkt zu Hinterachse | m |
| \vec{L}_{In} | Lastvektor des indirekten Radträgers | divers |
| LUE | Lenküberhöhung | % |
| l_v | Abstand Schwerpunkt zu Vorderachse | m |
| LWG | Lenkradwinkelgradient | °/g |
| LWG_v | Lenkradwinkelgradient über der Geschwindigkeit | (°/g)/(km/h) |
| M | Massenmatrix | divers |
| \vec{M}^* | Zwangsmomente | Nm |
| \bar{m} | Mittelwert | - |
| m_A | Aufbaumasse | kg |
| M_{DS} | Drehstabmoment | Nm |
| m_G | Gesamtfahrzeugmasse | kg |
| M_H | Handmoment | Nm |
| m_i | Ungefederte Masse des i-ten Körpers | kg |
| M_K | Kardanikmoment | Nm |
| M_{LKU} | Lenkkraftunterstützungsmoment | Nm |
| $M_{L,Reib}$ | Lenkstrangreibung | Nm |
| M_R | Ritzelmoment | Nm |
| $M_{x,Di}$ | Sturzmoment des direkten Radträger | Nm |
| $M_{x,In}$ | Sturzmoment des indirekten Radträger | Nm |
| M_{xRi} | Reifensturzmoment des i-ten Rades | Nm |
| M_{yFWi} | Fahrwerkspinmoment des i-ten Radträgers | Nm |
| M_{yRh} | Reifenspinmoment der Hinterachse | Nm |
| M_{yRi} | Reifenspinmoment | Nm |
| M_{yRv} | Reifenspinmoment der Vorderachse | Nm |
| $M_{z,Di}$ | Rückstellmoment auf den direkten Radträger | Nm |

| Symbol | Beschreibung | Einheit |
|--------------------------|---|---------|
| M_{zFWi} | Fahrwerksrückstellmoment des i-ten Radträgers | Nm |
| M_{zFWj} | Fahrwerksrückstellmoment des j-ten Radträgers | Nm |
| $M_{z,In}$ | Rückstellmoment auf den indirekten Radträger | Nm |
| M_{zR} | Rückstellmoment des Reifens | Nm |
| M_{zRi} | Rückstellmoment des i-ten Reifens | Nm |
| m_{ZS} | Masse der Zahnstange | kg |
| N | Stichproben | - |
| \mathbf{N} | Lineare Nachgiebigkeitsmatrix | divers |
| \mathbf{N}^* | Nichtlineare Nachgiebigkeitsmatrix | divers |
| n | Nachgiebigkeit | m/N |
| n_{Ai} | Achsnachlaufstrecke des i-ten Rades | m |
| n_{Av} | Achsnachlaufstrecke der Vorderachse | m |
| $n_{\delta F_{x,Di}}$ | Nachgiebigkeit zwischen Spur und direkter Längskraft | rad/N |
| $n_{\delta F_{x,In}}$ | Nachgiebigkeit zwischen Spur und indirekter Längskraft | rad/N |
| $n_{\delta F_{yRAP,Di}}$ | Nachgiebigkeit zwischen Spur und direkter Seitenkraft im RAP | rad/N |
| $n_{\delta F_{yRAP,In}}$ | Nachgiebigkeit zwischen Spur und indirekter Seitenkraft im RAP | rad/N |
| $n_{\delta F_{z,Di}}$ | Nachgiebigkeit zwischen Spur und direkter Vertikalkraft | rad/N |
| $n_{\delta F_{z,In}}$ | Nachgiebigkeit zwischen Spur und indirekter Vertikalkraft | rad/N |
| $n_{\delta M_{y,Di}}$ | Nachgiebigkeit zwischen Spur und direktem Spinnmoment | rad/Nm |
| $n_{\delta M_{z,Di}}$ | Nachgiebigkeit zwischen Spur und direktem Rückstellmoment | rad/Nm |
| $n_{\delta M_{z,In}}$ | Nachgiebigkeit zwischen Spur und direktem Rückstellmoment | rad/Nm |
| \mathbf{N}_{Di}^* | Direkte nichtlineare Nachgiebigkeitsmatrix | divers |
| n_E | Anzahl der Entwicklungsvariablen | - |
| NEF | Nickeigenfrequenz | Hz |
| n_G | Anzahl der Gleichungen | - |
| $n_{\gamma F_{x,Di}}$ | Nachgiebigkeit zwischen Sturz und direkter Längskraft | rad/N |
| $n_{\gamma F_{yRAP,Di}}$ | Nachgiebigkeit zwischen Sturz und direkter Seitenkraft im RAP | rad/N |
| $n_{\gamma F_{yRAP,In}}$ | Nachgiebigkeit zwischen Sturz und indirekter Seitenkraft im RAP | rad/N |
| $n_{\gamma F_{z,Di}}$ | Nachgiebigkeit zwischen Sturz und direkter Vertikalkraft | rad/N |
| $n_{\gamma F_{z,In}}$ | Nachgiebigkeit zwischen Sturz und indirekter Vertikalkraft | rad/N |
| $n_{\gamma M_{y,Di}}$ | Nachgiebigkeit zwischen Sturz und direktem Spinnmoment | rad/Nm |
| $n_{\gamma M_{z,Di}}$ | Nachgiebigkeit zwischen Sturz und direktem Rückstellmoment | rad/Nm |
| $n_{\gamma M_{z,In}}$ | Nachgiebigkeit zwischen Sturz und indirektem Rückstellmoment | rad/Nm |
| \mathbf{N}_{In}^* | Indirekte nichtlineare Nachgiebigkeitsmatrix | divers |
| NIS | Nickisolation | % |
| n_M | Anzahl der Messungen | - |
| n_M | Anzahl Messungen | - |
| n_{Rh} | Reifennachlaufstrecke der Hinterachse | m |
| n_{Ri} | Nachlaufstrecke des i-ten Reifens | m |
| n_{Rv} | Reifennachlaufstrecke der Vorderachse | m |
| n_U | Anzahl der Ungleichungen | - |
| NWG | Nickwinkelgradient | °/g |
| NWG_A | Anfahrnickwinkelgradient | °/g |
| NWG_B | Bremsnickwinkelgradient | °/g |
| $n_{xF_{x,Di}}$ | Nachgiebigkeit zwischen Längsverschiebung und direkter Längskraft | m/N |

| Symbol | Beschreibung | Einheit |
|--------------------|--|--------------------|
| $n_{xF_{x,In}}$ | Nachgiebigkeit zwischen Längsverschiebung und indirekter Längskraft | m/N |
| $n_{xF_{yRAP,Di}}$ | Nachgiebigkeit zwischen Längsverschiebung und direkter Seitenkraft im RAP | m/N |
| $n_{xM_{z,Di}}$ | Nachgiebigkeit zwischen Längsverschiebung und direktem Rückstellmoment | m/Nm |
| $n_{xM_{z,In}}$ | Nachgiebigkeit zwischen Längsverschiebung und indirektem Rückstellmoment | m/Nm |
| $n_{yF_{x,Di}}$ | Nachgiebigkeit zwischen Querverschiebung und direkter Längskraft | m/N |
| $n_{yF_{x,In}}$ | Nachgiebigkeit zwischen Querverschiebung und indirekter Längskraft | m/N |
| $n_{yF_{yRAP,Di}}$ | Nachgiebigkeit zwischen Querverschiebung und direkter Seitenkraft im RAP | m/N |
| $n_{yF_{yRAP,In}}$ | Nachgiebigkeit zwischen Querverschiebung und indirekter Seitenkraft im RAP | m/N |
| $n_{yF_{z,Di}}$ | Nachgiebigkeit zwischen Querverschiebung und direkter Vertikalkraft | m/N |
| $n_{yF_{z,In}}$ | Nachgiebigkeit zwischen Querverschiebung und indirekter Vertikalkraft | m/N |
| $n_{yM_{y,Di}}$ | Nachgiebigkeit zwischen Querverschiebung und direktem Spinmoment | m/Nm |
| $n_{yM_{z,Di}}$ | Nachgiebigkeit zwischen Querverschiebung und direktem Rückstellmoment | m/Nm |
| $n_{yM_{z,In}}$ | Nachgiebigkeit zwischen Querverschiebung und indirektem Rückstellmoment | m/Nm |
| $n_{zF_{x,Di}}$ | Nachgiebigkeit zwischen Vertikalverschiebung und direkter Längskraft | m/N |
| $n_{zF_{yRAP,Di}}$ | Nachgiebigkeit zwischen Vertikalverschiebung und direkter Seitenkraft im RAP | m/N |
| $n_{zF_{yRAP,In}}$ | Nachgiebigkeit zwischen Vertikalverschiebung und indirekter Seitenkraft im RAP | m/N |
| $n_{zF_{z,Di}}$ | Nachgiebigkeit zwischen Vertikalverschiebung und direkter Vertikalkraft | m/N |
| $n_{zF_{z,In}}$ | Nachgiebigkeit zwischen Vertikalverschiebung und indirekter Vertikalkraft | m/N |
| $n_{zM_{y,Di}}$ | Nachgiebigkeit zwischen Vertikalverschiebung und direktem Spinmoment | m/Nm |
| $n_{zM_{z,Di}}$ | Nachgiebigkeit zwischen Vertikalverschiebung und direktem Rückstellmoment | m/Nm |
| $n_{zM_{z,In}}$ | Nachgiebigkeit zwischen Vertikalverschiebung und indirektem Rückstellmoment | m/Nm |
| ω | Rotationsgeschwindigkeit | rad/s |
| ϕ_A | Aufbauwankwinkel | rad |
| $\dot{\phi}_A$ | Aufbauwankgeschwindigkeit | rad/s |
| $\ddot{\phi}_A$ | Aufbauwankwinkelbeschleunigung | rad/s ² |
| $\phi_{Ga,01}$ | Gabelverdrehwinkel des ersten Kardanikgelenks | rad |
| $\phi_{Ga,12}$ | Gabelverdrehwinkel vom ersten zum zweiten Kardanikgelenk | rad |

| Symbol | Beschreibung | Einheit |
|----------------------------|--|--------------------|
| $\phi_{\text{Gel},01}$ | Gelenkverdrehwinkel des ersten Kardanikgelenks | rad |
| $\phi_{\text{Gel},12}$ | Gelenkverdrehwinkel vom ersten zum zweiten Kardanikgelenk | rad |
| ϕ_{h} | Wechselseitige Einfederung der Hinterachse | rad |
| ϕ_{hh} | Wankwinkel der Fahrbahn an der Hinterachse | rad |
| $\dot{\phi}_{\text{hh}}$ | Wankwinkelgeschwindigkeit der Fahrbahn an der Hinterachse | rad/s |
| $\dot{\phi}_{\text{h}}$ | Wechselseitige Einfederungsgeschwindigkeit der Hinterachse | rad/s |
| ϕ_{hv} | Wankwinkel der Fahrbahn an der Vorderachse | rad |
| $\dot{\phi}_{\text{hv}}$ | Wankwinkelgeschwindigkeit der Fahrbahn an der Vorderachse | rad/s |
| ϕ_{uMh} | Wechselseitige Einfederung der ungefederte Masse der Hinterachse | rad |
| ϕ_{uMv} | Wechselseitige Einfederung der ungefederte Masse der Vorderachse | rad |
| ϕ_{v} | Wechselseitige Einfederung der Vorderachse | rad |
| $\dot{\phi}_{\text{v}}$ | Wechselseitige Einfederungsgeschwindigkeit der Vorderachse | rad/s |
| ψ | Gierrate | rad/s |
| $\dot{\psi}_{\text{A}}$ | Gierrate des Aufbaus | rad/s |
| $\ddot{\psi}_{\text{A}}$ | Gierbeschleunigung des Aufbaus | rad/s ² |
| ψ_{R} | Gierwinkel des Rades | rad |
| p_{D} | Dimensionen | - |
| Φ_{h} | Spektrale Unebenheitsdichte | cm ³ |
| ϕ | Wahrscheinlichkeitsdichte | - |
| p_i | Radlasthebelarm des i-ten Rades | m |
| P_{O} | Optimierungsproblem | - |
| P_{RAP} | Statischer Radaufstandspunkt | m |
| P'_{RAP} | Ausgelenkter Radaufstandspunkt | m |
| \vec{q} | Vektor der verallgemeinerte Geschwindigkeit | divers |
| QA | Maximaler Querbeschleunigungsabfall | % |
| QA_{v} | Maximaler Querbeschleunigungsabfall über der Geschw. | %/(km/h) |
| q_{Av} | Antriebskraftverteilung der Vorderachse | - |
| q_{Bv} | Bremskraftverteilung der Vorderachse | - |
| QEF | Querbeschleunigungseigenfrequenz | Hz |
| QEF_{v} | Querbeschleunigungseigenfrequenz über der Geschwindigkeit | Hz/(km/h) |
| R | Simulationsergebnis | - |
| RMS_{H} | RMS-Wert Huben | m/s ² |
| RMS_{N} | RMS-Wert Nicken | rad/s ² |
| RMS_{W} | RMS-Wert Wanken | rad/s ² |
| r_{s} | Statischer Radhalbmesser | m |
| r_{si} | Statischer Radhalbmesser des i-ten Rades | m |
| r_{sv} | Statischer Radhalbmesser der Vorderachse | m |
| σ | Standardabweichung | - |
| $\sigma_{\alpha\text{A}}$ | Achseinlaufänge | m |
| $\sigma_{\alpha\text{Ah}}$ | Achseinlaufänge der Hinterachse | m |
| $\sigma_{\alpha\text{Av}}$ | Achseinlaufänge der Vorderachse | m |
| $\sigma_{\alpha\text{R}}$ | Reifeneinlaufänge | m |
| S | Hyperwürfel | - |
| s | Laplacevariable | - |
| SWG | Schwimmwinkelgradient | °/g |

| Symbol | Beschreibung | Einheit |
|----------------------|--|--------------------|
| $\dot{\tau}_i$ | Spingeschwindigkeit des i-ten Rades | rad/s |
| τ_l | Spinwinkelveränderung des linken Radträgers | rad |
| τ_r | Spinwinkelveränderung des rechten Radträgers | rad |
| θ_A | Nickwinkel des Aufbaus | rad |
| $\dot{\theta}_A$ | Nickwinkelgeschwindigkeit des Aufbaus | rad/s |
| $\ddot{\theta}_A$ | Nickwinkelbeschleunigung des Aufbaus | rad/s ² |
| T | Zielfunktion | - |
| t | Stützstellen | - |
| v | Iterationen | - |
| v_x | Fahrgeschwindigkeit | km/h |
| WEF | Wankeigenfrequenz | Hz |
| WIS | Wankisolation | % |
| WWG | Wankwinkelgradient | °/g |
| \vec{x} | Bewegungsvektor der Achse | divers |
| $\dot{\vec{x}}$ | Bewegungsgeschwindigkeitsvektor der Achse | divers |
| \dot{x}_A | Längsgeschwindigkeit des Aufbaus | m/s |
| \ddot{x}_A | Längsbeschleunigung des Aufbaus | m/s ² |
| \vec{x}_{Di} | Radposition des direkten Radträgers | divers |
| $\dot{\vec{x}}_{Di}$ | Verschiebungsgeschwindigkeit des direkten Radträgers | divers |
| $x_{i,k}$ | Longitudinale konstante Position | m |
| \vec{x}_{In} | Radposition des indirekten Radträgers | divers |
| $\dot{\vec{x}}_{In}$ | Verschiebungsgeschwindigkeit des indirekten Radträgers | divers |
| x_k | Entwicklungsvariable | - |
| x_l | x-Verschiebung des linken Radträgers | m |
| x_r | x-Verschiebung des rechten Radträgers | m |
| \dot{y}_A | Aufbaulateralgeschwindigkeit | m/s |
| \ddot{y}_A | Aufbaulateralbeschleunigung | m/s ² |
| y_i | Laterale Position des i-ten Radträgers | m |
| \dot{y}_i | Querverschiebungsgeschwindigkeit des i-ten Radträgers | m/s |
| $y_{i,k}$ | Laterale konstante Position des i-ten Radträgers | m |
| y_l | y-Verschiebung des linken Radträgers | m |
| y_r | y-Verschiebung des rechten Radträgers | m |
| y_v | Mittlerer Querverschiebung der Vorderachse | m |
| \dot{y}_v | Mittlerer Querverschiebungsgeschwindigkeit der Vorderachse | m/s |
| y_{ZS} | Zahnstangenverschiebung | m |
| \dot{y}_{ZS} | Zahnstangenverschiebungsgeschwindigkeit | m/s |
| \ddot{y}_{ZS} | Zahnstangenverschiebungsbeschleunigung | m/s ² |
| z | Vertikaleinfederung | m |
| \dot{z} | Vertikaleinfederungsgeschwindigkeit | m/s |
| \dot{z}_1 | Vertikalgeschwindigkeit des vorderen linken Rades | m/s |
| \dot{z}_2 | Vertikalgeschwindigkeit des vorderen rechten Rades | m/s |
| \dot{z}_3 | Vertikalgeschwindigkeit des hinteren linken Rades | m/s |
| \dot{z}_4 | Vertikalgeschwindigkeit des hinteren rechten Rades | m/s |
| z_A | Vertikale Position des Aufbaus | m |

| Symbol | Beschreibung | Einheit |
|------------------|---|------------------|
| \dot{z}_A | Vertikalgeschwindigkeit des Aufbaus | m/s |
| \ddot{z}_A | Aufbauvertikalbeschleunigung | m/s ² |
| $z_{A,k}$ | Vertikale konstante Position des Aufbaus | m |
| z_h | Gleichseitige Einfederung der Hinterachse | m |
| \dot{z}_h | Gleichseitige Einfederungsgeschwindigkeit der Hinterachse | m/s |
| z_i | Vertikalbewegung des i-ten Radträgers | m |
| \dot{z}_i | Vertikalgeschwindigkeit des i-ten Radträgers | m/s |
| \ddot{z}_i | Vertikalbeschleunigung des i-ten Radträgers | m/s ² |
| $z_{i,k}$ | Konstante vertikale Position des Radträgers | m |
| z_j | Vertikalbewegung des j-ten Radträgers | m |
| \dot{z}_j | Vertikalgeschwindigkeit des j-ten Radträgers | m/s |
| z_l | z-Verschiebung des linken Radträgers | m |
| z_r | z-Verschiebung des rechten Radträgers | m |
| $z_{R,0}$ | Einfederung des Reifens | m |
| $\dot{z}_{R,0}$ | Reifeneinfederungsgeschwindigkeit des Reifens | m/s |
| $z_{Ri,0}$ | Reifeneinfederung des i-ten Reifens | m |
| $\dot{z}_{Ri,0}$ | Einfederungsgeschwindigkeit des i-ten Reifens | m/s |
| z_S | Vertikale Position der Straße | m |
| z_{SP} | Schwerpunkthöhe | m |
| z_{uMh} | Gleichseitige Einfederung der ungefederte Masse der Hinterachse | m |
| z_{uMv} | Gleichseitige Einfederung der ungefederte Masse der Vorderachse | m |
| z_v | Gleichseitige Einfederung der Vorderachse | m |
| \dot{z}_v | Gleichseitige Einfederungsgeschwindigkeit der Vorderachse | m/s |
| ZVQ | Zeitverzug Querschleunigungsverstärkung | ms |

1. EINFÜHRUNG

Das Fahrwerk und die Reifen eines Fahrzeugs stellen die einzigen Bindeglieder zwischen dem Fahrzeugaufbau und der Straße dar. Daher wird dem Fahrwerk mitsamt dem Reifen im Systemverbund Fahrzeug eine ausgesprochen wichtige Rolle beigemessen. Es muss zielgerichtet die Anforderungen des Fahrers auf der Straße umsetzen, den Fahrer zeitgleich vertikaldynamisch von der Straße entkoppeln und dabei jederzeit den Rad-Straße-Kontakt gewährleisten. Es prägt maßgeblich das Kundenempfinden hinsichtlich Fahrdynamik und Fahrkomfort. Nach einer Untersuchung von ATZWANGER ET. AL. stellen *Sportlichkeit, Spaß/Fun, Abenteuer/Activity, Individualität, Wohlfühlen* und *Sicherheit* die wesentlichsten zukünftigen Kaufentscheidungsmerkmale für ein Fahrzeug dar. Die in Abbildung 1.1 gezeigten Gesamtfahrzeugeigenschaften wurden dabei allesamt hinsichtlich ihres Einflusses auf diese kaufentscheidenden Werte untersucht. Dabei ist zu beachten, dass eine Anordnung der jeweiligen Eigenschaft nahe des Kreismittelpunkts eine geringe Wichtigkeit in der Gesamtbewertung bedeutet. Es wird ersichtlich, dass die Fahrdynamik neben dem Design und der Fahrleistung am besten geeignet ist, die kaufentscheidenden Werte zu vermitteln (vgl. Abbildung 1.1). [AN06] Auch nach KRAFT ist das *Fahrverhalten* ein bedeutender Kaufwert bei der Entscheidung für einen Hersteller [Kra11].

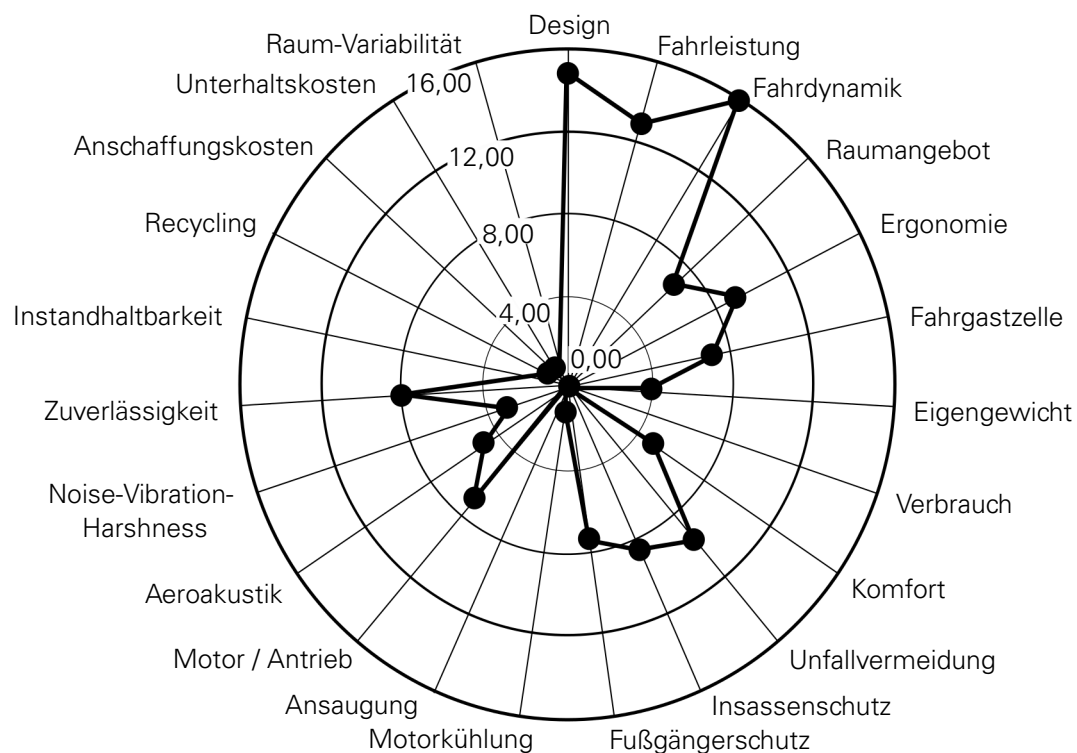


Abbildung 1.1.: Bedeutung der Gesamtfahrzeugeigenschaften als Transporteur der kaufentscheidenden Werte *Sportlichkeit, Spaß/Fun, Abenteuer/Activity, Individualität, Wohlfühlen* und *Sicherheit* auf Basis von kumulierten Wichtigkeitswerten, in Anlehnung an [AN06].

Diese Aussage wird durch eine Vielzahl von Untersuchungen und Umfragen in der Literatur und Presse bestätigt. Bei einer in 2005 und 2006 durchgeführten Umfrage der Zeitschrift „Automobilwoche“ nahm der *Fahrspaß* den wichtigsten Stellenwert zur Beeinflussung eines Autokäufers ein [NN06]. TISCHLER ET. AL. konnten einen großen Einfluss des positiven Fahrerlebens im Rahmen von Fahrversuchen aufzeigen [TR07]. Bei einer Umfrage des Insurance Institute for Highway Safety aus dem Jahr 2010 wurden 928 Personen zu Kaufkriterien für einen Neuwagen befragt. Dabei befindet sich das Kaufkriterium *Handling* weit im oberen Drittel der wichtigen Kriterien wie Preis, Kraftstoffverbrauch, Sicherheit und Verarbeitungs-

qualität. [MW10] Aktuellere Umfragen aus den Jahren 2013 und 2016 bestätigen ebenfalls die Bedeutung dieser Kriterien für den Fahrzeugkauf. Die maßgeblich durch das Fahrwerk und den Reifen geprägten Kriterien *Handling/Fahrfreude* bzw. *Leistung/Fahrverhalten* sowie *Fahrkomfort* bzw. *Ausstattung & Komfort* befinden sich direkt nach *Sicherheit*, *Kosten* und *Praktikabilität* im oberen Drittel noch vor dem *Design* und der *Umweltfreundlichkeit*. [Par16, NN16a, NN16b]

Durch den akuten Wettbewerbsdruck, den entstehenden Trend zur Digitalisierung sowie die immer kürzer werdenden Produktlebenszyklen streben die Fahrzeughersteller eine Reduktion der Entwicklungskosten und -zeiten an. 20 % der gesamten Entwicklungskosten eines Fahrzeugs sind dabei auf die Fahrwerkentwicklung zurückzuführen [KG15]. Ein möglicher Ansatz zur Reduktion dieses hohen Kostenanteils bietet der frühzeitige Einsatz von simulativen Methoden zur Effizienzsteigerung, um kostenintensive Versuchsträger und Versuche einzusparen [NPG⁺13]. Dabei wird der bisherige sequenzielle Bau-und-Test-Ansatz durch einen digitalen Entwicklungsablauf ersetzt [RD15]. Folglich gewinnen simulative Methoden in der frühen Fahrzeugentwicklungsphase zunehmend an Bedeutung.

Die vorliegende Arbeit leistet durch die Entwicklung einer Fahrwerkauslegungsmethode für die frühe Konzeptphase einen maßgeblichen Beitrag zur Effizienzsteigerung und Kostenreduktion. Nachfolgend werden die Motivation der Arbeit, deren Entwicklung sowie geltende Einschränkungen erläutert.

1.1. MOTIVATION ZUR ENTWICKLUNG EINER FAHRWERKAUSLEGUNGSMETHODE FÜR DIE KONZEPTPHASE

In der Fahrwerkentwicklung ist es das Ziel, durch eine Digitalisierung der Entwicklungsprozesse schnellere Entwicklungsmethoden zu erhalten, sowie durch das „Frontloading“¹ in der Entwicklung Kosten einzusparen. Ein wichtiges Hilfsmittel sind dabei virtuelle Methoden, die bereits dann zum Einsatz kommen sollen, wenn noch keine realen Bauteile zur Verfügung stehen. Durch die simulative Fahrwerkauslegung können somit kostenintensive Versuchsträger und Tests eingespart werden. Die Fahrwerkauslegung findet dabei entsprechend des V-Modells der Produktentwicklung innerhalb und zwischen der Gesamtfahrzeug-, Subsystem- und Komponentenebene statt. Es ist die Aufgabe, aus Gesamtfahrzeugzielen für Fahrdynamik und Fahrkomfort Komponenteneigenschaften für Lenkung, Achskinematik, Achselastokinematik sowie Reifen abzuleiten. Bisher verwendete Auslegungsmethoden basieren dabei auf komplexen Simulationsmodellen, mit deren Hilfe direkt der Einfluss einer Komponentenänderung auf die Gesamtfahrzeugeigenschaften analysiert wird. Durch die notwendige Komplexität dieser Simulationsmodelle ist es jedoch nicht möglich, eine strukturierte Zielableitung von der Gesamtfahrzeug- zur Komponentenebene auf Basis physikalischer Wirkzusammenhänge durchzuführen. Diese komplexen Simulationsmodelle werden daher als Blackbox betrachtet. Die reguläre Fahrwerkauslegung basiert dabei auf einer Trial-and-Error-Methode, bei der die Fahrwerkeigenschaften über einen Iterationsprozess modifiziert werden, bis das Fahrzeug die Gesamtfahrzeugziele erreicht. Ihre Anwendung birgt folgende Nachteile:

1. **Hoher Zeitaufwand:** Durch das manuelle, iterative Modifizieren der Komponenteneigenschaften benötigt diese Form der Achsauslegung sehr viel Zeit. Zielkonflikte zwischen Fahrdynamik und Fahrkomfort erschweren dabei die Auslegung, da die Berechnung beider Disziplinen oftmals mit unterschiedlichen Simulationsmodellen stattfindet.
2. **Verlust von Lösungen:** Durch das manuelle, iterative Modifizieren wird am Ende der Auslegung lediglich eine mögliche Lösung der Komponenteneigenschaften gefunden.

¹ „Frontloading“ bezeichnet das Verschieben des Entwicklungsaufwands in Richtung der frühen Phase, um Entwicklungszeiten zu verringern.

1.1. Motivation zur Entwicklung einer Fahrwerkauslegungsmethode für die Konzeptphase

Da es sich bei der Fahrwerkauslegung um ein unterbestimmtes Optimierungsproblem handelt, sind jedoch mehrere Lösungen zur Zielerreichung vorhanden. Folglich muss die gefundene Lösung nicht zwangsläufig die beste Lösung aus Anwendersicht sein.

3. **Unkenntnis über Lösungsstrategien:** Durch die Betrachtung des Simulationsmodells als Blackbox ist es nicht möglich, eine strukturierte Auslegung auf Basis eines Wirkkettenverständnisses durchzuführen. Es ist anzunehmen, dass nicht alle Komponenteneigenschaften alle Gesamtfahrzeugeigenschaften in gleichem Maße beeinflussen. Verdeutlicht wird dies beispielsweise durch stationäre Gesamtfahrzeugeigenschaften, die durch Dämpfungseigenschaften der Komponenten nicht beeinflusst werden können. Demnach ist zu vermuten, dass für einige Auslegungsschritte eine sinnvolle Auslegungsreihenfolge existiert. Diese kann bei einem Blackbox-Modell nicht nachvollzogen werden.
4. **Geringe Robustheit:** Die Lösung der Auslegung benötigt innerhalb eines Fahrwerkauslegungsprozesses eine hohe Robustheit². So kann es sein, dass die erarbeitete Lösung aufgrund weiterer Randbedingungen aus anderen Auslegungsbereichen in dieser Form nicht realisierbar ist und einer Veränderung bedarf. Diese Veränderung kann bei der bisherigen Methode durch deren unbekannte Robustheit auch zu einem Verlust der Lösung führen. So muss bei einer minimalen Veränderung auf Komponentenebene eine neue Lösung erarbeitet werden.
5. **Baukästen nicht auslegbar:** Durch die zunehmende Bedeutung der Modularisierung mithilfe von Baukästen ist es notwendig, Fahrwerke nicht nur für ein Zielfahrzeug auszulegen, sondern für eine Vielzahl von Fahrzeugen unterschiedlicher Segmente. Durch die sich zusätzlich ergebenden Zielkonflikte führt das für die bisher etablierte Auslegungsmethode zu einer hohen Komplexität der manuellen Lösungsfindung und folglich zu einem deutlichen Anstieg der Entwicklungszeit.
6. **Zeitaufwendige Optimierung:** Um die bisherige, manuelle Auslegung zu verbessern, wurden Auslegungsansätze auf Basis von Optimierungsalgorithmen entwickelt. Die Optimierung bietet den Vorteil der Automatisierung der manuellen Auslegung. Da jedoch die verschiedenen Ansätze gradientenbasierte oder genetische Optimierungsalgorithmen auf komplexe Simulationsmodelle anwenden, ist für eine Auslegung eine Vielzahl an Iterationen notwendig. Das führt einerseits zu einem erhöhten Bedarf an Rechenleistung (der beispielsweise durch die Verwendung von Cluster-Rechnernetzwerken gedeckt werden muss) und andererseits zu einem sehr hohen Zeitaufwand der Auslegung. Der erhöhte Zeitaufwand für die Anwendung von Optimierungsalgorithmen auf komplexe Simulationsmodelle relativiert den Zeitgewinn durch Automatisierung.
7. **Getrennte Betrachtung von Fahrdynamik und Fahrkomfort:** Bisherige Achsauslegungsmethoden nutzen oftmals getrennte Simulationsmodelle auf Subsystemebene für Fahrdynamik und Fahrkomfort. Diese Vorgehensweise ist auf die unterschiedlichen Manöverszenarien zurückzuführen. So benötigt ein Simulationsmodell, das auf objektive Kennzahlen für Komfort ausgerichtet ist, in der Regel nicht die Abbildung der querdynamischen Eigenschaften. Daher werden häufig die querdynamischen Anteile des Fahrzeugs bei Fahrkomfortuntersuchungen aus Gründen der hohen Komplexität und des hohen Zeitaufwands vernachlässigt. Gleiches gilt für querdynamische Modelle, bei denen die Abbildung hochfrequenter Eigenschaften (wie beispielsweise Aggregateschwingungen) von untergeordneter Bedeutung ist. Dies führt jedoch in der Achsentwicklung zu verschiedenen Simulationsmodellen und damit auch zu einer

²Der Begriff Robustheit beschreibt nachfolgend die Konstanz des Gesamtfahrzeugeigenschaften bei Parameterschwankungen.

1. Einführung

getrennten Auslegung von Fahrdynamik und Fahrkomfort. Beide Auslegungen werden dann unter Kompromissen zu einer abschließenden Auslegung zusammengesetzt. Es ist jedoch schnell ersichtlich, dass beide Disziplinen gemeinsam ausgelegt werden sollten. So können Nachteile in der Fahrdynamik durch eine Fahrkomforteinstellung durch weitere Parameter in der Fahrdynamik kompensiert werden.

8. **Frühzeitige Definition des Achskonzepts:** Entsprechend des V-Modells der Produktentwicklung ist es die Aufgabe, Gesamtfahrzeug- in Komponenteneigenschaftsziele abzuleiten. Sind die Komponenteneigenschaftsziele bekannt, erfolgt die Realisierung des Konzepts. In vielen bisherigen Auslegungsmethoden ist es dagegen notwendig, bereits zu Beginn der Zielwertableitung das Achskonzept zu bestimmen. Dadurch werden die verfügbaren Lösungsmöglichkeiten bereits zu Beginn der Achsauslegung stark eingeschränkt.

Die vorgestellten Nachteile der aktuell verwendeten Auslegungsmethode begründen den Bedarf an einem neuen Verfahren und definieren zeitgleich die nachfolgende Zielstellung und Struktur der Arbeit.

1.2. ZIELSTELLUNG UND STRUKTUR DER ARBEIT

Ziel dieser Arbeit ist die Entwicklung einer Fahrwerkauslegungsmethode für die frühe Konzeptphase, mit deren Hilfe es möglich ist, Gesamtfahrzeugeigenschaftsziele für Fahrdynamik und Fahrkomfort strukturiert in Subsystem- bzw. Komponenteneigenschaftsziele zu überführen. Die Vorgehensweise zur Entwicklung dieser Methode wird nachfolgend anhand der Struktur der Arbeit in Abbildung 1.2 vorgestellt.

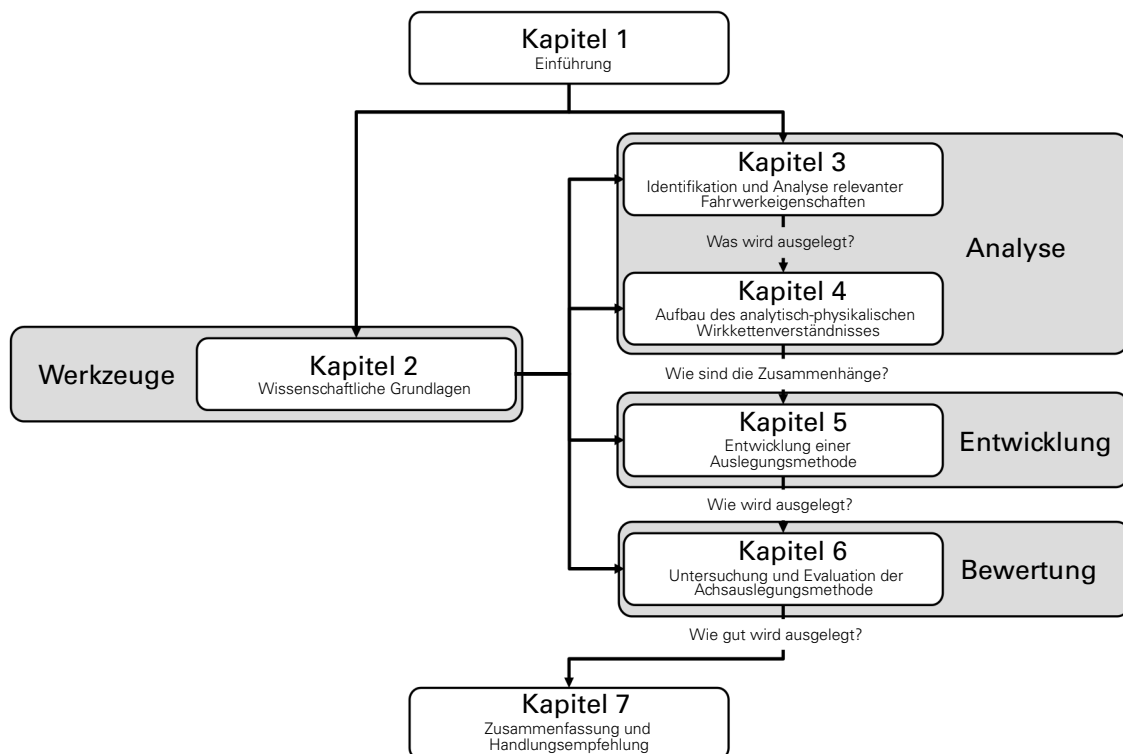


Abbildung 1.2.: Aufbau und Struktur der Arbeit zur Erstellung einer Fahrwerkauslegungsmethode für die Konzeptphase.

Zu Beginn dieser Arbeit ist es unabdinglich, dem Leser die nötigen Werkzeuge zur Entwicklung der Achsauslegungsmethode vorzustellen. Dazu beinhaltet Kapitel 2 alle relevanten wissenschaftlichen Grundlagen, die für das Verständnis der vorliegenden Arbeit essenziell sind. Da die Auslegungsmethode ausschließlich in der Konzeptphase Anwendung finden soll, ist zunächst die Einordnung der Konzeptphase in den Entwicklungsprozess erforderlich. Dabei stellt dieses Kapitel die Randbedingungen und Aufgaben der frühen Konzeptphase vor, um eine zielgerichtete Entwicklung der Auslegungsmethode zu ermöglichen. Anschließend erfolgt die Analyse des Aufenthaltsbereichs des Normalfahrers. Auf Basis dieser Erkenntnisse wird der Komplexitätsgrad der zu verwendenden physikalischen Modelle eruiert. Im Anschluss daran werden aktuelle Objektivierungsbeschreibungen des Fahrverhaltens vorgestellt, die als Ausgangspunkt für die Zieldefinition auf Gesamtfahrzeugebene dienen. Am Ende des Kapitels wird der Stand der Technik hinsichtlich Achsauslegungsmethoden analysiert, um in der Wissenschaft bekannte Ansätze einzuordnen und diese zur Erstellung der neuen Achsauslegungsmethode zu nutzen.

In Kapitel 3 beginnt die Analyse der auszulegenden Subsysteme. Dabei werden die Subsysteme aktive Lenkung, Achse und Reifen mithilfe physikalischer Modellvorstellungen analytisch beschrieben sowie deren Parametrierung anhand von Prüfstandsversuchen untersucht. Es ist das Ziel dieses Kapitels, die für eine Auslegung notwendigen Subsystem- und Komponenteneigenschaften zu identifizieren.

Daran angeschlossen erfolgt in Kapitel 4 die Entwicklung des analytisch-physikalischen Wirkkettenverständnisses durch die Verknüpfung der in Kapitel 3 ausgewählten Fahrwerkeigenschaften mit dem Gesamtfahrzeugverhalten hinsichtlich Fahrdynamik und Fahrkomfort. Dazu wird zu Beginn ein Allgemeinmodell zur Beschreibung des Fahrzeugverhaltens hergeleitet, das als Ausgangsbasis zur Ableitung der benötigten Einfachmodelle entsprechend der Randbedingungen dient. Weiterhin werden die abgeleiteten Einfachmodelle anhand von geeigneten Fahrversuchen hinsichtlich ihrer Validität zur Beschreibung von Fahrdynamik und Fahrkomfort überprüft.

Aufbauend auf den Analysen in Kapitel 3 und 4 findet in Kapitel 5 die Entwicklung der Achsauslegungsmethode für die Konzeptphase statt. Dazu wird zunächst der Fahrwerkeauslegungsprozess für die Entwicklung der Auslegungsmethode aufgeteilt und strukturiert. Daran angeschlossen erfolgt die Erläuterung der entwickelten Auslegungsschritte auf Basis des erarbeiteten Wirkkettenverständnisses. Zuletzt wird die entwickelte Auslegungsmethode in den bestehenden Entwicklungsprozess der Konzeptphase integriert.

Nach Erarbeitung der Auslegungsmethode findet in Kapitel 6 deren Bewertung statt. Dazu sollen anhand einer Beispielauslegung die Funktionsweise der entwickelten Auslegungsmethode im praktischen Versuch vorgestellt und die Anwendbarkeit überprüft werden. Zudem wird die entwickelte Auslegungsmethode hinsichtlich ihrer Vor- und Nachteile den bestehenden Methoden gegenübergestellt.

Abschließend erfolgt mit Kapitel 7 die Zusammenfassung der Dissertation sowie der Ausblick auf offene Fragestellungen dieses Themengebiets.

1.3. EINGRENZUNG DER AUFGABENSTELLUNG

Um die Erarbeitung der Fahrwerkeauslegungsmethode in einem realisierbaren Rahmen zu halten, werden folgende Einschränkungen für die vorliegende Arbeit getroffen:

- Die Auslegung der Fahrdynamik beschränkt sich auf den Linearbereich des querdynamischen Fahrzeugverhaltens. Der Linearbereich ist nach der Literatur bis zu einer Querbeschleunigung von 4 m/s^2 bei trockener Fahrbahn gültig [MW14]. Da der fahrdynamische Aufenthaltsbereich eines Normalfahrers unterhalb dieser Grenze liegt, ist

1. Einführung

eine nichtlineare Betrachtung zu diesem Zeitpunkt nicht notwendig. Eine genauere Erläuterung dieser Einschränkung kann in Kapitel 2 nachvollzogen werden.

- Die Fahrwerksauslegung beschränkt sich auf die Auslegung der Fahrdynamik und des Fahrkomforts für den Normalfahrbereich. Eine Auslegung von kippkritischen oder kombinierten längs- und querdynamischen Fahrmanövern wie beispielsweise in CHANG ET AL. findet in dieser Arbeit nicht statt, da diese den Bereich des Normalfahrens verlassen [CPP18].
- Die Auslegung des Fahrkomforts beschränkt sich aus Komplexitätsgründen auf den Primary Ride³. Vertikalanregungen infolge von Aggregate- oder Hilfsrahmenschwingungen, wie beispielsweise durch ANGRICK untersucht, werden in dieser Arbeit nicht berücksichtigt [Ang17].
- Diese Arbeit verzichtet auf eine eigenständige Untersuchung der Korrelation zwischen subjektiven Bewertungen und objektiven Messergebnissen. In der Literatur gibt es dazu bereits eine Vielzahl an Untersuchungen, die den Betrachtungsumfang dieser Arbeit überschreiten würden. Es werden alle Objektivierungskriterien in Anlehnung an die in der Literatur durchgeführten subjektiv-objektiv-Korrelationen aufgegriffen. Die Beschreibung der objektiven Kennwerte kann in Kapitel 2 nachvollzogen werden.
- Die Fahrwerksauslegung endet in dieser Arbeit mit der Definition der Lenkungs-, Dämpfungs- und Reifeneigenschaften sowie für die Achsen bei den relevanten Achskinematik- und Elastokinematikennlinien. Die Auslegung der Komponenteneigenschaften (beispielsweise Elastomerlagersteifigkeiten oder Lenkergeometrien), um diese Kennlinien bzw. Kennwerte zu realisieren, ist nicht Fokus dieser Arbeit. In der Literatur sind dazu weiterführende Methoden bekannt, welche in Kapitel 2 zur vollständigen Abbildung des Auslegungsprozesses näher erläutert werden.
- Der Fokus dieser Arbeit liegt auf der Auslegung passiver⁴ Fahrzeuge. Eine Ausnahme bildet hierbei die aktive Lenkkraftunterstützung, die nachfolgend in die Auslegungsmethodik integriert werden soll.
- Die Auslegung der Längsdynamik des Fahrwerks beschränkt sich ausschließlich auf die Ausbildung von Nickwinkeln im Anfahr- bzw. Verzögerungsprozess. Eigenschaften, die die Antriebskraftverteilung sowie die Längskraftübertragung zwischen Fahrbahn und Fahrzeug betreffen, werden in der Fahrwerksauslegungsmethode nicht berücksichtigt.

Alle genannten Einschränkungen werden hinsichtlich ihrer Gültigkeit in den relevanten Kapiteln diskutiert.

³Primary Ride beschreibt den niederfrequenten Schwingungsbereich von 0,5 bis 3-6 Hz. In diesem Schwingungsbereich liegen die Aufbauschwingungen (Huben, Nicken, Wanken) im Fokus.

⁴Unter „passiven“ Fahrzeugen werden in dieser Arbeit Fahrzeuge verstanden, die keine aktiven Stell- oder Regelsysteme (wie beispielsweise verstellbare Wankstabilisatoren, schaltbare Dämpfer) innerhalb des Fahrwerks besitzen.

2. WISSENSCHAFTLICHE GRUNDLAGEN

Dieses Kapitel dient zur Vorstellung der Grundlagen, die einerseits für das Verständnis der vorliegenden Arbeit notwendig sind und andererseits die wissenschaftliche Ausgangssituation darstellen. Dazu werden zunächst die Konzeptphase sowie deren Einordnung im Automobil-Entwicklungsprozess näher erläutert. Daran angeschlossen erfolgt die Analyse des Aufenthaltsbereichs des Normalfahrers, um den Fokus der Aufgabenstellung zu definieren. Ebenfalls werden die für den Auslegungsprozess essenziellen objektiven Kennwerte zur Bewertung der Fahrdynamik und des Fahrkomforts untersucht. Abgeschlossen wird das Kapitel durch die Untersuchung des Stands der Technik hinsichtlich Achsauslegungsmethoden.

2.1. KONZEPTPHASE IM AUTOMOBIL-ENTWICKLUNGSPROZESS

Zur Strukturierung des Entwicklungsprozesses eines Fahrzeugs hat sich das V-Entwicklungsmodell über viele Jahre durchgesetzt [BH04, FH06, SR08, Web09, HEG11, Mik12, Rös12, KD12, Ame13, MW13, Wag14, APK⁺15, WSW⁺15, ZW15, APK18]. Dieses Modell wurde erstmals im Bereich der Softwareentwicklung erarbeitet und standardisiert [Boe88, ISO11a]. Dabei handelt es sich um ein Vorgehensmodell, bei dem verschiedene Arbeitsphasen über der Entwicklungszeit für unterschiedliche Detaillierungsstufen des zu entwickelnden Produkts aufgetragen werden. Durch die Bestrebung, den Fahrzeugentwicklungsablauf zu strukturieren, wurde dieses Prozessmodell für die Anwendung in der Fahrzeugentwicklung angepasst. Anhand Abbildung 2.1 werden nachfolgend der Aufbau und der Ablauf des V-Entwicklungsmodells der Fahrzeugentwicklung näher vorgestellt.

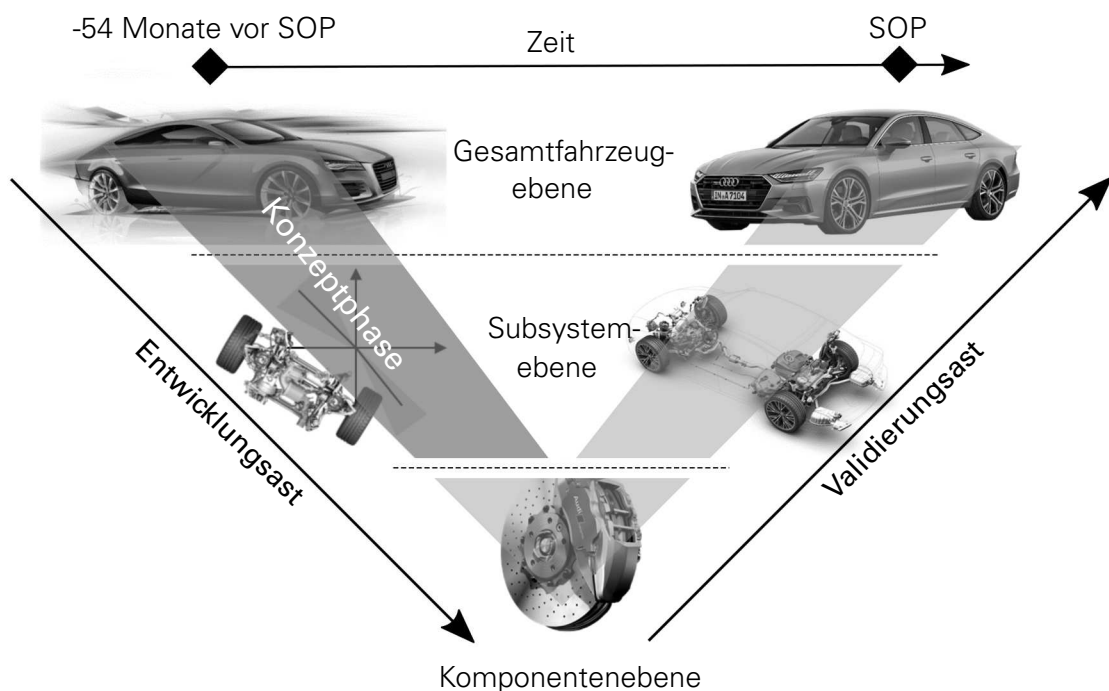


Abbildung 2.1.: Aufbau und Ablauf des V-Entwicklungsmodells zur Anwendung in der Fahrzeugentwicklung, in Anlehnung an [ACW⁺16].

Das V-Entwicklungsmodell besteht auf der linken Seite aus einem absteigenden Entwicklungspfad und auf der rechten Seite aus einem aufsteigenden Validierungspfad. Das Entwicklungsmodell wird von links nach rechts entsprechend der Zeitachse durchlaufen. Begonnen wird dabei im linken Entwicklungspfad mit der Ableitung von Gesamtfahrzeugzielen von der Gesamtfahrzeug-, über die Subsystem- in die Komponentenebene entsprechend ei-

2. Wissenschaftliche Grundlagen

nem Wasserfall-Prozess. Dabei dienen die abgeleiteten Ziele der jeweils vorangegangenen Entwicklungsstufen als Eingang für die nachfolgend abzuleitenden Ziele. Ist der linke Entwicklungsast durchlaufen, sind die Komponentenziele definiert, auf Basis derer die Realisierung der Komponenten erfolgt. Entlang des rechten Validierungsasts werden anschließend die umgesetzten Komponenten zu Subsystemen bzw. zum Gesamtfahrzeug zusammengefügt. Zudem wird die Zielerreichung innerhalb jeder Ebene gegenüber den im Entwicklungsast definierten Zielen überprüft. Am Ende des V-Entwicklungsmodells ist demnach ein Gesamtfahrzeug entwickelt, das bei korrekter Ableitung der Gesamtfahrzeugziele und vollständiger Umsetzung der Anforderungen die Eigenschaftsziele auf Gesamtfahrzeugebene erreicht.

Die Synchronisierung aller Entwicklungsprozesse des Gesamtfahrzeugs wird mithilfe eines Produktentstehungsprozesses (PEP) gewährleistet [HKK03, Web09, Sch10a, HW10, BS11, HEG11, MBW15]. Dieser PEP umfasst dabei Meilensteine, welche Übergabepunkte zwischen verschiedenen Teilprojekten umfassen. Den Bezugspunkt des PEP bildet der Produktionsstart (engl. Start of Production, kurz SOP). Der vollständige PEP der Fahrwerkentwicklung reicht von ca. 60 Monate vor SOP bis 3 Monate nach SOP [HEG11].

Die Konzeptphase der Fahrwerkentwicklung startet dabei zwischen 54 und 42 Monate vor SOP eines neuen Fahrzeugs [HEG11, Wag14, APK18]. Es ist dabei die Aufgabe der Konzeptphase, innerhalb des Fahrwerkentwicklungsprozesses einerseits Ziele für die Gesamtfahrzeugeigenschaften hinsichtlich Fahrdynamik und Fahrkomfort zu definieren und andererseits entsprechend des Entwicklungsasts Zieleigenschaften für die Subsysteme und Komponenten abzuleiten [BS11, APK18]. Zu Beginn der Konzeptphase der Fahrwerkentwicklung ist ein Minimalkonzept des zu entwickelnden Fahrzeugs bereits definiert. Dieses Minimalkonzept wird aus den Design- und Packageanforderungen des zukünftigen Fahrzeugs abgeleitet und bildet den Startpunkt für die Entwicklung der Karosserie, des Antriebs, des Interieurs und des Fahrwerks. Es umfasst die Definition der Fahrzeugklasse, der Fahrzeuggrundeigenschaften wie beispielsweise Antriebskonzept und Package sowie die Fahrzeugkonzeptparameter, oftmals auch als Fahrzeuggene bezeichnet [WSW⁺15]. Unter Fahrzeugkonzeptparametern werden Eigenschaften wie Fahrzeuggesamtmasse, Fahrzeuggeometrie (beispielsweise Radstand und Spurweite), Trägheitsmomente und Schwerpunktlagen verstanden. Diese dienen als Eingangsgrößen für die Konzeptphase, sind jedoch aufgrund der frühen Entwicklungsphase noch variabel und können sich somit während der Fahrwerkauslegung verändern.

Mithilfe der Ziele für die Gesamtfahrzeugeigenschaften sowie der Fahrzeugkonzeptparameter ist es in der Konzeptphase notwendig, die kompletten Fahrwerkeigenschaften zu definieren. In dieser Arbeit zählen dazu entsprechend der Eingrenzung der Aufgabenstellung nach Kapitel 1.3 die Reifen-, Lenkungs- und Achseigenschaften auf Systemebene.

Durch den zunehmenden Wettbewerbsdruck sind die Fahrzeughersteller bestrebt, Entwicklungskosten und Entwicklungszeiten zu reduzieren. Dadurch gewinnt die Konzeptphase zunehmend an Bedeutung. Durch „Frontloading“ werden Prozesse in die frühen Entwicklungsphasen verschoben, um so die Gesamtentwicklungszeit zu verringern. Die Entwicklungskosten werden gleichzeitig reduziert, da in der frühen Phase durch das Fehlen realer Prototypen zunehmend virtuelle Simulationsmethoden eingesetzt werden. Die reale Fahrzeugentwicklung wandelt sich somit hin zu einer virtuellen Fahrzeugentwicklung. Zur Kostenoptimierung werden weiterhin Baukastenstrategien und standardisierte Architekturen angestrebt. Dabei ist es das Ziel, Fahrwerke zu entwickeln, die sich hinsichtlich der zu verwendenden Komponenten geringfügig zwischen verschiedenen Fahrzeugen unterscheiden. Trotzdem besteht die Anforderung, eine hohe Spreizung zwischen den Gesamtfahrzeugeigenschaften zu erzielen. Die beschriebenen Veränderungen des Entwicklungsprozesses verdeutlichen den steigenden Bedarf an simulativen Auslegungsmethoden, mit deren Hilfe Gesamtfahrzeugziele schnell und strukturiert in Komponentenziele übersetzt werden können.

2.2. ARBEITSRAUM DES FAHRZEUGS EINES NORMALFAHRERS

Die Aufgabe des Fahrwerks ist es, zielgerichtet die Anforderungen des Fahrers auf der Straße umzusetzen, den Fahrer vertikaldynamisch von der Straße zu entkoppeln und jederzeit den Rad-Straße-Kontakt zu gewährleisten. Dazu ist es notwendig, den genauen Anwendungsbereich des Fahrzeugs zu kennen. Ist der Anwendungsbereich bekannt, kann das Fahrzeug innerhalb dieses Bereichs sowohl subjektiv als auch objektiv beschrieben werden. Aufgrund der Vielseitigkeit ist eine reproduzierbare Prüfung aller Fahrsituationen des Fahrers nicht sinnvoll. Daher ist es nachfolgend das Ziel, einen Aufenthaltsbereich des Normalfahrers zu identifizieren, der das kundenrelevante Fahrverhalten zu einem Großteil umfasst. Dabei sind Größen wie Fahrgeschwindigkeiten, Lenkradwinkeleingaben sowie auftretende Fahrzeugbeschleunigungen (zur Untersuchung der Nichtlinearitäten) von besonderem Interesse.

Zur Einteilung des Fahrverhaltens haben sich in der Fahrzeugentwicklung die Bereiche Fahrdynamik und Fahrkomfort etabliert. Fahrdynamik (oder Handling) beschreibt dabei alle längs- sowie querdynamischen Eigenschaften des Fahrzeugs einschließlich der dabei auftretenden Aufbaubewegungen. Das Fahrkomfortverhalten ist primär durch die längs- und vertikaldynamischen Fahrzeugeigenschaften des Aufbaus, der ungefederten Massen sowie zusätzlicher schwingungsfähiger Aggregate (beispielsweise Motor- und Hilfsrahmenschwingungen) und deren Einwirkung auf den Menschen geprägt.⁵

Diese Einteilung nach Bewegungsrichtungen ist dabei ungenau. Beispielsweise erfolgt die Bewertung der Wankdynamik eines Fahrzeugs sowohl nach Aspekten der Fahrdynamik als auch nach Aspekten des Fahrkomforts.

2.2.1. FAHRGESCHWINDIGKEITEN

Zunächst soll untersucht werden, welche Geschwindigkeiten ein Fahrzeug für verschiedene Nutzungsszenarien aufweist. Dazu analysieren diverse Studien die durchschnittlichen Fahrgeschwindigkeiten in unterschiedlichen Nutzungsszenarien [Küç90, Sos01, Wei04, Sch10b, KMM12, Sch13]. Abbildung 2.2 zeigt zunächst die Nutzungsverteilung verschiedener Fahrertypen zwischen Stadt-, Überland- und Autobahnfahrten in Mitteleuropa.

Anhand Abbildung 2.2 wird ersichtlich, dass in dieser Studie im Mittel über alle Fahrertypen die Autobahnfahrt den höchsten prozentualen Anteil der gefahrenen Kilometer innehat. Bei Betrachtung der einzelnen Nutzertypen ergibt sich der höchste Anteil der gefahrenen Kilometer entsprechend des jeweiligen Nutzungsprofils. Weiterhin ist zu erkennen, dass die drei Szenarien Autobahn, Landstraße und Stadt den Hauptanteil der Nutzungsszenarien darstellen. Demnach sind zunächst alle drei Fahrszenarien für die Beschreibung des Fahrverhaltens relevant.

Um die tatsächlich auftretenden Fahrgeschwindigkeiten weiter zu spezifizieren, wurden verschiedene Studien durchgeführt. SCHÜLLER gibt eine mittlere Geschwindigkeit für Tempo-30-Zonen von 31-52 km/h sowie für Tempo-50-Zonen von 48-67 km/h an [Sch10b]. Dabei wird festgestellt, dass eine flächendeckende Akzeptanz der zulässigen Höchstgeschwindigkeit nicht vorhanden ist [Sch10b]. Die tatsächlichen Durchschnittsgeschwindigkeiten im innerstädtischen Straßenverkehr liegen nach WEINREICH und WIMMER in einem Geschwindigkeitsbereich von 17,6 bis 39,1 km/h [Wei04, KMM12].

⁵Die Begrifflichkeiten des Fahrkomforts sind umstritten und weiterhin Gegenstand der Wissenschaft. Das Bestreben, Fahrkomfort zu verbessern, beschreibt in dieser Arbeit daher nachfolgend das Bestreben, den Diskomfort zu verringern. [ZHD96, LKED03, Kna10, Pie11, Zel12]

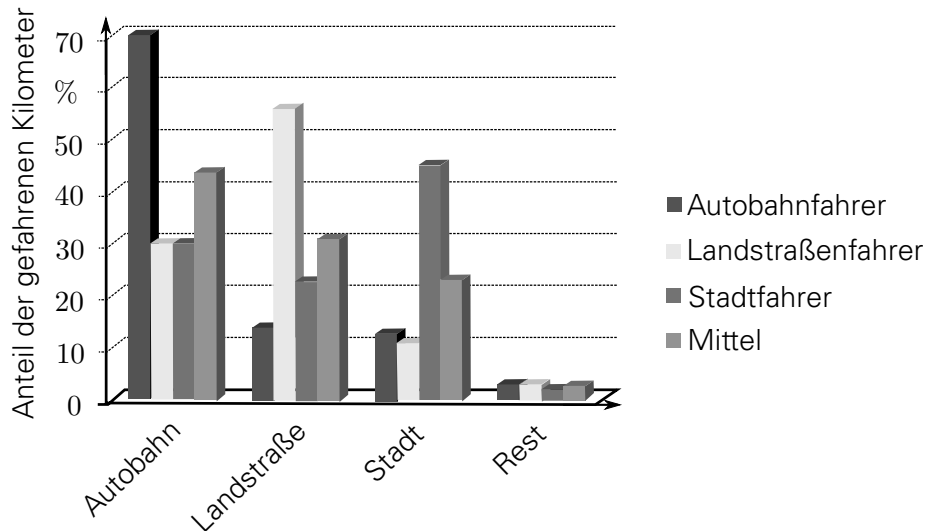


Abbildung 2.2.: Prozentualer Anteil der gefahrenen Kilometer für jeweils Autobahn-, Landstraßen- und Stadtfahrt in Mitteleuropa, nach [Küc90].

Bei Landstraßen- bzw. Überlandfahrt ergibt sich nach WEINREICH und SCHÜTZ ein mittlerer Geschwindigkeitsbereich von 60-77 km/h [Wei04, Sch13]. Die Geschwindigkeiten sind dabei im Mittel deutlich geringer als die vorgeschriebene Höchstgeschwindigkeit von 100 km/h. Ursächlich dafür ist die Straßenführung. Nach den Untersuchungen von SOSSOUMIHEN liegt die Mehrheit der Kurvengeschwindigkeiten auf Landstraßen, die von 85 % der ungehindert fahrenden Pkw erreicht werden, zwischen 60-80 km/h [Sos01].

Trotz der teilweise unbeschränkten Höchstgeschwindigkeiten auf Autobahnen in Deutschland beschränkt sich die mittlere Fahrgeschwindigkeit nach WEINRICH auf 130 km/h ohne Tempolimit und 110 km/h mit Tempolimit [Wei04]. Weitere Quellen liefern dazu einen größeren Geschwindigkeitsbereich von 100-150 km/h [KMM12, Sch13].

Anhand dieser Studien zur Untersuchung des Geschwindigkeitsverhaltens ergeben sich die relevanten Fahrgeschwindigkeiten der Nutzungsszenarien Stadtfahrt, Landstraßenfahrt und Autobahnfahrt entsprechend Tabelle 2.1. Dabei sei darauf hingewiesen, dass es sich um diejenigen Fahrgeschwindigkeiten handelt, bei der das Fahrverhalten hinsichtlich des kundenrelevanten Kaufentscheidungskriteriums *Handling* nach Kapitel 1 ausgelegt werden soll. Kriterien wie beispielsweise *Sicherheit* müssen auch außerhalb dieser Fahrgeschwindigkeiten betrachtet werden, stehen jedoch gemäß Kapitel 1.3 nicht im Fokus dieser Arbeit.

| | Stadtfahrt | Landstraßenfahrt | Autobahnfahrt |
|-------------------------|------------|------------------|---------------|
| Geschwindigkeit in km/h | 31 - 67 | 60 - 80 | 100 - 150 |

Tabelle 2.1.: Auftretende mittlere Fahrgeschwindigkeiten der Nutzungsszenarien Stadtfahrt, Landstraßenfahrt und Autobahnfahrt in Mitteleuropa.

2.2.2. LÄNGS- UND QUERDYNAMISCHER ARBEITSRAUM

Zur Untersuchung des Arbeitsraums eines Systems ist es notwendig, dessen Extremwerte der Eingangs- und Ausgangsgrößen zu kennen. Als Eingangsgrößen in das Fahrzeug dienen innerhalb der Längs- und Querdynamik die Eingaben des Fahrers über die Pedale und das

Lenkrad. Zur objektiven Beschreibung der Fahrereingabe hinsichtlich Querdynamik haben sich demnach der Lenkradwinkel sowie dessen Ableitungsgrößen etabliert. Dabei werden diese Signale in den Nutzungsszenarien Stadt-, Landstraßen- und Autobahnfahrt untersucht. BREUER zeigt die Häufigkeit der maximalen Lenkradwinkelgeschwindigkeit als Funktion der Fahrgeschwindigkeit in Abbildung 2.3a [Bre98]. Dabei ist zu erkennen, dass mittlere Lenkradwinkelgeschwindigkeiten innerhalb der definierten Nutzungsszenarien nach Tabelle 2.1 bei Stadtfahrten zwischen 190-520 °/s, bei Überlandfahrt zwischen 110-320 °/s sowie im Autobahnbetrieb <100 °/s auftreten. Es wird ersichtlich, dass die Lenkradwinkelgeschwindigkeitseingabe für geringer werdende Fahrgeschwindigkeiten zunimmt und für ansteigende Fahrgeschwindigkeiten abnimmt. Dieses Verhalten lässt sich durch die unterschiedlichen Nutzungsszenarien erklären. Während der Stadtfahrt ist der Fahrer aufgrund der Straßenbau-planung gezwungen, sehr geringe Kurvenradien zu durchfahren, um einen Richtungswechsel durchzuführen. Dabei entstehen hohe Lenkradwinkelgeschwindigkeiten und somit auch bei geringen Fahrgeschwindigkeiten. Während der Überland- oder Autobahnfahrt dagegen sieht die Verkehrsplanung langgestreckte Kurven zur Reduzierung der auftretenden Querbeschleunigungen vor. Daraus resultieren geringe Lenkgeschwindigkeiten bei hohen Fahrgeschwindigkeiten.

Bei Betrachtung des zeitlichen Lenkradwinkelverlaufs eines Normalfahrers bei kombinierter Stadt- und Landstraßenfahrt anhand der Untersuchungen von RIEDEL ET AL. in Abbildung 2.3b wird ersichtlich, dass sich die Mehrheit der Lenkradwinkelamplituden innerhalb eines Bands von $\pm 50^\circ$ befinden [RA97]. Dieses Ergebnis kann auch anhand der Untersuchungen von FUCHS in Abbildung 2.3c nachvollzogen werden, bei der 95,4 % aller Lenkradwinkel eines Normalfahrers zwischen $\pm 50^\circ$ liegen [Fuc93].

Neben den maximalen Lenkradwinkeln und Lenkradwinkelgeschwindigkeiten ist ebenfalls das dynamische Lenkradstellverhalten innerhalb der definierten Nutzungsszenarien von Interesse. Anhand der Untersuchung von WAGNER ET AL. in Abbildung 2.3d wird auf Basis des Amplitudenspektrums des Lenkradwinkels ersichtlich, dass die Häufigkeit der Lenkradwinkelfrequenzen bei Normalfahrt (auf Stadtstraße, Landstraße, Autobahn) über ca. 0,5 Hz für die definierten Nutzungsszenarien minimal ist [WRB⁺15]. Das kann durch die Aussagen von SCHINDLER bestätigt werden, nach denen für kurvenreiche Landstraßen Anregungsfrequenzen von 0,1 Hz dominieren [Sch07]. Auch DECKER beschreibt, dass im Alltagsbetrieb eines Fahrzeugs niedrige Lenkfrequenzen bis 0,2 Hz typisch sind [Dec08].

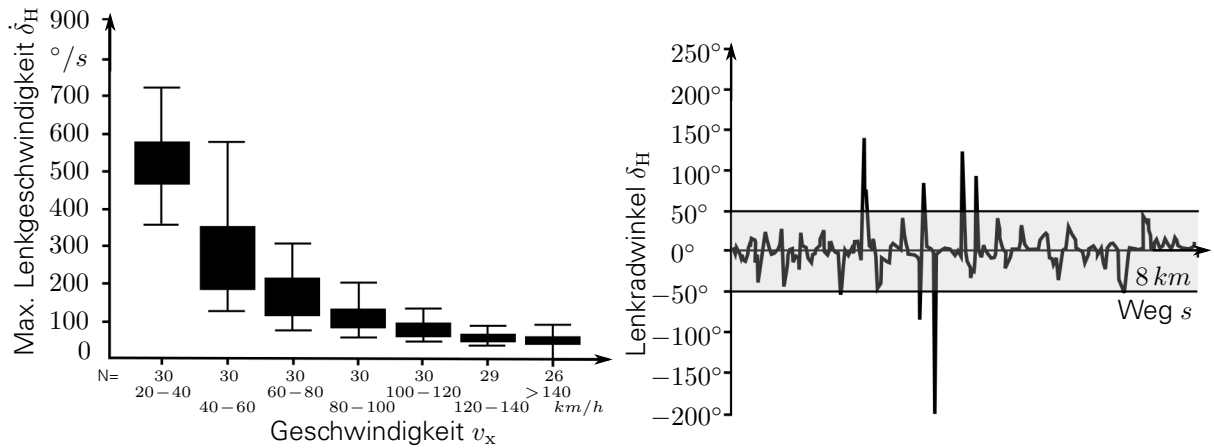
Von den bisherigen Betrachtungen ausgenommen sind Sonderereignisse, wie sie beispielsweise durch das Ausweichen bei Auftreten eines Hindernisses entstehen. Im Falle eines schnellen Spurwechsels können dabei Lenkradwinkelgeschwindigkeiten im Mittel von 650 °/s mit einer Lenkfrequenz zwischen 0,4 und 1,1 Hz beobachtet werden [Bre98, Sch07]. SCHINDLER gibt für den praxisnahen Frequenzbereich daher 0-1,5 Hz an [Sch07].

In Tabelle 2.2 sind die Werte der Literatur zur Beschreibung des Arbeitsbereichs des Normalfahrers bezüglich des Lenkradwinkels und der Lenkradwinkelgeschwindigkeit zusammengefasst.

| | Stadt- fahrt | Landstraßen- fahrt | Autobahn- fahrt | Sonder- ereignis |
|-------------------------------------|-----------------|-----------------------|--------------------|---------------------|
| Lenkradwinkelfrequenz in Hz | <0,5 | <0,5 | <0,5 | <1,5 |
| Lenkradwinkelgeschwindigkeit in °/s | <520 | <320 | <100 | <650 |

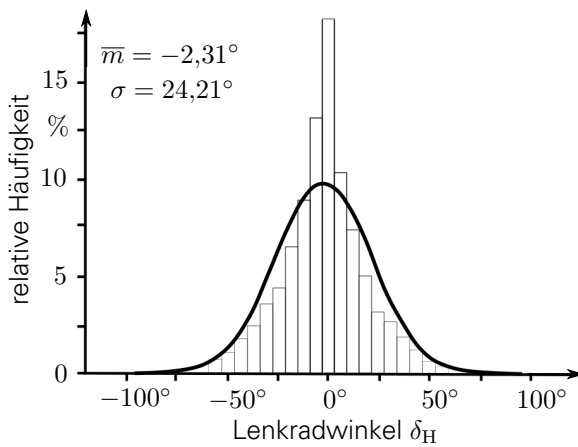
Tabelle 2.2.: Lenkradwinkelgeschwindigkeiten und Lenkfrequenzen in den Nutzungsszenarien Stadtfahrt, Landstraßenfahrt, Autobahnfahrt und Sonderereignis.

2. Wissenschaftliche Grundlagen

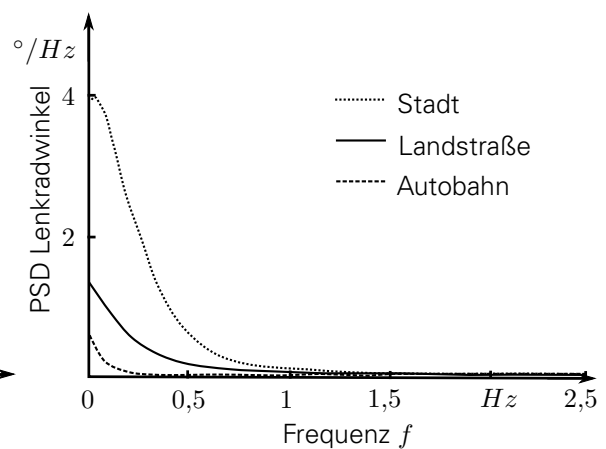


(a) Häufigkeit der Lenkradwinkelgeschwindigkeit für verschiedene Fahrgeschwindigkeiten und N Stichproben, in Anlehnung an [Bre98].

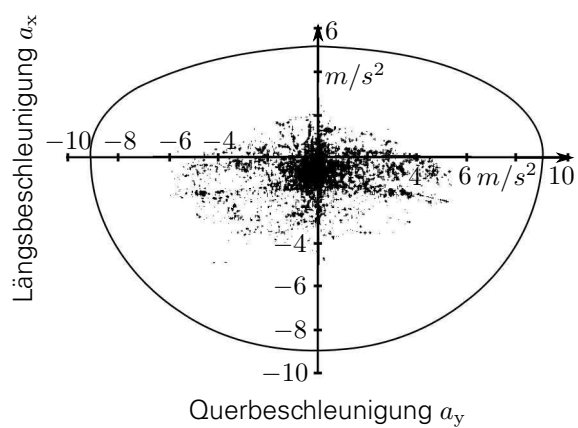
(b) Lenkradwinkelverlauf eines Normalfahrers bei kombinierter Stadt- und Landstraßenfahrt, in Anlehnung an [RA97].



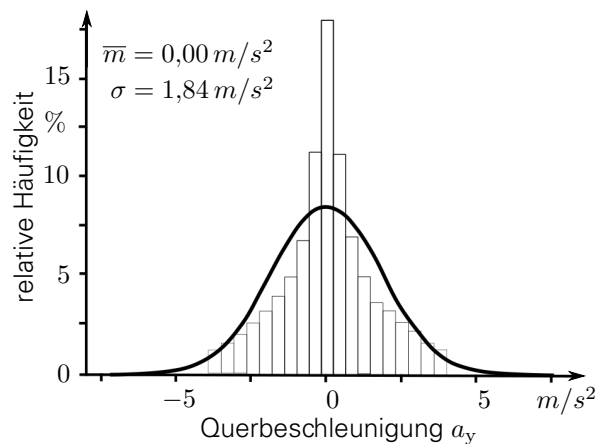
(c) Relative Häufigkeit des Lenkradwinkels eines Normalfahrers mit Mittelwert \bar{m} und Standardabweichung σ , in Anlehnung an [Fuc93].



(d) Leistungsdichtespektrum des Lenkradwinkels für die betrachteten Nutzungsszenarien, in Anlehnung an [WRB⁺15].



(e) Arbeitsbereich der Längs- und Querbeschleunigungen von Normalfahrern, in Anlehnung an [BBB95].



(f) Relative Häufigkeit der Querbeschleunigung eines Normalfahrers mit Mittelwert \bar{m} und Standardabweichung σ , in Anlehnung an [Fuc93].

Abbildung 2.3.: Untersuchungen zu Häufigkeiten und Maximalwerten des Lenkradwinkels, der Lenkradwinkelgeschwindigkeit, der Lenkfrequenzen und der auftretenden Längs- und Querbeschleunigungen.

Zur weiteren Untersuchung des auftretenden Arbeitsbereichs ist die Analyse der maximalen System-Ausgangsgrößen nötig. Dazu werden nachfolgend die auf Basis einer Lenkradwinkelvorgabe entstehenden Längs- und Querschleunigungen verwendet.

REYMOND ET AL. geben eine Übersicht über die gemessenen Translationsbeschleunigungen bei einer Normalfahrt. Dabei treten Längsbeschleunigungen von bis zu $-5,9 \text{ m/s}^2$ bei Bremsvorgängen und $3,9 \text{ m/s}^2$ bei Beschleunigungsvorgängen auf. Querdynamisch werden bei diesen Untersuchungen bis zu $6,9 \text{ m/s}^2$ gemessen. [RK00]

BACHMANN ET AL. untersucht ebenfalls die von Normalfahren gefahrene Längs- und Querschleunigung. Anhand dieser Untersuchungen in Abbildung 2.3e kann festgestellt werden, dass eine maximale Längsbeschleunigung beim Beschleunigen von 3 m/s^2 und beim Verzögern von -5 m/s^2 erreicht wird. Die Querschleunigung weist im Maximum 6 m/s^2 auf, wobei der Hauptteil der beobachteten Querschleunigungen unterhalb von 4 m/s^2 gemessen wird. [BBB95]

Anhand der Untersuchungen von FUCHS in Abbildung 2.3f ergibt sich ebenfalls, dass 95 % aller auftretenden Querschleunigungen kleiner als $3,6 \text{ m/s}^2$ sind [Fuc93].

SCHIMMEL gibt an, dass sich Normalfahrer sowohl längs- als auch querdynamisch in deutlich niedrigeren Bereichen als sportliche Fahrer bewegen, was ebenfalls durch DECKER bestätigt wird [Dec08, Sch10a]. Auch nach MITSCHKE wird unter einer Normalfahrt das Fahrverhalten bei Querschleunigungen unter 4 m/s^2 verstanden [MW14]. Die Untersuchungen von LAMM bestätigen ebenfalls, dass 85 % der Fahrer auf trockener Straße weniger als $4,41 \text{ m/s}^2$ bzw. auf nasser Straße weniger als $3,34 \text{ m/s}^2$ erreichen [Lam72]. Ebenso gibt BARTHENHEIER auf Basis einer Literaturrecherche Maximalwerte der erreichten Querschleunigung eines Normalfahrers von $1,8 \text{ m/s}^2$ auf Autobahnen bis $4,8 \text{ m/s}^2$ auf Landstraßen an [Bar04].

BIELACZEK zeigt in seinen Untersuchungen, dass das Beschleunigungsniveau in Längs- und Querrichtung über verschiedene Jahrzehnte angestiegen ist. So erreichen sportliche Fahrer eine Beschleunigung bis zu 8 m/s^2 in Querrichtung. Normalfahrer liegen bei dieser Untersuchung aber weiterhin innerhalb eines Querschleunigungsbereichs bis 4 m/s^2 . [Bie99] Diese Aussagen werden durch die Untersuchungen von KRAFT bestätigt, bei der die maximalen Querschleunigungen eines Normalfahrers von 1995 unter 4 m/s^2 auf 2008 unter 6 m/s^2 angestiegen sind [Kra11].

Auch WAGNER ET AL. zeigt in neueren Untersuchung von 64 Normalfahrern bei einem Fahrdatenumfang von insgesamt 629.870 km, dass bei 99% der gesammelten Daten die Querschleunigung kleiner als 4 m/s^2 ist [WRB⁺15].

Die erzielbaren Querschleunigungen auf Landstraßen oder Autobahnen werden dabei auch durch die Streckenplanung begrenzt [MW14]. In der *Richtlinie für die Anlage von Straßen* werden dabei bei 70 km/h ca. $4,7 \text{ m/s}^2$ und bei 130 km/h ca. $1,8 \text{ m/s}^2$ angestrebt [RAS95].⁶ Tabelle 2.3 zeigt die auf Basis der Literaturrecherche für die Betrachtungen dieser Arbeit festgelegten Werte der jeweiligen Längs- und Querschleunigungen.

| | Normalfahrer | Sportlicher Fahrer |
|---|--------------|--------------------|
| Längsbeschleunigung Antreiben in m/s^2 | <3 | <4 |
| Längsbeschleunigung Bremsen in m/s^2 | <5 | <8 |
| Querschleunigung in m/s^2 | <4 | <8 |

Tabelle 2.3.: Festlegung des Arbeitsbereichs für Längs- und Querschleunigung in den Nutzungsszenarien eines Normalfahrers und eines sportlichen Fahrers.

⁶Berechnet auf Basis der Geschwindigkeit, die 85 % der ungehindert fahrenden Pkw auf nasser Fahrbahn nicht überschreiten, sowie auf Basis des Mindestradius einer zur Innenseite geneigten Landstraße.

Es sei darauf hingewiesen, dass das Fahrzeugverhalten auch bei hohen Querbeschleunigungen $> 8 \text{ m/s}^2$ für die Fahrwerksauslegung von Bedeutung sein muss. So weist SCHIMMEL darauf hin, dass höhere Querbeschleunigungen bei sehr sportlicher Fahrweise sowie öffentlichkeitsrelevanten Testberichten auftreten. [Sch10a]

2.2.3. VERTIKALDYNAMISCHER ARBEITSRAUM

In Analogie zur Untersuchung des längs- und querdynamischen Arbeitsraums wird nachfolgend der vertikaldynamische Arbeitsraum analysiert. Die Eingangsgröße in das System Fahrzeug ist hierbei jedoch nicht vorwiegend vom Fahrer vorgegeben, sondern ergibt sich infolge der Straßenanregungen. Diese Straßenanregungen können dabei nach Art der vertikaldynamischen Anregung in harmonische⁷, periodische⁸ und stochastische Anregungen sowie Einzelanregungen unterteilt werden [MW14].

Da bei realen Straßen vorrangig stochastische Anregungen in Vertikalrichtung auftreten, soll nachfolgend ausschließlich diese Art analysiert werden [MW14]. Stochastische Anregungen kennzeichnet ein sehr breites Frequenzband von weniger als 1 bis mehr als 300 Hz [Gri07]. Zur Quantifizierung stochastischer Anregungen hat sich deren Beschreibung auf Basis der spektralen Unebenheitsdichte durchgesetzt. Die spektrale Unebenheitsdichte ergibt sich aus dem quadrierten Amplitudenspektrum des Anregungssignals bezogen auf die auftretenden Wegkreisfrequenzen. Die spektrale Unebenheitsdichte ist demnach unabhängig von der Fahrgeschwindigkeit. Die dazu notwendige Vermessung des Fahrbahnsignals wird beispielhaft durch RÖSKI beschrieben [Rös12]. Nachteilig ist, dass die spektrale Leistungsdichte lediglich den Mittelwert über die beobachtete Streckenlänge wiedergibt und damit nur bei gleichmäßig regellosem Oberflächenzustand die Fahrbahnanregung beschreiben kann. Für seltene Fahrbahnereignisse müssen gesonderte Beschreibungsverfahren entwickelt werden. Als Alternative wurde beispielsweise das erweiterte Range-Counting-Verfahren erarbeitet [Rös12].

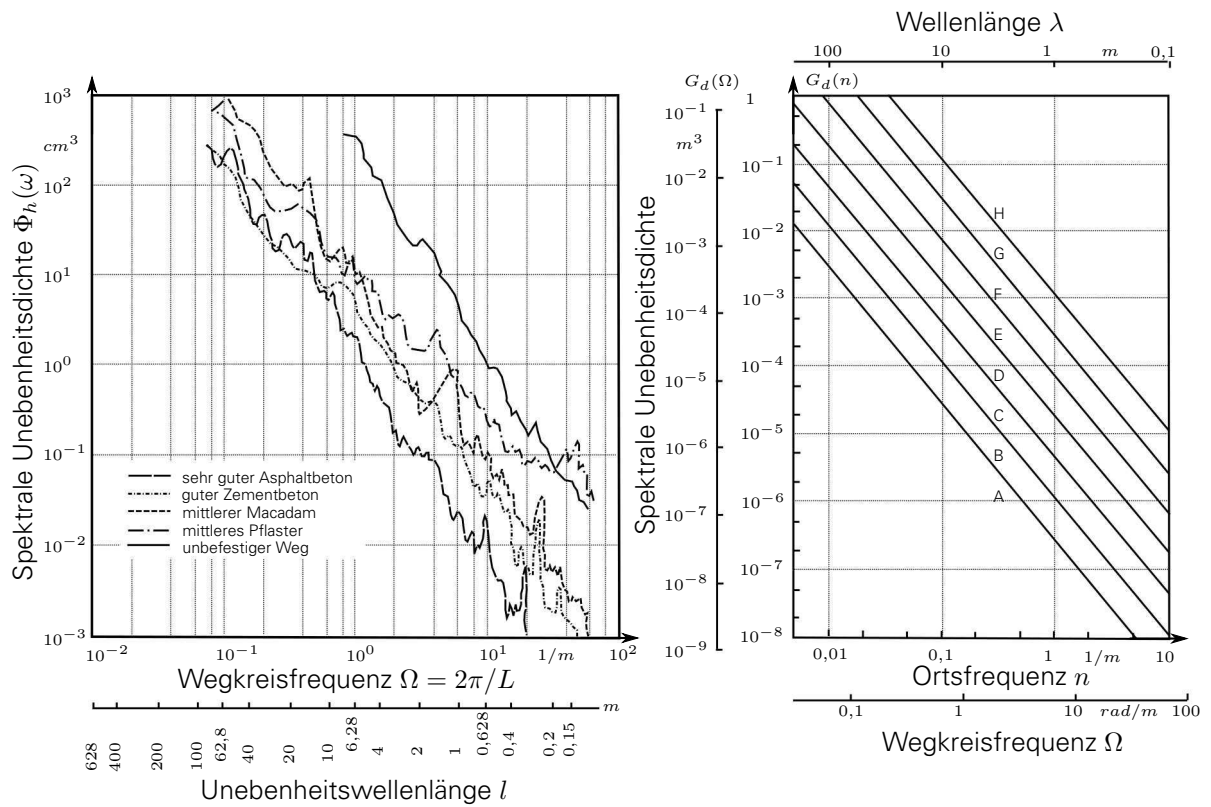
Anhand der Untersuchungen von MITSCHKE sind in Abbildung 2.4a auf der linken Seite die spektralen Unebenheitsdichten für verschiedene Fahrbahnbeschaffenheiten dargestellt. Dabei ergibt sich die Unebenheitsdichte über der Wegkreisfrequenz annäherungsweise linear abfallend in der doppellogarithmischen Darstellung. Demnach treten hohe Unebenheitsdichten bei geringen Wegkreisfrequenzen und geringe Unebenheitsdichten bei hohen Wegkreisfrequenzen auf. Zudem wird ersichtlich, dass die Unebenheitsdichte vom subjektiv bewerteten „sehr guten Asphaltbeton“ zum „unbefestigten Weg“ zunimmt. [MW14]

Zur standardisierten Beschreibung werden in der ISO 8608 verschiedene Straßentypen anhand der spektralen Leistungsdichte als Funktion über der Wegkreisfrequenz beschrieben und mittels der Größen Unebenheitsmaß und Welligkeit charakterisiert. In Abbildung 2.4a ist auf der rechten Seite diese Einteilung der Fahrbahnen dargestellt. Dabei wird die Anregung in acht verschiedene Anregungskategorien von A-H klassifiziert. Eine Fahrbahn der Kategorie A besitzt eine geringe, eine Fahrbahn der Kategorie H eine hohe Unebenheitsdichte. Anhand dieser Klassifizierung ist es möglich, das Anregungssignal einer Straße dieser Unebenheitskategorie synthetisch zu reproduzieren. [ISO95] Weitere Einteilungen der Straßen werden in den Untersuchungen von ROBSON aufgezeigt [RK77].

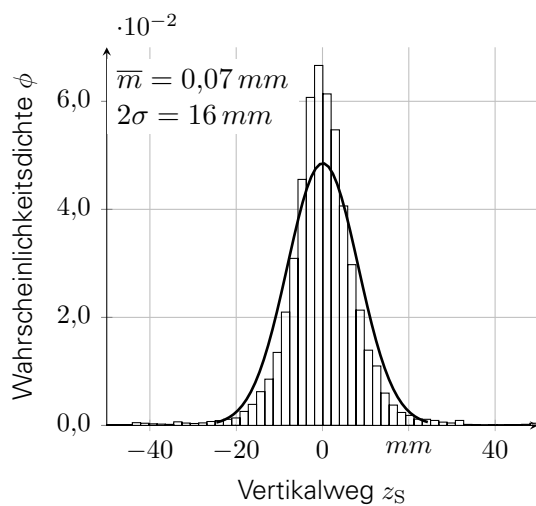
Zur Analyse des relevanten Arbeitsbereichs des Fahrwerks ist die Untersuchung der auftretenden Anregungsamplituden der Straße notwendig. Dazu zeigt Abbildung 2.4b die Wahrscheinlichkeitsdichte der Amplituden einer subjektiv beschriebenen „schlechten Landstraße“. Nach ISO 8608 entspricht diese Straße der Kategorie D. Anhand dieser Abbildung wird ersichtlich, dass gegenüber einer normalverteilten Wahrscheinlichkeitsdichte die Straßenanregung mit einer größeren Wahrscheinlichkeit sehr geringe Vertikalwegamplituden aufweist.

⁷ sinusförmige Anregungen wie beispielsweise eine Wellenbahn

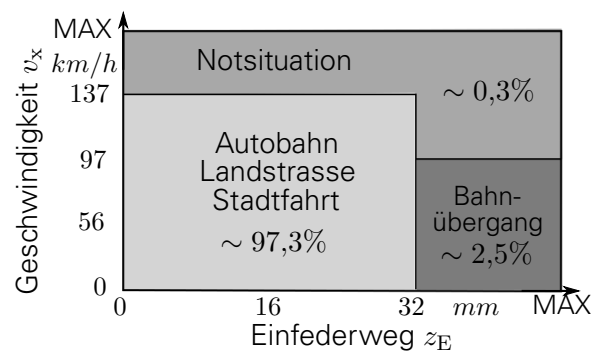
⁸ wiederkehrende Anregungen wie beispielsweise aufeinanderfolgende Plattenstöße



(a) Spektrale Unebenheitsdichten über der Wegkreisfrequenz für verschiedene Straßen (links) und nach Kategorisierung entsprechend ISO 8608 (rechts), in Anlehnung an [ISO95, MW14].



(b) Wahrscheinlichkeitsdichte einer Straße der Kategorie D über dem auftretenden Vertikalweg mit Mittelwert \bar{m} und Standardabweichung σ .



(c) Histogramm als Gegenüberstellung von Fahrgeschwindigkeit und Einfederung für unterschiedliche Nutzungsszenarien, in Anlehnung an [BC13].

Abbildung 2.4.: Untersuchungen zur Beschreibung stochastischer Fahrbananregungen.

Die Anregungsamplituden streben dabei erwartungsgemäß im Mittel gegen 0 mm. Die Analyse der Standardabweichung der Normalverteilung zeigt, dass 95,4 % aller Anregungen dieser Straße eine Amplitude zwischen ± 16 mm aufweisen. Anhand der Untersuchungen durch BADIRU in Abbildung 2.4c kann dieser Amplitudenbereich bestätigt werden.

Demnach weisen 97,3 % der betrachteten Nutzungsszenarien (Stadt-, Landstraßen- und Autobahnfahrt) eine Einfederbewegung < 32 mm bei einer Fahrgeschwindigkeit unter 136,7 km/h auf. [BC13] Dabei sei darauf hingewiesen, dass es sich bei den Untersuchungen von BADIRU um den gemessenen Einfederweg handelt und dieser nicht zwangsläufig der tatsächlich auftretenden Fahrbahnanregung entspricht.

Auf Basis dieser Fahrbahnanregungen als Eingangsgröße reagiert das Fahrzeug mit der Ausbildung eines charakteristischen Schwingungsverhaltens. Dieses Schwingungsverhalten wird in der Literatur auf unterschiedliche Arten eingeteilt.

MITSCHE ET AL. unterteilen die Reaktionen des Fahrzeugs in interne und externe Anregungen [MW14]. Unter internen Anregungen werden dabei beispielsweise Motorschwingungen verstanden. Externe Anregungen folgen aus dem Einwirken der Straßenunebenheiten vom Fahrwerk zum Fahrer.

Eine weitere Klassifizierung des Fahrkomforts erfolgt in vielen Quellen nach den Anregungsfrequenzen und den sich daraufhin einstellenden Fahrzeugreaktionen. Tabelle 2.4 zeigt diese typische Einteilung, bei der das Fahrzeugverhalten in Primary Ride, Secondary Ride und Noise-Vibration-Harshness (NVH) unterteilt wird. [Har04, BC13]

| Bezeichnung | Frequenzbereich in Hz |
|------------------------------------|-----------------------|
| Primary Ride | 0,5 - 6 |
| Secondary Ride | 6 - 30 |
| Impact Ride/Impact Harshness/Noise | 30 - 4000 |

Tabelle 2.4.: Unterteilung der Vertikaldynamik anhand der Anregungsfrequenzen und der daraus resultierenden Fahrzeugreaktionen.

Primary Ride definiert den niederfrequenten Schwingungsbereich mit Fokus auf Aufbauschwingungen zwischen 0,5 und 6 Hz [Har04, BC13, DPWM⁺15]. Frequenzen unter 0,5 Hz betreffen die Starrkörperbewegung und sind grundsätzlich von der Vertikaldynamik aufgrund von Fahrzeugvibrationen zu unterscheiden [Gri07, MW14]. Die Obergrenze des Primary Ride wird dabei in der Literatur zwischen 3 und 6 Hz angegeben [Zel12, MP14, DPWM⁺15].

Secondary Ride beschreibt dagegen das Fahrzeugverhalten in höherfrequenten Schwingungsbereichen, wie sie durch reifengefederte Massen, den Antriebsstrang oder Karosserieschwingungen erster Ordnung erzeugt werden [Har04, BC13, DPWM⁺15]. Im Schwingungsbereich von 6-30 Hz treten ebenfalls Anregungen auf, die sich aus den Schwingungen des Motors sowie der Räder ergeben und als Stuckern bezeichnet werden [HEG11, Str12].

Frequenzen oberhalb von 30 Hz sind dem Bereich des Noise-Vibration-Harshness zuzuordnen. In diesem Bereich dominieren hochfrequente Vibrationen zwischen 30-200 Hz sowie akustische Schwingungen in einem Bereich von 30-4000 Hz. [Har04]

2.3. OBJEKTIVIERUNG DES FAHRVERHALTENS

Der Ableitungsprozess des V-Entwicklungsmodells basiert auf objektiven Kennwerten innerhalb jeder Detaillierungsstufe. Zur Entwicklung einer Auslegungsmethode ist es demnach notwendig, geeignete quantitative Beschreibungsmöglichkeiten des Fahrzeugverhaltens zu identifizieren. Das Teilgebiet der Objektivierung beschäftigt sich dazu mit der Entwicklung von Methoden zur quantitativen Beschreibung von Gesamtfahrzeugeigenschaften auf Basis

subjektiver Bewertungen. Dieses Kapitel stellt dazu die notwendigen Grundlagen der Objektivierung der Längs-, Quer- und Vertikaldynamik vor. Dabei werden sowohl die in der Literatur verwendeten Manöver als auch die notwendigen objektiven Kennwerte aufgezeigt. Aufgrund der Vielzahl der vorhandenen Manöver und Kennwerte kann hier lediglich die Vorstellung einer Auswahl erfolgen.

2.3.1. OBJEKTIVIERUNG DER LÄNGS- UND QUERDYNAMIK

Die Objektivierung der Längs- und Querdynamik begann bereits Anfang des 20. Jahrhunderts durch Schleuderversuche. Dabei war es das Ziel, die Stabilität der Fahrzeuge auf einer eingefetteten Holzbohlenbahn anhand des Schleuderverhaltens zu überprüfen. Das Manöver ähnelte dabei schon dem heutigen Slalomtest. In den 1930er und 1940er Jahren entsprachen die Fahrversuche den heute bekannten fahrdynamischen Untersuchungen. Beispielsweise wurden 1941 Untersuchungen zum Übergangsverhalten⁹ des Fahrzeugs nach einer schnellen Lenkwinkeländerung durchgeführt (siehe Abbildung 2.5). [Bec00]

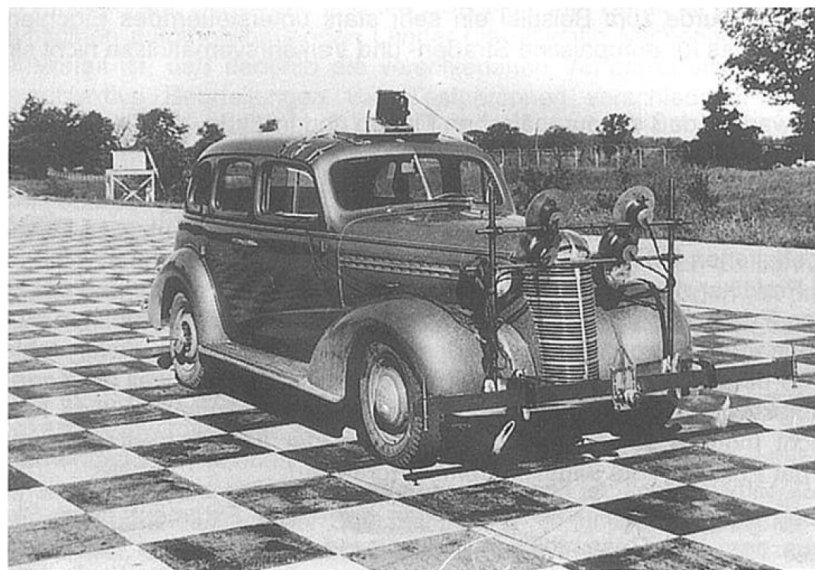


Abbildung 2.5.: Prüfeinrichtung für die Messung des Übergangsverhaltens eines Fahrzeugs aus dem Jahr 1941, nach [Bec00].

Die Objektivierung hat dabei das Ziel, die alltäglichen und kritischen Fahrsituationen eines Fahrzeugs mithilfe reproduzierbarer Manöver abzubilden und daraus auf Basis von objektiven Kennwerten eine quantitative Bewertung abzuleiten. Nachfolgend werden zunächst die relevanten Manöver zur Objektivierung der Längs- und Querdynamik erarbeitet. Daran anschließend erfolgt die Vorstellung der objektiven Kennwerte, die für diese Manöver entwickelt wurden. Dabei liegt der Fokus der Betrachtungen auf Open-Loop-Fahrmanövern¹⁰, da diese den Fahrer als Regler entfernen. Durch reproduzierbare Messungen ist eine höhere Objektivität gegenüber Closed-Loop-Fahrmanövern gewährleistet.

Aufgrund der Vielzahl von Fahrmanövern in der Literatur soll nachfolgend eine Auswahl der wichtigsten, am häufigsten verwendeten Manöver vorgestellt werden. Eine Übersicht über weitere Fahrmanöver aus der Literatur und zugehörige internationale Normen sind in [HB02, BH04, Dec08, Gut13] zu finden.

⁹Übergangsverhalten beschreibt die Reaktionen des Fahrzeugs bei dynamischer Lenkradwinkelanregung. Eine detailliertere Erläuterung folgt in Kapitel 2.3.1.

¹⁰Open-Loop-Fahrmanöver sind Fahrmanöver, bei denen der Fahrer nicht aktiv den Lenkradwinkel entsprechend der Fahrzeugreaktion regelt, sondern vordefinierte Eingangsparameter für Lenkradwinkel und Geschwindigkeit dem Fahrzeug aufträgt. Das Gegenteil beschreiben Closed-Loop-Fahrmanöver. [Met04]

MANÖVER ZUR OBJEKTIVIERUNG DER LÄNGS- UND QUERDYNAMIK

Zur Objektivierung des Fahrverhaltens ist es notwendig, den in Kapitel 2.2 beschriebenen Fahrsituationen reproduzierbare Manöver zuzuordnen. In der Literatur werden dazu die Arbeitsbereiche des Fahrzeugs nach Kurven-, Wechselkurven-, Übergangs- und Grenzverhalten unterschieden. [Met04, Sch07, Kra11]

Das Kurvenverhalten beschreibt das quasistationäre Lenken des Fahrzeugs, wie es beispielsweise bei der Einfahrt in eine langgezogene Kurve auftritt. Typische Open-Loop-Fahrmanöver sind die in ISO 4138 beschriebene stationäre Kreisfahrt oder der in ISO 13674-2 definierte Transition-Test. [ISO06, ISO12] Die stationäre Kreisfahrt unterteilt sich in jeweils eine Ausführungsvariante mit konstantem Radius, konstantem Lenkradwinkel und konstanter Fahrgeschwindigkeit. Bei der stationären Kreisfahrt mit konstantem Radius wird das Fahrzeug bei schrittweiser oder kontinuierlicher Erhöhung der Fahrgeschwindigkeit auf einem definierten Radius von 100 m geführt. Durch die immer größer werdenden Fahrgeschwindigkeiten verändert sich der benötigte Lenkradwinkelbedarf. Die stationäre Kreisfahrt mit konstantem Lenkradwinkel ist dagegen durch die Vorgabe eines festen Lenkradwinkels gekennzeichnet. Während der Kurvenfahrt wird dabei in Analogie zur Manöverdurchführung bei konstantem Radius die Fahrgeschwindigkeit schrittweise oder kontinuierlich erhöht. Die stationäre Kreisfahrt mit konstanter Fahrgeschwindigkeit stellt die dritte Ausführungsform dar. Dabei bewegt sich das Fahrzeug mit konstanter Fahrgeschwindigkeit, während der Lenkradwinkel ebenfalls schrittweise oder kontinuierlich vergrößert wird. Das Manöver entspricht dann bei konstanter Lenkradwinkelgeschwindigkeit einer Lenkwinkelrampe. Alle Ausführungsvarianten führen theoretisch zum gleichen Fahrzeugverhalten (solange quasistationäre Zustände eingehalten werden), differenzieren sich jedoch in der Praxis durch den benötigten Platzbedarf und die Manöverdauer. [ISO12] Ein zur stationären Kreisfahrt analoges Manöver, jedoch mit Fokus auf dem On-Centre-Handling¹¹ (OCH), ist der in ISO 13674-2 beschriebene Transition-Test [HS01, Det05, ISO06]. Beim Transition-Test werden die Fahrzeugeigenschaften bei sehr langsamen Lenkgeschwindigkeiten um 0° Lenkradwinkel untersucht. Dabei fährt das Fahrzeug mit einer konstanten Längsgeschwindigkeit, während der Lenkradwinkel rampenförmig vergrößert wird. Die Lenkradwinkelgeschwindigkeit sollte dabei 5 °/s nicht überschreiten. Das Manöver endet, wenn eine Querbesehleunigung von mindestens 1,5 m/s² erreicht wurde. Der wesentliche Unterschied zwischen der Lenkwinkelrampe und dem Transition-Test ist der Untersuchungsfokus. Hinsichtlich ihres Ablaufs sind beide Manöver identisch.

Das Wechselkurvenverhalten beschreibt die Fahrsituation bei pendelnden Lenkradbewegungen um 0° bei sehr niedrigen Lenkfrequenzen. Typische Fahrmanöver sind das Sinuslenken (Sinus mit einer Periode) oder der Weave-Test (Dauersinuseingabe), bei dem eine oder mehrere Sinusschwingungen mit einer Querbesehleunigungsamplitude von 4 m/s² durchgeführt werden. [ISO11b]

Das Übergangsverhalten beschreibt das dynamische Fahrverhalten eines Fahrzeugs. Zur dynamischen Anregung eines Systems steht dazu aus dem Bereich der Systemdynamik eine Vielzahl von Anregungsfunktionen, die als Fahrmanöver adaptiert wurden, zur Verfügung. Dabei werden Impulsanregungen wie beispielsweise der Dreieck-Lenkimpuls, Sprunganregungen wie der Lenkradwinkelsprung, periodische Anregungen wie die sinusförmige Anregung (diskret oder kontinuierlich) und stochastische Anregungen (beispielsweise durch Weißes Rauschen¹²) unterschieden [ZBR98, CC98, ISO11b]. Diese Manöver differenzieren sich dabei durch den benötigten Platzbedarf, die Anregung des Spektrums sowie die Auswertung. Durch eine dynamische Anregung des Systems in einem Frequenzbereich von 0,2 bis 2 Hz ist es möglich, die charakteristischen Übertragungsfunktionen vom Lenkradwinkel

¹¹On-Centre-Handling beschreibt das Fahrverhalten bei Geradeausfahrt und minimaler Variation des Lenkradwinkels um die Null-Stellung, beispielsweise bei einem Spurhalte-Manöver. [HS01]

¹²Weißes Rauschen definiert in der Signaltechnik ein Rauschsignal mit einem konstanten Leistungsdichtespektrum innerhalb eines definierten Frequenzbereichs. [Mül90]

zu den Fahrzeuggrößen zu identifizieren [Met04]. Alle Manöver werden mit einer maximalen Querschleunigung von 4 m/s^2 durchgeführt [ZBR98, CC98, ISO11b].

Zuletzt ist das Grenzverhalten definiert, das ausschließlich das Verhalten des Fahrzeugs im Grenzbereich und an der dynamischen Kippgrenze beschreibt. Hierzu sind durch den Gesetzgeber Fahrmanöver beschrieben, mit denen das Fahrzeug gezielt an die Kippgrenze gebracht werden kann [FGH⁺03, Bau03, Die08]. Diese Manöver zeichnen sich durch eine hohe Dynamik der Lenkradbewegungen und hohe auftretende Querschleunigungen auf. Typische Fahrmanöver sind der Fishhook sowie der J-Turn, bei denen mit einer hohen Lenkradwinkelgeschwindigkeit zu einem berechneten Lenkradwinkel (beispielsweise dem 6,5-fachen Lenkradwinkel bei $0,3 \text{ g}$) gelenkt und anschließend das Lenkrad bei diesem Winkel konstant gehalten wird [FGH⁺03, Met04].

Zur Einteilung der Manöver eignet sich die Differenzierung nach Linearität und Dynamik des Gesamtfahrzeugverhaltens. Dabei wird der Linearbereich bis zu einer Querschleunigung von 4 m/s^2 sowie der Grenzbereich bis 10 m/s^2 dargestellt. Demgegenüber steht die Dynamik anhand der Lenkradwinkelgeschwindigkeit mit quasistatischen sowie dynamischen Anregungen. Werden nun die im vorherigen Abschnitt vorgestellten Manöver besagten Bereichen zugeordnet, ergibt sich die Darstellung in Abbildung 2.6. Anhand dieser Abbildung wird ersichtlich, dass für nahezu jeden Betriebsbereich des Fahrzeugs Fahrmanöver aus der Literatur zugeordnet werden können. Lediglich das dynamische Lenken im Grenzbereich stellt unterhalb des kippkritischen Bereichs einen in der Literatur bisher unzureichend abgedeckten Betriebsbereich der Fahrzeugobjektivierung dar.

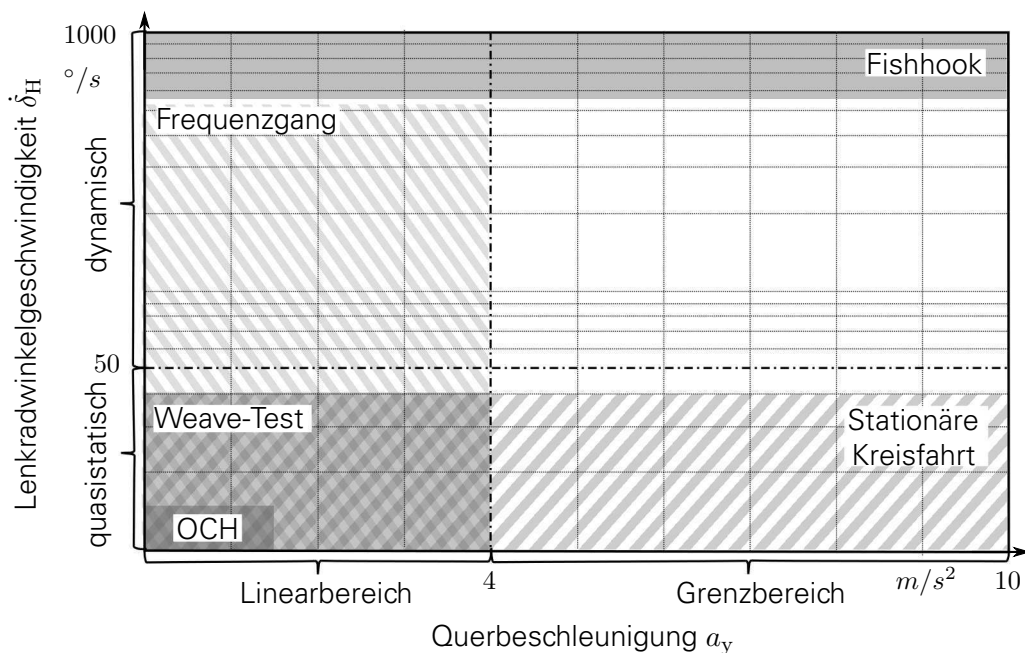


Abbildung 2.6.: Einordnung querdynamischer Fahrmanöver nach Linearität und Dynamik der Fahrzeugreaktion.

Zur Objektivierung der längsdynamischen Charakteristika eines Fahrzeugs existieren im Vergleich zu den querdynamischen Eigenschaften nur wenige Fahrmanöver. Diese Manöver beschränken sich auf die Beurteilung des Traktionsvermögens, der Stabilität beim Anfahren bzw. Bremsen, von Schwingungsanregungen im Antriebsstrang, der Rückkopplung in der Lenkung sowie dem Nickverhalten des Fahrzeugs. [HB02, Sim10] Auf Basis der Einschränkungen aus Kapitel 1.3 soll in dieser Arbeit für die fahrdynamische Beschreibung ausschließlich das statische Nickverhalten des Fahrzeugs auf Basis von Längsbeschleunigungen analysiert werden. Zur Untersuchung des Themenkomplexes Anfahr- und Bremsnicken existieren nur

wenige Arbeiten. Auch sind die Versuchsdurchführung und -auswertung nicht standardisiert. Nach KRAFT wird zur Auswertung des Anfahr- und Bremsnickens das Fahrzeug bei festem Lenkradwinkel beschleunigt oder aus einer Anfangsgeschwindigkeit verzögert. [Kra11]

KENNWERTE ZUR OBJEKTIVIERUNG DER LÄNGS- UND QUERDYNAMIK

Sind die Manöver zur Objektivierung bekannt, ist es notwendig, hierfür quantitative Kenngrößen zu identifizieren und zu interpretieren. Diese Interpretation wird mithilfe einer Subjektiv-Objektiv-Korrelation durchgeführt. Dabei wird das Fahrzeug zunächst subjektiv durch geschulte Testfahrer bewertet und anschließend objektiv vermessen. Mithilfe verschiedener Korrelationsmethoden wie beispielsweise der Regression, des Spearman-Indexes oder des Pearson-Indexes können Zusammenhänge zwischen der subjektiven Bewertung und der objektiven Kennzahl analysiert werden [Dec08, Kra11]. Aufgrund der Fülle an Kennzahlen in der Literatur werden nachfolgend ausschließlich ausgewählte Größen und Zusammenhänge zu den beschriebenen Fahrmanövern näher erläutert.

Zur Beurteilung des stationären quasistatischen Lenkradwinkelbedarfs hat sich der Lenkradwinkelgradient LWG etabliert [Met04, Sch10a, Mäd12]. Diese Größe beschreibt die Änderung des Lenkradwinkels gegenüber einer Änderung der Querbeschleunigung, und kann mithilfe der Manöver zur Beschreibung Kurven- oder Wechselkurvenverhaltens identifiziert werden. Je geringer der Lenkradwinkelgradient ist, desto direkter und sportlicher wird das Fahrzeug in der Subjektivbeurteilung bewertet. Ein sehr geringer Lenkradwinkelgradient kann jedoch auch nervös bzw. hektisch wirken und sollte folglich der Fahrzeugklasse entsprechend gewählt werden. [Sch10a, PH13]

Die Beurteilung der Stabilität eines Fahrzeugs kann mithilfe des Schwimmwinkelgradienten SWG getroffen werden [RA97, CC98, Hen04, Dec08, Kra11, Gut13]. Dabei wird der sich einstellende Schwimmwinkel bei einer vorgegebenen Querbeschleunigung gemessen. Zu unterscheiden sind hierbei der Schwimmwinkel im Fahrzeugschwerpunkt sowie der Schwimmwinkel an der Hinterachse. Diese Kennwerte können in Analogie zum Lenkradwinkelgradient ebenfalls mithilfe der Manöver zur Beschreibung Kurven- oder Wechselkurvenverhaltens bestimmt werden. Der Schwimmwinkelgradient an der Hinterachse ist ein Maß für die Hinterachsstabilität und korreliert mit der Spurhaltung, dem Ansprechverhalten, dem Lenkgefühl, der Zielgenauigkeit und dem Wechselverhalten [Hen04]. CHEN und BECKER schreiben dem Schwimmwinkelgradienten eine hohe Signifikanz und Korrelation zu den genannten Eigenschaften zu [RA97, CC98]. Nach KRAFT sollte ein idealer Schwimmwinkel gegen 0° tendieren [Kra11]. Hohe Schwimmwinkelgradienten werden nach GUTJAHR als instabil und lebhaft empfunden [Gut13].

In Analogie zur Beurteilung des Lenkradwinkelbedarfs und der Stabilität hat sich zur Bewertung des Wankverhaltens der Wankwinkelgradient WWG durchgesetzt. Wie die bereits vorgestellten Gradienten kann auch der Wankwinkelgradient als Wankwinkel bei einer definierten Querbeschleunigung mithilfe der Manöver zur Beschreibung Kurven- oder Wechselkurvenverhaltens identifiziert werden. Große Wankwinkel bei einer definierten Querbeschleunigung wirken dabei träge und unsportlich [RH84, Ash02, Kra11]. Der Wankwinkelgradient korreliert mit den Subjektivbewertungen Wankverhalten, Sportlichkeit sowie Aufbaukontrolle und kann zur Ausprägung markenspezifischer Fahreigenschaften genutzt werden [Fuc93, Kra11].

Zur Bewertung des Nickverhaltens eines Fahrzeugs hat sich der Nickwinkelgradient NWG als Nickwinkel bei einer definierten Längsbeschleunigung von -6 m/s^2 für das Bremsen und 4 m/s^2 für das Antreiben etabliert. Dabei werden geringe Nickwinkel subjektiv besser bewertet [HB02, Sim10, Kra11].

Die Beurteilung der dynamischen Fahrzeugeigenschaften kann entsprechend der vorgestellten Anregungsfunktionen sowohl im Zeit- als auch im Frequenzbereich vollzogen werden [ZBR98, Met04]. Im Zeitbereich werden Kennwerte zur Bewertung der Sprungantwort verwendet [HB02, Dec08, ISO11b, MW14]. Hierfür wird das Manöver Lenkradwinkelsprung

durchgeführt. Anschließend erfolgt die Charakterisierung der relativen Bewegungsgrößen hinsichtlich der Antwortzeiten und Überschwingweiten. Dabei werden geringe Überschwingweiten und kurze Antwortzeiten des Systems subjektiv als positiv bewertet [HB02, Dec08]. Im Frequenzbereich haben sich hierzu Kennwerte an den Übertragungsfunktionen der Bewegungsgrößen des Fahrzeugs etabliert. Dabei werden jeweils im Amplitudengang die charakteristischen Eigenschaften wie Lage des Maximums und Überhöhung gegenüber dem stationären Wert analysiert. Der Phasengang gibt Rückschluss auf die zeitliche Abhängigkeit zwischen den betrachteten Größen. Die Frequenz bei maximaler oder minimaler Verstärkung wird dabei oftmals als charakteristische Eigenfrequenz bezeichnet¹³. Anzustreben ist hierbei eine über der Frequenz gleichbleibende Verstärkung, welche durch eine hohe Eigenfrequenz und geringe Überhöhung ermöglicht wird. Die Eigenfrequenzen zeigen eine hohe Korrelation zum bewerteten Fahrverhalten und zum Agilitätseindruck [RA97, Hen04, Det05]. Hohe Eigenfrequenzen und geringe Überhöhungen werden subjektiv als positiv bewertet [MOY⁺90, Sch10a, MW14]. Können die Eigenfrequenzen und die maximalen oder minimalen Verstärkungen im Fahrversuch nicht eindeutig bestimmt werden (da sie beispielsweise höher als die Anregungsfrequenz sind), werden beide Größen auf Basis der 3dB-Frequenz¹⁴ beschrieben [Hen04, Dec08].

2.3.2. OBJEKTIVIERUNG DER VERTIKALDYNAMIK

Der Beginn der Objektivierung der Vertikaldynamik liegt ähnlich weit zurück wie der Anfang der Objektivierung der Querdynamik. Bereits 1920 wurde das für die Beschreibung der Vertikaldynamik fundamentale analytische Viertelfahrzeugmodell entwickelt. 1930 konnte OLLEY das Wissensfeld nochmals durch die Erarbeitung von Auslegungsrichtlinien für die Hub-, Nick- und Wankeigenfrequenzen auf Basis subjektiver Studien stark vergrößern. Die entwickelten Methoden zur Quantifizierung der Vertikaldynamik sind gegenüber der Querdynamik bis zum jetzigen Zeitpunkt jedoch hauptsächlich subjektiv. [BC13] Eine mögliche Ursache dafür liegt wahrscheinlich in der höheren Komplexität der Zusammenhänge innerhalb der Vertikaldynamik [RFS97].

Nachfolgend werden typische Manöver und Kennwerte zur Objektivierung des vertikaldynamischen Verhaltens erklärt. Dabei kann in Analogie zur Querdynamik an dieser Stelle nur eine Auswahl verschiedener, am häufigsten verwendeter Objektivierungsgrößen vorgestellt werden. Eine Übersicht über die Vielzahl der Objektivierungsmethoden und -kenngrößen gibt SHARP [SC87].

MANÖVER ZUR OBJEKTIVIERUNG DER VERTIKALDYNAMIK

Im Vergleich zur Querdynamik existieren für Untersuchungen mit Fokus auf Vertikaldynamik keine einheitlichen oder standardisierten Fahrmanöver. Durch das Fehlen dieser Standards werden Untersuchungen in der Literatur auf individuellen Fahrbahnbeschaffenheiten bei unterschiedlichen Geschwindigkeiten und mit wechselnden Fahrzeugklassen durchgeführt. [Gri07] Alle Untersuchungen werden dabei unter Vermeidung einer Lenkradwinkelveränderung ausgeführt. Somit wird die Vertikaldynamik ausschließlich in der Geradeausfahrt beschrieben.

¹³Im Rahmen dieser Arbeit wird die Frequenz bei der die maximale oder minimale Verstärkung auftritt ebenfalls als Eigenfrequenz bezeichnet. Es sei darauf hingewiesen, dass es sich dabei nicht um eine tatsächliche systemdynamische Eigenfrequenz handeln muss.

¹⁴Die 3dB-Frequenz definiert dabei die Frequenz bei der ausgehend von der stationären Verstärkung ein Abfall oder eine Überhöhung von 3dB auftritt. Eine hohe 3dB-Frequenz signalisiert demnach eine geringe Überhöhung.

Die Mehrzahl der Untersuchungen nutzt gemessene stochastische Fahrbahnanregungen von Stadtstraßen, Landstraßen oder Autobahnen [EF00, CSA11, Str12, ERM⁺14]. Diese werden je nach Anwendung sowohl als Zeitsignal als auch als spektrale Leistungsdichte zur Beanspruchung des realen oder simulativen Fahrzeugs verwendet.

Alternativ dazu werden Impulsanregungen, wie sie beispielsweise durch eine Schwellenüberfahrt entstehen, genutzt, um ein bestimmtes Gesamtfahrzeugverhalten anzuregen [PM11, APK⁺15].

KENNWERTE ZUR OBJEKTIVIERUNG DER VERTIKALDYNAMIK

Aufgrund der geringen Standardisierung existieren eine Vielzahl unterschiedlicher Kennwerte bzw. Methoden zur objektiven Beschreibung des Fahrkomforts. Diese können in statistische, frequenz- bzw. zeitbasierte und korrelative Methoden unterteilt werden.

Die verbreitetsten Methoden zur Objektivierung des Fahrkomforts stellen die statistischen Methoden dar. Sie wurden als einzige über Normen standardisiert. [ISO01, VDI02] Komfortfragestellungen auch in Bereichen außerhalb der Automobilindustrie, wie beispielsweise auf den Gebieten des Militärs, der Luft- und Raumfahrt und der Nutzfahrzeugtechnik trugen dazu bei, die Wichtung von Frequenzen hinsichtlich ihrer menschlichen Wahrnehmbarkeit zu erarbeiten [Bel02, Pie11, BC13]. Die daraus gewonnenen Ergebnisse aus Probandenversuchen wurden in der Richtlinie VDI 2057 bzw. später in der ISO 2631 systematisch zusammengefasst [ISO01, VDI02, Pie11, Str12]. Dabei handelt es sich zunächst um bewertete Schwingstärken K , die später durch Mittelwerte von frequenzbewerteten Beschleunigungssignalen in der Zeitdomäne abgelöst wurden [Str12]. Beispielhaft hierfür sei die Verwendung des quadratischen Mittelwerts (RMS-Wert) in einer Vielzahl von Veröffentlichungen genannt [CBV⁺97, EF00, KYD04, GVN07, Gri07, Len09, Kna10, PM11, BC13, APK⁺15]. Dieser sollte für eine Verbesserung des Fahrkomforts gering sein. Dabei werden nicht nur die singulären Beschleunigungen innerhalb einer Raumrichtung betrachtet, sondern auch deren Kopplung [KYD04]. Aus diesen statistischen Kennwerten heraus wurden weitere Kennwerte wie beispielsweise der RMQ-Wert¹⁵ oder der VDV-Wert¹⁶ entwickelt [Gri07, PM11]. Die genannten Mittelwertbildungsverfahren werden aufgrund ihrer Anwendbarkeit lediglich für stationäre Signale kritisiert. Für eine realistische Komfortbewertung sind jedoch instationäre Signale zu betrachten. [LHG⁺99, Gri07] Daher setzen sich weitere Arbeiten mit der objektiven Beschreibung instationärer Signale auseinander. Beispielhaft sind der in ISO 2631-1 aufgeführte gleitende Effektivwert oder der Crest-Faktor zu nennen, die zur Bewertung kurzzeitiger Beurteilungszeiträume bzw. stoßhaltiger Schwingungen dienen [ISO01, Kna10].

Eine weitere Bewertungsmöglichkeit bildet die Ableitung von Kennwerten anhand der Übertragungsfunktion von Straßenanregungen zu gefederten oder ungefederten Massen innerhalb der Frequenzdomäne [KS10, Rös12, BC13, ERM⁺14, EBG14, APK⁺15]. Dabei wird der Amplitudengang auf Basis der Lage der Eigenfrequenzen des Aufbaus oder der Dämpfung zur Beurteilung des Fahrkomforts verwendet [KS10, Rös12, ERM⁺14, APK⁺15]. Für eine subjektiv bessere Bewertung des Fahrkomforts sollen dabei die Eigenfrequenzen und Dämpfungen gering sein [HEG11, Rös12]. Analog zur Übertragungsfunktion werden bei impulsartigen Anregungen die Ausschwingzeit, die Ausschwingfrequenz sowie die Überschwingweite zur Fahrkomfortbewertung herangezogen [APK⁺15].

¹⁵Root Mean Quad, entspricht der vierten Wurzel des Quotienten aus der Summe der vierten Potenz der betrachteten Zahlen und ihrer Anzahl

¹⁶Vibratio Dose Value, entspricht RMQ ohne Division durch die Anzahl der betrachteten Zahlen

Zusätzlich existiert eine Vielzahl korrelativer Ansätze, bei denen anhand genormter Kennwerte der Schwingungskomfort bewertet wird. Beispiel hierfür ist der um den Instationaritätsfaktor erweiterte K-Wert, der nach KNAUER sehr gute Ergebnisse zur subjektiven Bewertung des Fahrkomforts erzielt. Auch Korrelationsmethoden unter Anwendung neuronaler Netze werden erwähnt. [Kna10]

Trotz der Vielzahl an objektiven Komfortbewertungsmetriken und -methoden konnte sich bisher kein industrieller Standard etablieren [BC13].

2.4. STAND DER TECHNIK HINSICHTLICH ACHSAUSLEGUNGSMETHODEN

Die Literatur zeigt die wissenschaftliche Arbeit auf dem Gebiet der Auslegungsansätze von Systemen über mehrere Jahrzehnte hinweg. Die Untersuchungen sind dabei interdisziplinär, können jedoch auch auf die Fahrzeug- bzw. Fahrwerkentwicklung angewandt werden.

Die Einordnung der in der Literatur vertretenen Auslegungsansätze kann in drei verschiedene Kategorien erfolgen. So existiert die Beschreibung klassischer Auslegungsansätze, bei denen Gesamtfahrzeugziele direkt in Komponentenziele übersetzt werden. Dazu sind in der Regel komplexe Simulationsmodelle notwendig und die Auslegung basiert auf Erfahrungswissen sowie auf einer iterativen Arbeitsweise. Die klassischen Auslegungsmethoden werden abgelöst durch Auslegungsansätze unter Zuhilfenahme von Optimierungsalgorithmen. Dabei werden ebenfalls Ziele auf Gesamtfahrzeugebene mithilfe komplexer Simulationsmodelle in Ziele auf Komponentenebene transformiert. Die Nutzung gradientenbasierter Optimierer, stochastischer Optimierer oder von Ansätzen auf Basis von Solution Spaces¹⁷ kann die manuell-iterative Vorgehensweise ersetzen. Eine Gegenströmung dazu bilden die wissenschaftsbasierten und strukturellen Auslegungsansätze, die auf die Verwendung komplexer Simulationsmodelle verzichten und durch alternative Methoden (beispielsweise Target-Cascading) das Optimierungsproblem vereinfachen. Zusätzlich dazu existieren Mischansätze, die in mehrere Kategorien eingeordnet werden können. Nachfolgend werden exemplarisch einige wichtige Auslegungsmethoden dieser Kategorien vorgestellt. Eine grundlegende Übersicht über Auslegungsmethoden passiver, semiaktiver und aktiver Fahrwerke geben SHARP und CAO. [SC87, CSA11]

2.4.1. KLASSISCHE AUSLEGUNGSMETHODEN

WIMMER beschreibt in seiner Arbeit die traditionelle Fahrwerkauslegung, bei der die einzelnen Teilsysteme wie Reifen, Achs- und Elastokinematik sowie Lenkung aus lokalen Anforderungen getrennt voneinander entwickelt werden. Die Anforderungen an die Teilsysteme stammen aus den Erfahrungen der Entwicklung der Vorgängermodelle. Dabei schließt der Entwickler auf den Beitrag seines Teilsystems zu den Gesamtfahrzeugeigenschaften ohne Beachtung etwaiger Wechselwirkungen zu anderen Teilsystemen. Es wird angenommen, dass eine individuelle Verbesserung des Teilsystems gleichermaßen eine positive Auswirkung auf das Gesamtsystem hat. Der Teilsystementwickler erfährt erst im Fahrversuch, ob die verbesserten Eigenschaften der Teilsysteme auch ein gesamthaft verbessertes Fahrverhalten bewirken. Treten im Fahrversuch Mängel am Gesamtsystem auf, versucht der Teilsystementwickler diese auf die Teilsysteme zu projizieren. Der entsprechende Entwickler wird vom Mangel in Kenntnis gesetzt und verbessert das betreffende Teilsystem. Die Entwicklung des Fahrwerks ist demnach stark iterativ und benötigt einen hohen Zeit- und Kostenaufwand. [Wim97]

Auch KVASNICKA ET AL. beschreiben in ihren Veröffentlichungen diesen klassischen Entwicklungsprozess eines Fahrwerks und zeigen dessen Erweiterung hin zur frühen Phase. Dazu

¹⁷Eine detaillierte Beschreibung des Solution-Space-Ansatzes folgt auf Seite 33.

werden objektive Kennzahlen für Fahrdynamik und Fahrkomfort auf Gesamtfahrzeugebene in Komponentenziele auf Basis von Expertenwissen sowie Sensitivitätsanalysen transformiert. Mithilfe von Simulationsmodellen unterschiedlicher Komplexität wird dabei nach Lösungen gesucht, die die objektiven Anforderungen erfüllen. Auf Basis des Erfahrungswissens sowie der Struktur der Simulationsmodelle werden Auslegungsreihenfolgen für die Disziplinen Fahrdynamik und Fahrkomfort beschrieben. [KPR⁺06, KS10, KD12]

HOLZMANN ET AL. beschreiben ebenfalls den virtuellen Achsentwicklungsprozess von der Gesamtfahrzeug- hin zur Komponentenebene. Dabei werden zu Beginn der Entwicklung Anforderungen mithilfe von Benchmarks und Erfahrungswissen an das zu entwickelnde Fahrzeug gestellt. Anschließend erfolgt die Festlegung einer Achstopologie, auf deren Basis ein komplexes Mehrkörpersimulationsmodell (MKS-Modell) aufgebaut wird. Anhand dieses MKS-Modells können Bewegungsgleichungen generiert werden, die zur Parametrierung eines einfacheren, kennlinienbasierten, nichtlinearen Zweispurmodells genutzt werden. Über einen iterativen Prozess werden anschließend das Fahrzeugmodell angepasst und die Gesamtfahrzeugeigenschaften verbessert. Die virtuelle Entwicklung wird dabei durch Software-in-the-Loop und Hardware-in-the-Loop¹⁸ unterstützt. Sie zeigen, dass der virtuelle Auslegungsprozess so in der Lage ist, 80 % der Prototypen einzusparen. [HHH⁺07]

2.4.2. AUSLEGUNGSMETHODEN AUF BASIS VON OPTIMIERUNGSMETHODEN

Bei der Fahrwerksauslegung handelt es sich um ein multikriterielles Optimierungsproblem. Da sich die komplexen Zusammenhänge ohne starke Vereinfachungen nicht vollständig in expliziter Form beschreiben lassen, ist eine rein analytische Lösung des Optimierungsproblems nicht möglich. Die Lösung muss daher entweder durch eine manuelle oder durch eine automatisierte Iteration gefunden werden. Die allgemeine Beschreibung des Fahrwerksoptimierungsproblems P_O ist in Formel 2.1 dargestellt. [KRP⁺01]

$$\begin{array}{llll}
 \text{Minimiere} & P_O = |T - R| & & \\
 \text{wobei} & R = r(x_k) & x_k \in \mathbb{R} & \\
 \text{u. B. v.} & g_i(x_k) \leq 0 & i = 1, \dots, n_U & (2.1) \\
 & h_j(x_k) = 0 & j = 1, \dots, n_G & \\
 & x_k^{\min} \leq x_k \leq x_k^{\max} & k = 1, \dots, n_E &
 \end{array}$$

Es wird eine Zielfunktion T definiert, die die Zieleigenschaften für das zu entwickelnde Fahrzeug beschreibt. T kann dabei als Skalar, Vektor oder Matrix formuliert werden. Das Optimierungsproblem wird so aufgestellt, dass es die Abweichung P_O des aktuellen Simulationsergebnisses R zur Zielfunktion T minimiert. Sowohl R als auch T sind dabei Spaltenvektoren beliebiger Dimension. R wird durch n_E Entwicklungsvariablen x_k beschrieben. Die Anzahl n_E der Entwicklungsvariablen definiert dabei gleichzeitig die Dimensionen des Optimierungsproblems. Aufgrund verschiedener Anforderungen an die Freiheitsgrade kann es dabei notwendig sein, die Entwicklungsvariablen nur in einem bestimmten Bereich x_k^{\min} bis x_k^{\max} zu variieren. Das Optimierungsproblem wird zudem durch n_G Gleichungen $h_j(x_k)$ und n_U Ungleichungen $g_i(x_k)$ eingeschränkt.

Zur Lösung eines solchen Optimierungsproblems existiert eine Vielzahl unterschiedlicher Methoden. Zu unterscheiden sind dabei, wie bereits erwähnt, gradientenbasierte und stochastische Optimierungsalgorithmen sowie Solution-Space-Algorithmen. Nachfolgend werden die drei Methoden der Optimierung innerhalb des Auslegungsprozesses vorgestellt.

¹⁸Bei Hardware-in-the-Loop handelt es sich um ein Verfahren, bei dem die zu prüfende Komponente mit ihren Ein- und Ausgängen in einen Simulator eingesetzt wird, der die reale Umgebung der Komponente simuliert. Bei Software-in-the-Loop wird die reale Umgebung einer zu testenden Software mithilfe eines Simulators simuliert.

Eine umfangreiche Analyse unterschiedlicher Optimierungsalgorithmen geben zudem FADEL ET AL. In ihren Arbeiten vergleichen sie unterschiedliche Optimierungsalgorithmen zur Fahrwerksauslegung. Dazu untersuchen sie Progressive-Search-Methoden, Monte-Carlo-Methoden, genetische Algorithmen sowie Simulated Annealing und zeigen deren Vor- und Nachteile anhand verschiedener Beispiele auf. Zudem gibt ihre Arbeit eine Übersicht über die notwendigen Werkzeuge und Randbedingungen, die für eine optimierungsbasierte Fahrwerksauslegung relevant sind. [FHB⁺05]

Eine weitere Übersicht samt Bewertung verschiedener Optimierungsmethoden in der Fahrwerksauslegung wird durch GOBBI ET AL. vorgestellt [GHP⁺06].

ACHSAUSLEGUNG AUF BASIS GRADIENTENBASIERTER OPTIMIERER

Gradientenbasierte Optimierungsverfahren kennzeichnet die Suche nach einem Optimum ausgehend von einem Startauslegungspunkt anhand der Gradienteninformation des Simulationsergebnisses R . Diese Optimierungsverfahren zeigen das beste Konvergenzverhalten, haben aber auch die höchsten mathematischen Anforderungen hinsichtlich Differenzierbarkeit und Glätte des Simulationsergebnisses. Auch die Identifikation des globalen Optimums ist nicht gewährleistet.

DAHLBERG untersucht die Auslegung eines ein- und zweidimensionalen Hubschwingers mithilfe eines gradientenbasierten Optimierers („sequential unconstrained minimization technique“) bei Aufbringen einer normalverteilten Unebenheitsanregung. Dabei werden die optimalen Federungs- und Dämpfungseigenschaften für objektive Kennwerte zur Beschreibung des Fahrkomforts und der Spurhaltung innerhalb eines begrenzten geometrischen Arbeitsraums gesucht. [Dah77, Dah79]

WIMMER untersucht in seiner Arbeit die ganzheitliche Optimierung des Fahrwerks. Dazu beschreibt der Autor die Objektivierung, Fahrwerkgrundlagen, den Modellaufbau und Modellkomplexitäten sowie die gradientenbasierte Optimierung (sequentielle, quadratische Programmierung und Broyden-Fletcher-Goldfarb-Shanno-Verfahren). Die Optimierung des Fahrwerks erfolgt hinsichtlich seiner Komponenteneigenschaften der Systeme Lenkung, Reifen und Achsen auf Basis von objektiven Zielen auf Gesamtfahrzeugebene. [Wim97]

ERIKSSON ET AL. beschreiben die Auslegung der Steifigkeit und Dämpfung der Motorlager eines Busses. Zur Optimierung des Fahrkomforts nutzen sie ebenfalls einen gradientenbasierten Optimierer (Recursive-Quadratic-Programming) sowie ein komplexes lineares Finite-Elemente-Modell. Mithilfe des gradientenbasierten Optimierers konnte der Fahrkomfort verbessert werden. Jedoch wurde festgestellt, dass das Optimierungsergebnis stark vom Startpunkt der Entwicklungsvariablen x_k abhängt, was einen typischen Nachteil gradientenbasierter Optimierungsverfahren darstellt. [EF00]

ELS ET AL. beschreiben die Auslegung eines komplexen Fahrzeugmodells mithilfe zweier gradientenbasierter Optimierungsverfahren (Sequential-Quadratic-Programming-Algorithmus und Dynamic-Q-Methode). Auch in dieser Quelle ist es das Ziel, die Feder- und Dämpfercharakteristiken der Vorder- und Hinterachse eines Geländewagens anhand von objektiven Kennwerten für Fahrdynamik und Fahrkomfort auszulegen. Mithilfe der Optimierung wird festgestellt, dass die Handlingeigenschaften schnell konvergieren, die Optimierung der Komforteigenschaften dagegen aufgrund der rauschbehafteten Optimierungsfunktion mit Schwierigkeiten einhergeht. Nach weiteren Anpassungen zeigt die Arbeit, dass durch Nutzung gradientenbasierter Optimierungsalgorithmen die Fahrwerkparameter erfolgreich ausgelegt werden können. [EUS⁺06]

THORESSON ET AL. beschreiben beispielhaft die Fahrwerksauslegung für Fahrdynamik und Fahrkomfort ebenfalls mithilfe eines gradientenbasierten Optimierers. Dazu untersuchen sie zunächst die Anwendbarkeit der Methode für ein komplexes MKS-Modell. Die hohen Rechenzeiten sowie die rauschbehafteten numerischen Ergebnisse aufgrund der Nichtlinearitäten erfordern die Darstellung des Fahrzeugverhaltens durch Einfachmodelle. Nach

Entwicklung dieser Einfachmodelle ist mithilfe gradientenbasierter Optimierer ebenfalls eine erfolgreiche Fahrwerksauslegung möglich. [TUE⁺09a, TUE⁺09b]

ETMAN ET AL. beschreiben die Auslegung eines hubabhängigen Dämpfers unter Nutzung eines gradientenbasierten Optimierungsalgorithmus (Sequential-Linear-Programming). Anhand eines Hubschwingers mit zwei Freiheitsgraden werden Formfaktoren der Dämpfungskurve so optimiert, dass sich der Komfort verbessert und der benötigte Arbeitsraum des Dämpfers verringert. Anschließend erfolgt die Anwendung des Optimierungsverfahrens anhand eines komplexen MKS-Modells mit 34 Freiheitsgraden. Angeregt werden beide Modelle durch impulsartige Anregungen wie Fahrbahnschwellen, Bahnübergänge oder Wellenanregungen. [EVH⁺02]

ACHSAUSLEGUNG AUF BASIS STOCHASTISCHER OPTIMIERER

Bei stochastischen Optimierungsalgorithmen, wie beispielsweise genetischen Algorithmen, wird das Optimum auf Basis stochastischer Strategien gesucht. Diese Algorithmen sind in der Lage, ein globales Optimum oder mehrere globale Optima mit hinreichend guter Genauigkeit ohne eine Startpunktinformation zu identifizieren [Yan14]. Nachteilig ist die hohe Rechenanforderung dieser Optimierungsstrategien. Stochastische Optimierer haben sich als Alternative zu gradientenbasierten Optimierern etabliert.

SCHULLER ET AL. beschreiben einen Fahrwerksauslegungsprozess auf Basis eines genetischen Optimierungsalgorithmus. Dazu nutzen sie ein nichtlineares Zweispurmodell und variieren 150 Auslegungsparameter auf Komponentenebene, um 18 Fahrzeugeigenschaften auf Gesamtfahrzeugebene aus den Manövern J-Turn, stationäre Kreisfahrt und unebene Fahrbahn zu optimieren. Abbildung 2.7 zeigt diesen Auslegungsprozess. Anhand der Optimierungsergebnisse wird dargestellt, dass ein genetischer Algorithmus zur effizienten Realisierung einer solch komplexen Auslegung geeignet ist. [SHE02]

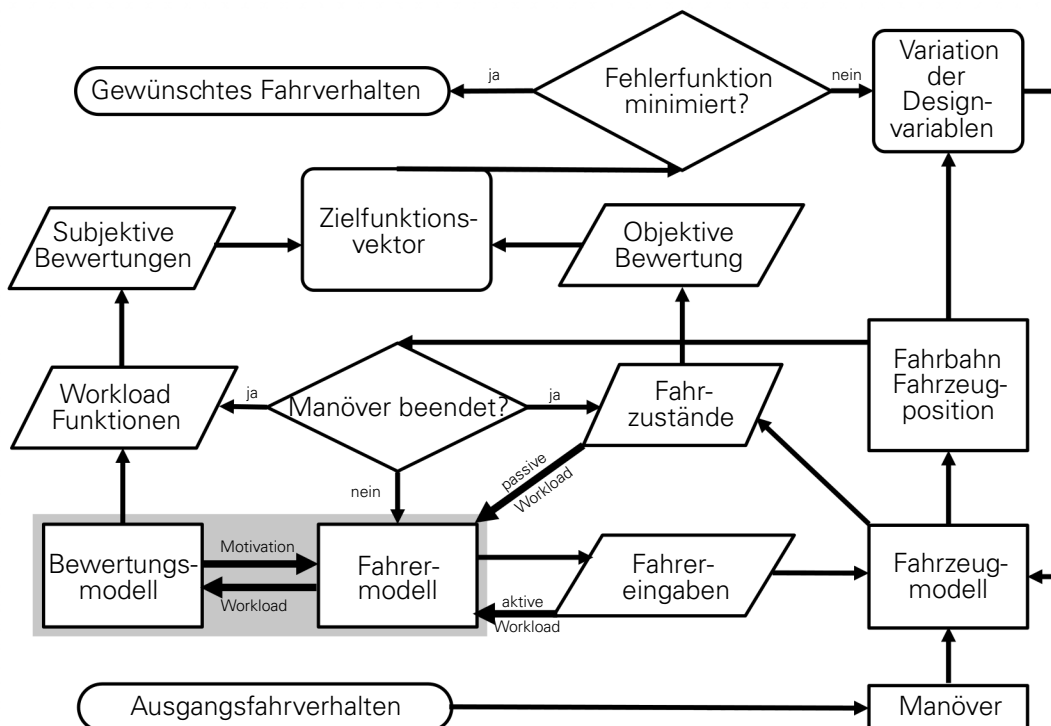


Abbildung 2.7.: Fahrwerksauslegungsmethode auf Basis eines genetischen Optimierungsalgorithmus, in Anlehnung an [SHE02].

LEDESMA beschreibt eine Fahrwerkauslegungsmethode für einen Lkw mithilfe eines komplexen Simulationsmodells. Dabei wird das Fahrwerk hinsichtlich Fahrkomfort und Fahrdynamik auf Basis eines stochastischen Optimierers (Design-for-six-sigma-Ansatz) ausgelegt. Da die Verwendung des komplexen Simulationsmodells zeitlich aufwendig ist, wird eine Vorgehensweise beschrieben, bei der das komplexe Modell durch ein Surrogate-Modell ersetzt wird. Dieses Modell wird durch Response-Surface-Modellierung gewonnen. Dabei wird zunächst mithilfe von Methoden des Design-of-Experiments ein Zusammenhang zwischen den Auslegungsparametern und den objektiven Kennwerten erstellt. Daran anschließend erfolgt die Approximation einer Polynomfläche (Response-Surface). Anhand dieser Fläche kann nun das Simulationsverhalten mithilfe dieses Surrogate-Modells schnell abgebildet und die Optimierungszeit deutlich verringert werden. [Led04]

GEORGIU ET AL. legen komfortrelevante Fahrwerkparameter wie Dämpfungen und Steifigkeiten von einem passiven und einem semi-aktiven Fahrzeug aus. Dazu führen sie ebenfalls eine multikriterielle Optimierung mithilfe eines Strength-Pareto-Evolutionary-Algorithmus durch. Das Zwei-Freiheitsgrad-Viertelfahrzeug wird dabei in den Kriterien Fahrkomfort, Fahrwerkbewegung und Spurhaltung erfolgreich verbessert. [GVN07]

NIERSMANN ET AL. beschreiben einen Ansatz zur Fahrwerkauslegung, welcher sich speziell auf den Übergang von der Subsystem- zur Komponentenebene bezieht. Dazu wird ein genetischer Optimierungsalgorithmus genutzt, mit dem bei Vorgabe von charakteristischen Achskennlinien (beispielsweise Spurbwinkel infolge von Seitenkraft bzw. infolge von Wankwinkel) die optimalen Anlenkpunkte und Lagerelastizitäten eines MKS-Modells identifiziert werden. Die Ergebnisse eines Verifikationsprozesses der Optimierungsmethode, bei dem es das Ziel ist, eine bereits physisch vorhandene Vorderachse mittels des Optimierungsalgorithmus zu identifizieren, zeigen eine sehr hohe Übereinstimmung für Kinematik, Elastokinematik und Lenkung. [NHK⁺09]

KHAJAVI ET AL. beschreiben ebenfalls eine Achsauslegungsmethode auf Basis eines genetischen Optimierungsalgorithmus (Non-Dominated Sorting-Genetic-Algorithm). Dazu erarbeiten sie Pareto-Fronten objektiver Handling-, Komfort- und Arbeitsraumkennwerte für einen linearen Acht-Freiheitsgrad-Hub-Nick-Wank-Schwinger. Mithilfe zweier unterschiedlicher Ansätze werden optimale Fahrzeugauslegungen erarbeitet. [KNP10]

GOBBI ET AL. zeigen in verschiedenen Arbeiten, wie eine Fahrwerkauslegung aktiver und passiver Fahrwerke auf Basis von Korrelationsmethoden, Neuronalen Netzen und genetischen Optimierungsstrategien durchgeführt werden kann. Dabei werden Einfachmodelle und komplexe Simulationsmodelle in vielen unterschiedlichen Fahrsituationen (beispielsweise J-Turn und Spurwechsel auf ebenen bzw. unebenen und trockenen bzw. nassen Fahrbahnen) optimiert. [GMD99, GLM06]

NIEDERMEIER ET AL. beschreiben in ihrer Arbeit eine komplette Reifenauslegung auf Basis eines genetischen Optimierungsalgorithmus. Dazu definieren sie für eine Optimierung geeignete Reifeneigenschaften sowie objektive Kriterien für die Fahrdynamik eines Fahrzeugs. Es zeigt sich, dass der genetische Optimierer in der Lage ist, die Reifenentwicklung in der frühen Phase zu unterstützen und somit auch Entwicklungszeiten zu verringern. [NPG⁺13]

BUSCH ET AL. erweitern die simulative Fahrwerkauslegungsmethode auf Basis von Optimierung um die Integration von Parameterunsicherheiten. Dabei zeigen sie auf, dass Massevariationen durch eine unterschiedliche Anzahl von Insassen, Beladung oder Tankbefüllung sowie Schräglaufsteifigkeitsvariationen durch unterschiedliche Reifeneigenschaften zu einer starken Veränderung des Gesamtfahrzeugverhaltens führen. Diese Unsicherheiten werden in eine genetische Optimierung querdynamischer Gesamtfahrzeugeigenschaften, die ausschließlich im Frequenzbereich definiert sind, integriert. Um die Berechnungszeiten zu minimieren, wird das Simulationsmodell auch hier mithilfe einer Response-Surface-Methode beschrieben. Es zeigt sich, dass das optimierte Modell die Zielfunktion näherungsweise erfüllt und dabei robuster auf die betrachteten Parameterunsicherheiten reagiert. [BB14]

2. Wissenschaftliche Grundlagen

ANGROSCH ET AL. beschreiben eine Achsauslegungsmethode, bei der Komponenteneigenschaften der Achse (beispielsweise die Positionen verschiedener Gelenke) optimiert werden, um querdynamische Gesamtfahrzeugziele zu erreichen. Dazu wird ein MKS-Modell zur Abbildung des vollständigen Fahrzeugs genutzt. Mithilfe von Sensitivitätsanalysen und der Untersuchung unterschiedlicher Optimierungsalgorithmen (sequential-quadratic-programming, method-of-feasible-directions, genetische Algorithmen) konnten die Autoren eine komplette Komponentenauslegung des Fahrwerks erarbeiten. [APR14]

VEMIREDDY ET AL. beschreiben ebenfalls eine Fahrwerkauslegungsmethode mithilfe eines genetischen Optimierungsalgorithmus. Dazu wird das Fahrzeug in eine Gesamtfahrzeug- und eine Achsebene unterteilt. Es werden im ersten Schritt die Fahrwerkelenkanordnungen verändert, wodurch sich neue Fahrwerkennlinien ergeben. Diese Kennlinien werden mithilfe eines Simulationsmodells in die Gesamtfahrzeugebene übertragen und deren Einfluss auf das Fahrverhalten untersucht. Die vollständige Vorgehensweise ist in Abbildung 2.8 dargestellt. So konnte das Fahrwerk hinsichtlich der Gelenkanordnung entsprechend der Gesamtfahrzeugaanforderungen optimiert werden. [VDE15]

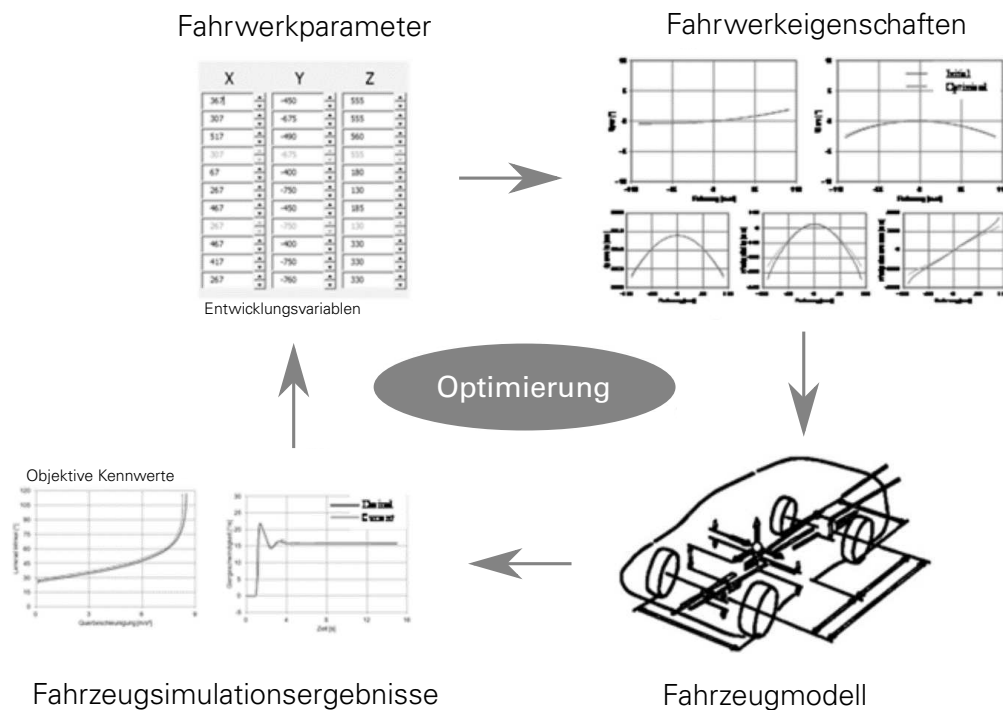


Abbildung 2.8.: Fahrwerkauslegung auf Basis eines genetischen Optimierungsalgorithmus zur Optimierung von Achskinematikpunkten, in Anlehnung an [VDE15].

CHUNG ET AL. stellen eine Fahrwerkauslegung auf Basis genetischer Optimierungsalgorithmen mithilfe eines komplexen Zweispurmodells vor. Ziel ist es dabei, den querdynamischen und komforttechnischen Nachteil durch rollwiderstandsoptimierte Reifen mithilfe einer geeigneten Fahrwerkauslegung zu kompensieren. Auf Basis einer komplexen Optimierungsstruktur, bei der Gesamtfahrzeugeigenschaften direkt in Achseigenschaften transformiert werden, konnten sie notwendige Maßnahmen zur Anpassung des Fahrwerks und eine Kompensation der Nachteile ableiten. [CPB16]

ACHSAUSLEGUNG AUF BASIS DES SOLUTION-SPACE-ANSATZES

ZIMMERMANN ET AL. beschreiben erstmals einen Auslegungsansatz auf Basis von mehrdimensionalen Lösungsräumen namens Solution-Spaces. Entgegen der bisherigen Optimierungsmethoden ist es dabei das Ziel, einen Lösungsraum anstatt eines einzelnen Lösungspunkts zu identifizieren. Dadurch ist die Entwicklung deutlich robusterer Lösungen möglich. Der Algorithmus funktioniert dabei für alle nichtlinearen, arbiträren, hochdimensionalen Auslegungsprobleme, wenn mindestens ein Optimum vorhanden ist. Dabei ist zur Entkopplung der Entwicklungsparameterintervalle der Solution-Space als multidimensionale Box beschrieben. Abbildung 2.9 zeigt den Solution-Space im zweidimensionalen Raum sowie die Abwicklung des Solution-Space zu einem Zielband. Die Methode wird dabei anhand der Auslegung einer Frontstruktur hinsichtlich Frontaufprallanforderungen vorgestellt. [ZH13] Die vollständige Algorithmusbeschreibung kann in [Gra13] nachvollzogen werden.

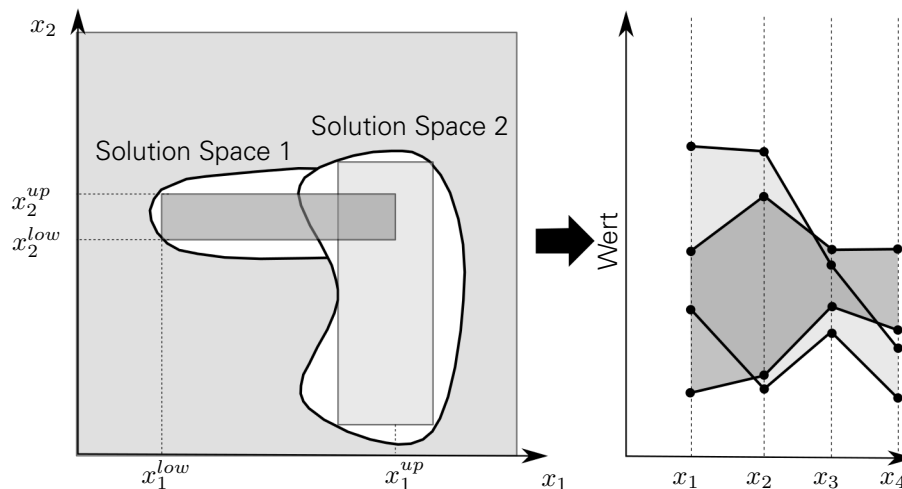


Abbildung 2.9.: Solution-Spaces für zwei Fahrzeuge und mehrere Variablen, links: Darstellung für zwei Variablen, rechts: Lösungsband aller Variablen, in Anlehnung an [ZW15].

EICHSTETTER ET AL. wenden den Solution-Space-Algorithmus zur Auslegung einer charakteristischen Dämpfungskennlinie anhand von sechs Formparametern an. Dazu nutzen sie ein nichtlineares Zweispurmodell zur Simulation von zehn Objektivierungsgrößen für Fahrtdynamik und Fahrkomfort. Mithilfe des Solution-Space-Algorithmus kann ein Lösungsband identifiziert werden, das die Gesamtfahrzeugeigenschaften erfüllt. [ERM⁺14]

EICHSTETTER ET AL. zeigen in einer weiteren Veröffentlichung die Anwendung des Solution-Space-Algorithmus zur Auslegung von Produktfamilien bzw. Baukästen. Dabei werden die Solution-Spaces für jedes Fahrzeug generiert. Durch Übereinanderlegen der Lösungsbänder ist es möglich, Einstellwerte der Komponenten zu identifizieren, die für alle Fahrzeuge der Produktfamilie Gültigkeit besitzen (siehe dazu auch Abbildung 2.9). Dies wird anhand eines Beispiels mithilfe eines nichtlinearen Zweispurmodells aufgezeigt. In diesem Beispiel werden das Eigenlenkverhalten, die Stabilität, das Rollover-Verhalten und das stationäre sowie dynamische Wankverhalten mithilfe der Steifigkeiten und Verformungswege von Stabilisatoren, Druckpuffer und Zugpuffer für 13 verschiedene Fahrzeuge verbessert. Die Autoren zeigen, dass die Anwendung der Solution-Space-Methode für Baukästen einen Performancevorteil gegenüber herkömmlicher Methoden birgt. [EMZ15]

WIMMLER ET AL. beschreiben die Nutzung der Solution-Space-Methode in grafischer Form. Dazu zeigen die Autoren anhand der Auslegung vereinzelter Fahrwerk- und Reifenparameter, wie Solution-Spaces im dreidimensionalen Raum grafisch gelöst werden können. [WSW⁺15]

KÖNIGS ET AL. verwenden den Solution-Space-Ansatz zur Auslegung von Motorlagern, welche durch Simulationsmodelle mit 40 Entwicklungsvariablen und fünf objektiven Kennwerten aus den Disziplinen Akustik, Haltbarkeit und Vibration beschrieben werden. Die Auslegung der Motorlager erfolgte dabei durch numerische und grafische Bildung der Solution-Spaces. Zusätzlich zeigen die Autoren, dass anhand der Methode ebenfalls Lösungen für Baukästen durch das grafische Übereinanderlegen der Solution-Spaces erarbeitet werden können. [KZ16]

2.4.3. WISSENSBASIERTE UND STRUKTURELLE AUSLEGUNGSMETHODEN

Wissensbasierte und strukturelle Auslegungsmethoden unterscheiden sich zu den bisher vorgestellten Ansätzen darin, dass sie einerseits das komplexe Optimierungsproblem vereinfachen sowie andererseits das Verständnis der Wirkzusammenhänge erhöhen. Dazu zählen beispielsweise das Cornering-Compliance-Konzept als wissensbasierte Auslegungsmethode oder das Target-Cascading als strukturelle Auslegungsmethode. Nachfolgend werden beispielhafte Vertreter dieser zwei Ansätze näher vorgestellt.

WISSENSBASIERTE AUSLEGUNGSMETHODEN

BUNDORF ET AL. entwickelten 1976 das Cornering-Compliance-Konzept auf Basis von Schwimmwinkelgradienten der Vorder- und Hinterachse. Formel 2.2 zeigt den analytischen Aufbau der Cornering-Compliance für die Vorder- und Hinterachse.

$$C_{cv,h} = \frac{G_{v,h}}{2c_{\alpha R_{v,h}}} g = \frac{m_G l_{h,v}}{2c_{\alpha R_{v,h}} l} \quad (2.2)$$

Die Cornering-Compliance einer Achse $C_{cv,h}$ ergibt sich dabei als Division der wirkenden Gewichtskraft $G_{v,h}$ und der doppelten Reifenschräglauflaststeifigkeit $c_{\alpha R_{v,h}}$. Die Gewichtskraft der Achse wird dabei mithilfe der Fahrzeugmasse m_G , der Gravitationskonstante g , dem Radstand l sowie der Lage des Schwerpunkts gegenüber den Achsen $l_{v,h}$ beschrieben. Die Autoren erzeugen mit dieser Methode ein besseres Verständnis der Querdynamik und ermöglichen eine hinsichtlich des fahrdynamischen Verhaltens vereinfachte, analytische Fahrzeugauslegung. [BL76]

WEDLIN ET AL. beschreiben 1992 eine eigenschaftsorientierte, computergestützte Fahrwerksauslegungsmethode in der Konzeptphase. Dabei werden in den Kategorien Fahrdynamik, Fahrsicherheit sowie Fahr- und Geräuschkomfort zunächst subjektive Ziele vorgestellt, die anschließend in objektive Gesamtfahrzeugziele übersetzt werden. Die Autoren beschreiben die Zielkonflikte zwischen Fahrdynamik und Fahrkomfort, Lenkungseigenschaften und Kursstabilität bei geringen und hohen Querbeschleunigungen. Diese können im ersten Schritt mithilfe von Einfachmodellen auf Basis des Cornering-Compliance-Konzepts analysiert und ausgelegt werden. Abbildung 2.10 zeigt die Gegenüberstellung der Cornering-Compliance der Vorder- und Hinterachse mit den bereits integrierten Randbedingungen. Anhand der weißen Fläche wird für die Beispielauslegung ersichtlich, in welchem Bereich die Cornering-Compliance der Vorder- und Hinterachse eingestellt werden muss, um die vorgegebenen Ziele zu erreichen. Demnach ergibt sich in der zweidimensionalen Gegenüberstellung ein für das Fahrzeug konfliktfreier Zielbereich. Im zweiten Schritt werden dann mit detaillierten Modellen die restlichen Eigenschaften ausgelegt. [WTB92]

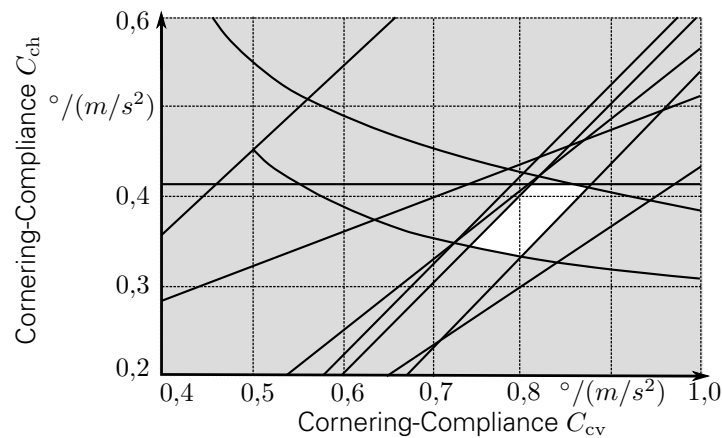


Abbildung 2.10.: Gegenüberstellung der Cornering-Compliance der Vorder- und Hinterachse mit integrierten Randbedingungen, in Anlehnung an [WTB92].

MACKOVJAC ET AL. verwenden das Cornering-Compliance-Konzept ebenfalls innerhalb einer Fahrwerksauslegungsmethode. Dazu legen sie mit der Cornering-Compliance der Vorder- und Hinterachse sowie mit deren Anordnung in Handling-Maps¹⁹ den Lenkradwinkelgradient, die Abklingzeit der Querbeschleunigung nach einem Lenkwinkelsprung und die inverse Gierdämpfung eines Fahrzeugs aus. Auch in dieser Arbeit zeigt sich, dass mit der Anwendung des Cornering-Compliance-Konzepts die Fahrwerksauslegung und das Verständnis der vorherrschenden kinematischen und kinetischen Beziehungen verbessert werden. [ML92] RICHERZHAGEN beschreibt eine Fahrwerksauslegungsmethode, bei der Gesamtfahrzeugeigenenschaftsziele für Fahrdynamik in elastokinematische Spurkennlinien auf Basis eines Verfahrens zur Reglersynthese übersetzt werden. Dazu wird das Fahrzeugverhalten in Form eines Regelkreises beschrieben, bei dem die Elastokinematikeigenschaften als konstante Ausgangsrückführung der Seitenkräfte wirken. Das Regel- und Steuerverhalten wird dazu zunächst auf Basis definierter Konstruktionsregeln vereinfacht und anschließend mithilfe der „Methode zum Entwurf von Ausgangsrückführungen durch Polvorgabe“ nach KONIGORSKI ausgelegt. Daraus resultieren die Spurkennlinien, die im Anschluss mit realen Kennlinien validiert werden. Das Entwurfsverfahren ist dabei nach RICHERZHAGEN auch auf das Sturzverhalten der Achse anwendbar. [Ric04]

NISHIMURA ET AL. beschreiben eine Fahrwerksauslegungsmethode auf Basis elastischer Hauptachsen für den Übergang von der Subsystem- zur Komponentenebene. Dazu wird eine voll entkoppelte Steifigkeitsmatrix mit drei translatorischen und drei rotatorischen Achsen erstellt. Anhand zweier Auslegungsbeispiele zeigen die Autoren, wie mithilfe dieser Methode schnell und effizient die Fahrwerkgeometrie und die Elastomerlagersteifigkeiten abgeleitet werden können. [NN07]

MÄDER beschreibt eine Fahrwerksauslegungsmethode zur Anwendung in der frühen Entwicklungsphase bei singularer Betrachtung der Fahrzeugquerdynamik. Die Auslegungsmethode besteht dabei aus zwei Stufen, wobei aus objektiven und subjektiven Gesamtfahrzeugeigenschaften direkt Komponenteneigenschaften abgeleitet werden. In der ersten Stufe werden Minimalmodelle entwickelt und angewandt, die in der Lage sind, das Fahrzeugverhalten mit einer ausreichenden Korrelation zu beschreiben. Dazu ist es notwendig, die Modelle invertierbar zu definieren. Dadurch können die Auslegungen der Komponenteneigenschaften in der ersten Stufe aneinandergereiht werden. In der zweiten Stufe werden weitere Komponenteneigenschaften, die nicht durch die Minimalmodelle beschreibbar sind, mithilfe eines komplexen, nichtlinearen Zweispurmodells definiert. Da dieses Modell nicht invertierbar ist,

¹⁹Die Handling-Map ergibt sich durch Gegenüberstellung der Abklingzeit der Querbeschleunigung nach einem Lenkwinkelsprung und der inversen Gierdämpfung. [ML92]

wird die Komponenteneigenschaftsdefinition mithilfe von Optimierungsalgorithmen vorgeschlagen. Anhand einer Beispielauslegung dreier Fahrzeuge unterschiedlicher Segmente und Beladungszustände wird die Funktionsfähigkeit der Auslegungsmethode dargestellt. Die Anwendung dieser Auslegungsmethode führt innerhalb kurzer Zeit Auslegungsergebnisse hoher Güte herbei. [Mäd12]

RÖSKI beschreibt eine Fahrwerksauslegungsmethode für die Konzeptphase bei singulärem Fokus auf Fahrkomfort. Dazu schlägt er eine dreistufige Auslegung vor, bei der in der ersten Stufe eine Vorauslegung mithilfe von Einfachmodellen mit kurzen Rechenzeiten stattfindet. In Analogie zur Arbeit von MÄDER erfolgt die Auslegungsreihenfolge durch eine Aneinanderkettung der invertierbaren Einfachmodelle. Diese Reihenfolge wird auf Basis eines Matrixsortieralgorithmus erarbeitet. In den nachfolgenden Stufen wird dann die Komplexität der Simulationsmodelle schrittweise erhöht. Dabei beschränkt sich die Arbeit auf die komfortrelevanten Feder- und Dämpfungscomponenten wie Tragfeder, Nebenfeder, Stoßdämpfer, Zusatzfeder, Zuganschlagfeder, Stützlager und Stabilisator und verzichtet auf die Verwendung von Optimierungsalgorithmen. Die Auslegungsmethode für die erste Stufe wird anschließend anhand eines Auslegungsbeispiels angewandt. [Rös12]

STRUKTURELLE AUSLEGUNGSMETHODEN

KIM ET AL. beschreiben eine Lösungsmethode für ein Mehrebenenoptimierungsproblem als Target Cascading. Dabei ist es das Ziel, den PEP zu systematisieren und parallel zu gestalten. Es wird das Gesamtoptimierungsproblem entsprechend Abbildung 2.11 in Teiloptimierungsprobleme mithilfe von „Key-Links“ unterteilt und die Entwicklungsziele in die Untersysteme kaskadiert.

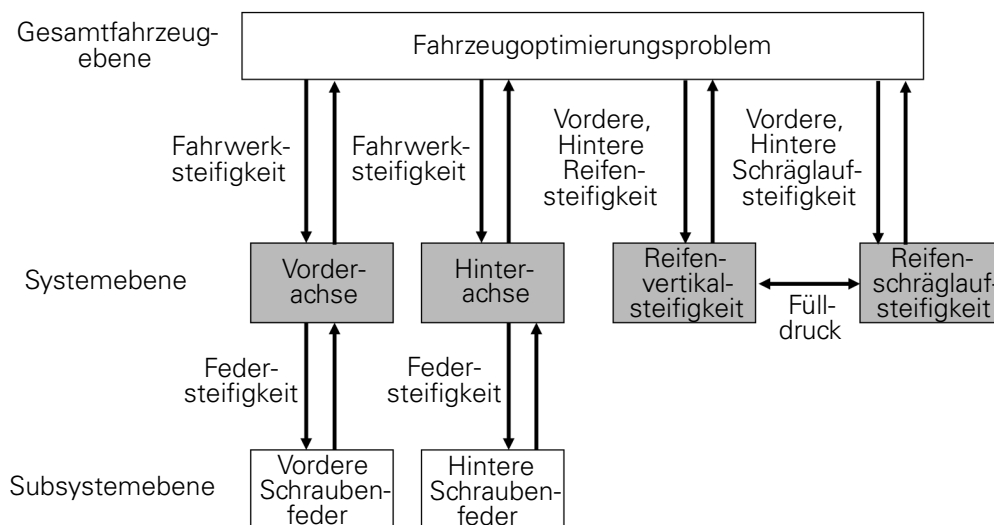


Abbildung 2.11.: Target-Cascading-Ansatz zur Auslegung eines SUV-Fahrwerks mit Unterteilung in Gesamtfahrzeug-, System- und Subsystemebene, in Anlehnung an [KRP+01].

Das Supersystem kann dabei durch Systeme und Subsysteme beschrieben werden. Der Prozess des Target-Cascadings im Automobilbereich besteht nach KIM ET AL. aus vier Schritten:

1. Definition der Gesamtfahrzeugziele auf Supersystemebene
2. Übergabe der Gesamtfahrzeugziele an die Subsysteme und Komponenten als Subziele

3. Entwicklung der Subsysteme und Komponenten zur Erreichung der individuellen Subziele
4. Überprüfung der Zielerreichung des Gesamtfahrzeugs.

Zur Anwendung des Target-Cascading-Ansatzes müssen geeignete Simulationsmodelle verwendet werden, die die Charakteristika der Systeminteraktionen wiedergeben können, ohne dabei zu detailliert zu sein. Komplexe Simulationsmodelle mit einem hohen Berechnungsaufwand sind für die Verwendung innerhalb des Target-Cascading-Ansatzes nicht geeignet. Anhand zweier Beispiele werden die Anwendung sowie das Ergebnis des Ansatzes gegenüber einer gesamthaften Optimierung verglichen. Die Hauptvorteile des Target-Cascading liegen nach KIM ET AL. in der Reduktion der Systementwicklungszeit sowie der Vermeidung von Auslegungsiterationen im späten Entwicklungsprozess. Zudem wird anhand der Auslegungsbeispiele ersichtlich, dass komplexe Modelle aufgrund der aufwendigen rechentechnischen Anforderungen nicht mit einer gesamthaften Optimierung auslegbar sind. Anhand einer einfachen FahrwerkAuslegung zeigen die Autoren die Anwendung der Methode in der Praxis. [KRP⁺01, KMP⁺03]

FELLINI ET AL. beschreiben die Erweiterung des Target-Cascading-Ansatzes zur Anwendung auf Produktfamilien innerhalb eines Baukastens. Dabei werden Familienziele und fahrzeugindividuelle Ziele integriert und innerhalb der individuellen Fahrzeuge bis zur Komponentenebene abgeleitet. Anhand einer komplexen Beispielauslegung eines Baukastens mit zwei Fahrzeugen wird die Vorgehensweise näher erläutert. Diese Fahrzeuge werden dabei durch Simulationsmodelle verschiedener Komplexität zur Auslegung der vorderen und hinteren Aufbau-eigenfrequenzen, der vorderen und hinteren Eigenfrequenzen der ungefederten Massen, der Nickeigenfrequenz und des Eigenlenkgradienten beschrieben. Mithilfe des erweiterten Target-Cascading-Ansatzes können die definierten Zieleigenschaften für die Produktfamilie und die individuellen Fahrzeuge erreicht werden. [FKK⁺01, KFK⁺02]

2.4.4. MISCHANSÄTZE

Mischansätze vereinen Elemente aus mehreren Kategorien und sind folglich nicht direkt einer bestehenden Unterteilung zuzuordnen. Nachfolgend wird eine Auswahl solcher Mischansätze vorgestellt.

RYAN, FUJA, SCHMID und NEAL beschreiben in mehreren Veröffentlichungen den kompletten anforderungsorientierten Fahrzeugentwicklungsprozess mit Fokus auf Fahrwerkkomponenten. Dazu beginnen die Autoren mit der Erarbeitung objektiver Gesamtfahrzeugziele für Fahrdynamik und Fahrkomfort auf Basis subjektiver Kennzahlen und Kundenbefragungen. Diese werden mithilfe des Cornering-Compliance-Konzepts in Subsystemziele übersetzt. Im nächsten Schritt findet der Roll-Down-Prozess statt, bei dem die Subsystemziele unter Zuhilfenahme umfangreicher Computersimulationen, von Fahrzeugprototypen und von Expertenwissen in Komponentenziele umgewandelt werden. Im Anschluss beschreiben die Autoren die technische Umsetzung und die Feinabstimmung des endgültigen Produkts. [RFS97, FSR97, SFR97, ND97]

TABOADA beschreibt die Entwicklung einer Methode zur Gewichtsreduktion eines Fahrwerks. Dazu untersucht der Autor das Fahrwerk auf Komponenten- und Subsystemebene in Analogie zu NISHIMURA ET AL. mithilfe einer Steifigkeitsmatrix. Diese Steifigkeitsmatrix wird auf Basis eines genetischen Optimierers so variiert, dass sich gleiche elastokinematische Eigenschaften des Fahrwerks ergeben, sich jedoch die Topologie der Bauteile verändert um so eine bauteilindividuelle Massenreduktion zu erzielen. Zur Beschleunigung des Optimierungsprozesses der komplexen MKS-Modelle werden Surface-Modelle als Ersatzbeschreibungen genutzt. Mithilfe dieser Auslegungsmethode kann eine Gewichtsreduktion bei konstanten Achselastokinematikeigenschaften erzielt werden. [Tab06]

CHATILLON ET AL. entwickeln eine in zwei Ebenen hierarchische Fahrwerksauslegungsmethode namens „First Design“ zur Anwendung in der frühen Konzeptphase. Dazu wird das Auslegungsproblem in eine funktionale und eine physikalische Ebene unterteilt. Beide Ebenen sind unabhängig voneinander, wobei die Lösung der ersten Ebene die Ziele der zweiten Ebene in Analogie zur Vorgehensweise nach KIM ET AL. definiert. In jeder Ebene wird das System mit physikalischen Einfachmodellen (Surface-Modelle komplexerer Simulationsmodelle) beschrieben, mit Sensitivitätsanalysen hinsichtlich deren Robustheit analysiert und mittels genetischer und gradientenbasierter Algorithmen optimiert. [CJC06]

2.5. ZUSAMMENFASSUNG UND DISKUSSION

Dieses Kapitel stellt die wissenschaftlichen Grundlagen hinsichtlich der Randbedingungen und der Ausgangssituation zur Entwicklung einer Fahrwerksauslegungsmethode für die Konzeptphase vor.

Dazu wird zunächst die Konzeptphase in den automobilen Entwicklungsprozess eingeordnet. Anhand der Aufgaben der Konzeptphase im Entwicklungsprozess sind die Rahmenbedingungen und Anforderungen an die zu entwickelnde Fahrwerksauslegungsmethode definiert.

Zur Erarbeitung einer Fahrwerksauslegungsmethode, die das Ziel hat, die Teilaspekte Fahrdynamik und Fahrkomfort auszulegen, ist es anschließend notwendig, den tatsächlichen Aufenthaltsbereich des Normalfahrers zu identifizieren, anhand dessen schließlich Einschränkungen der Simulationsmodelle hinsichtlich ihrer Gültigkeit und Komplexität erarbeitet werden. So wird in diesem Kapitel aufgezeigt, dass eine Auslegung und Analyse des querdynamischen Verhaltens bis zu einer Lenkfrequenz von 1,5 Hz im Linearbereich bis 4 m/s^2 erfolgen kann. Bei Betrachtung des vertikaldynamischen Arbeitsraums ergibt sich auf Basis der Randbedingungen zur Analyse des Primary Ride der zu untersuchende Anregungsfrequenzbereich von 0,5 bis 6 Hz bei einer Anregungsamplitude kleiner als 16 mm.

Nach der Definition des benötigten Arbeitsraums ist es notwendig, objektive Gesamtfahrzeugzielwerte für die Disziplinen Fahrdynamik und Fahrkomfort zu untersuchen. Diese stellen den Ausgangspunkt für eine zu entwickelnde Auslegungsmethode dar. Dafür analysiert dieses Kapitel die in der Literatur verwendeten Fahrmanöver und Kennwerte. Im Bereich der Längs- und Querdynamik existiert eine Vielzahl an Fahrmanövern, die anhand der Arbeitsbereiche des Fahrzeugs in Kurven-, Wechselkurven-, Übergangs- und Grenzverhalten unterschieden werden können. Zur Auswertung dieser Manöver werden ausgewählte Kennwerte zur Beurteilung des stationären und dynamischen Fahrzeugverhaltens erläutert und subjektiven Auslegungszielen gegenübergestellt. In Analogie zur Analyse der Fahrmanöver der Längs- und Querdynamik erfolgt anschließend die Untersuchung vertikaldynamischer Fahrmanöver und Kennwerte. Dabei kann festgestellt werden, dass im Gegensatz zur Querdynamik nur wenige standardisierte Fahrmanöver in der Literatur verfügbar sind. Durch die geringe Standardisierung der Vertikaldynamik existiert eine Vielzahl von Objektivierungsmethoden, die in statistische, frequenz- bzw. zeitbasierte und korrelative Methoden unterteilt werden können. Dabei werden ausgewählte Kennwerte dieser Methoden vorgestellt und in Analogie zur Längs- bzw. Querdynamik den subjektiven Auslegungszielen gegenübergestellt.

Zuletzt wird der aktuelle Stand der Technik im Hinblick auf Methoden zur Auslegung des Fahrwerks vorgestellt. Diese Auslegungsansätze können dabei in klassische Auslegungsmethoden, Auslegungsmethoden auf Basis von Optimierungsalgorithmen sowie wissenschaftsbasierte und strukturelle Auslegungsansätze unterteilt werden. Dabei ist die klassische Fahrzeugentwicklung durch eine kostenintensive und zeitaufwendige Auslegungsmethode gekennzeichnet. Durch die iterative Lösung der Zielfunktion ist der Entwicklungsprozess langsam und kann nur für eine ausgewählte Anzahl an Fahrzeugen (typischerweise Worst-Case-Fahrzeuge oder Fahrzeuge mit der höchsten Produktionszahl) stattfinden [KZ16]. Bei vielen Auslegungsmethoden ist es notwendig, bereits zu Beginn der Auslegung das Achs-

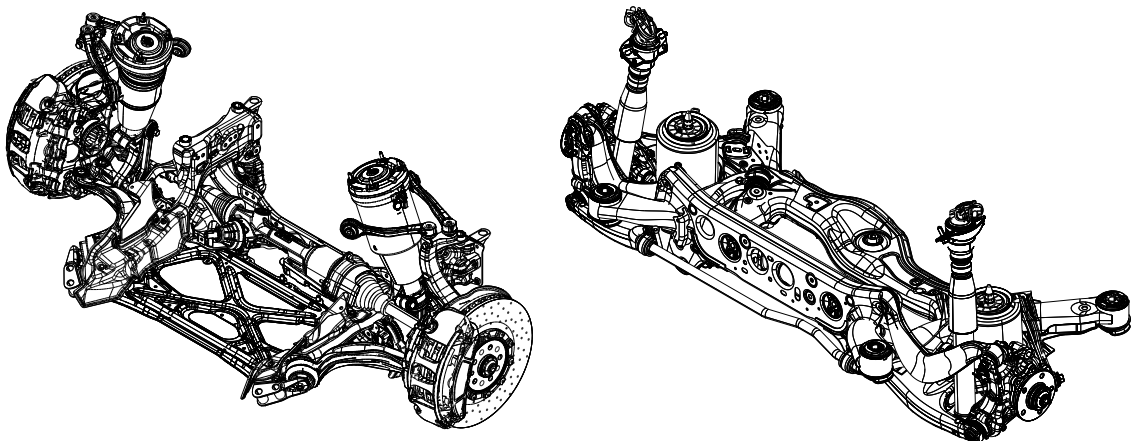
konzept festzulegen. Dadurch werden die Lösungsmöglichkeiten zur Zielerreichung stark eingeschränkt. Viele Auslegungsmethoden beschränken sich zudem auf eine sehr geringe Anzahl von Freiheitsgraden zur Einstellung des Fahrwerks. Dadurch werden ebenfalls Lösungsmöglichkeiten stark eingeschränkt und es ergeben sich Auslegungsmethoden, die in der Praxis keine Verwendung haben. Der Reifen ist dabei oftmals nicht in die Auslegung integriert und wird in einem vor- oder parallelgeschalteten Auslegungsprozess entwickelt. Da der Reifen als gleichwertiger Bestandteil zu den weiteren Fahrwerkkomponenten wie Achse und Lenkung zu sehen ist, erscheint diese Vorgehensweise nicht zweckmäßig. Dagegen stehen Methoden auf Basis komplexer Modelle, die es verhindern, ein Wirkkettenverständnis zu erlangen. Zugleich erhöht sich mit zunehmender Komplexität der Simulationsmodelle der Rechen- und somit Zeitaufwand zur Fahrwerkauslegung, was dem Trend zur Reduktion der Entwicklungszeiten entgegensteht.

Daher ist es nachfolgend die Aufgabe, eine Fahrwerkauslegungsmethode zu erarbeiten, mit der Gesamtfahrzeugziele schnell und strukturiert in Subsystem- und Komponentenziele auf Basis eines physikalischen Wirkkettenverständnisses abgeleitet werden können.

3. IDENTIFIKATION UND ANALYSE RELEVANTER FAHRWERKEIGENSCHAFTEN ZUR INTEGRATION IN DIE AUSLEGUNGSMETHODE

Zu Beginn der Entwicklung einer Fahrwerksauslegungsmethode für die Konzeptphase ist die Analyse der für die Auslegung zur Verfügung stehenden Einstellparameter und somit der Freiheitsgrade notwendig. Dabei beschränkt sich der Fokus dieser Arbeit entsprechend Kapitel 1.3 auf die Auslegung der Fahrwerksysteme Lenkung, Achsen und Reifen. Diese werden nachfolgend bezüglich ihrer Parameter anhand eines Beispielfahrzeugs analysiert und allgemeingültig beschrieben.

Als Beispielfahrzeug dient eine Limousine der Oberen Mittelklasse aus dem Jahr 2011 mit den in Anhang A.1 aufgelisteten Konzepteigenschaften. In Abbildung 3.1 sind die Vorder- und Hinterachse dieses Beispielfahrzeugs dargestellt. Beide Achsen sind dabei als Einzelradaufhängungen umgesetzt. Die Vorderachse ist eine Mehrlenkerachse, wobei das Rad durch fünf aufgelöste Lenker geführt wird. Beide Radseiten sind durch einen Stabilisator verbunden, der einerseits über Koppelstangen am Federbein und andererseits über zwei Elastomerlager am Aggregateträger befestigt ist. Ein Lenker ist dabei die vorne liegende Spurstange, die durch das vor der Radmitte angeordnete Lenkgetriebe verstellt werden kann. Die unteren Lenker sind mit einem Aggregateträger verbunden, der starr an der Karosserie angebracht ist. Die Anbindungen der Lenker und des Lenkgetriebes an die Karosserie bzw. an den Aggregateträger sind durch Elastomerlager realisiert. Das Federbein beinhaltet sowohl die Aufbaufeder als auch den Zweirohrdämpfer.



(a) Vorderachse als Mehrlenkerachse mit fünf aufgelösten Lenkern und einer elektromechanischen Lenkung. (b) Hinterachse als Trapezlenkerachse mit einem Trapezlenker, Spurlenker und einem oberen Querlenker.

Abbildung 3.1.: Aufbau der Vorder- und Hinterachse des Beispielfahrzeugs.

Die Hinterachse ist als Trapezlenkerachse ausgeführt. Die Radbewegung wird somit durch einen Trapezlenker, einen Spurlenker sowie einen oberen Querlenker gewährleistet. Beide Radseiten sind durch einen Stabilisator, der einerseits über Koppelstangen an den Trapezlenkern und andererseits über zwei Elastomerlager am Aggregateträger befestigt ist, verbunden. Feder und Dämpfer sind voneinander getrennt. Alle Lenker sind an einen an der Karosserie elastisch gelagerten Aggregateträger angebunden. Im Gegensatz zur Vorderachse sind bei der Hinterachse alle Lenker sowohl rad- als auch aufbauseitig mit Elastomerlagern angebunden. Beim Lenkungssystem des Beispielfahrzeugs handelt es sich um eine elektromechanische Lenkung. Dabei ist der Elektromotor in achsparalleler Anordnung am Lenkgetriebe befestigt. Der Lenkmomentensensor ist mit einem Dreh- bzw. Torsionsstab am Lenkgetriebeeingang angebracht. Die Verbindung zwischen Lenkrad und Lenkgetriebe wird mithilfe einer Kreuzlenkwelle mit zwei Gelenken hergestellt.

Bei den Reifen handelt es sich für die nachfolgenden Betrachtungen um 245/45 R18 Sommerreifen auf Felgen der Dimension 8,0 J x 18.

Nachfolgend werden die drei Subsysteme hinsichtlich ihrer sie beschreibenden Eigenschaften analysiert. Diese Untersuchung soll die Zusammenhänge der physikalischen Größen der einzelnen Subsysteme darstellen. Dabei ist es für die Entwicklung der Methode unerheblich, welche Größenordnungen oder Vorzeichen die betrachteten Eigenschaften der Beispielachse aufweisen. Eine Begründung der Achsauslegung der Beispielachse findet nicht statt. Alle nachfolgenden Betrachtungen beziehen sich auf das jeweils rechte Vorder- bzw. Hinterrad. Das Radkoordinatensystem liegt im Radschwerpunkt und ist nach DIN ISO 8855 orientiert [ISO11c].

3.1. UNTERSUCHUNG DER SUBSYSTEMEIGENSCHAFTEN DER ELEKTROMECHANISCHEN LENKUNG

Der Richtungsänderungswunsch des Fahrers wird über das Lenkrad auf das Lenkungssystem übertragen. Die Aufgabe des Lenkungssystems ist es einerseits, den vom Fahrer vorgegebenen Lenkradwinkel in eine Zahnstangenverschiebung und somit in einen Radlenkwinkel umzuwandeln, und andererseits, die Kräfte in der Zahnstange, die beispielsweise durch die Reifenkräfte entstehen, über das Lenkungssystem dem Fahrer sinnvoll zur Verfügung zu stellen. Dazu zeigt Abbildung 3.2 die Struktur der Beispiellenkung auf Basis der Teilsysteme Lenkrad/Kardanik, Drehstab, Ritzel/Zahnstange und Lenkkräftunterstützung.

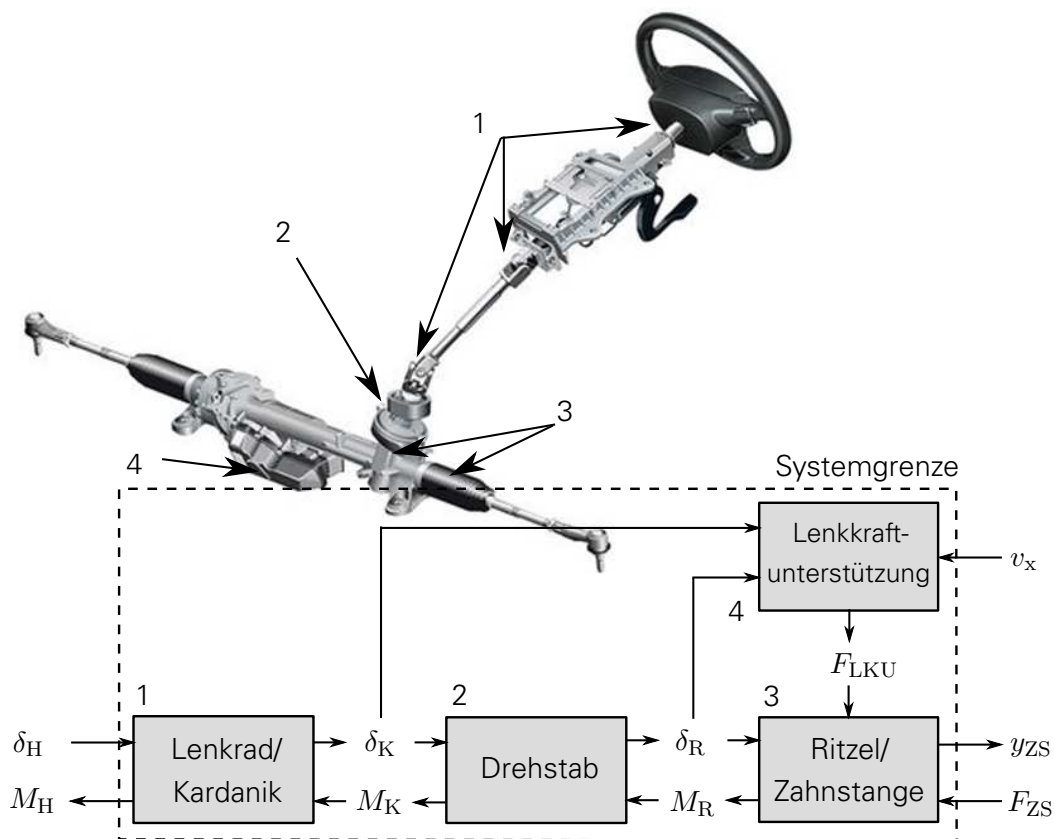


Abbildung 3.2.: Struktur der Lenkung auf Basis der Teilsysteme Lenkrad/Kardanik, Drehstab, Ritzel/Zahnstange und Lenkkräftunterstützung.

Zunächst soll die Kinematik des Lenkungssystems anhand Abbildung 3.2 analysiert werden. Nachfolgende Betrachtungen beziehen sich auf eine Lenkradwinkelvorgabe.²⁰ Dabei wird der Lenkradwinkel δ_H über das Lenkrad und die Kardanik in einen Rotationswinkel der Lenksäule δ_K umgewandelt. Am Eingang in das Lenkgetriebe ist wie bereits erläutert ein Drehstab verbaut. Dieser Drehstab erfährt bei Vorhandensein eines Moments im Lenkungsstrang einen Torsionswinkel, welcher bei statischer Betrachtung zu einer Verringerung des Rotationswinkels δ_K am Eingang des Lenkgetriebes führt und infolgedessen der Ritzelwinkel δ_R entsteht. Der Ritzelwinkel wird anschließend durch die Ritzelübersetzung in eine Zahnstangenverschiebung y_{ZS} umgeformt, die zu einer Radträger- und somit auch zu einer Radlenkbewegung führt.

Zur Betrachtung der Kinetik des Lenkungssystems wird die Übertragung der im Reifen entstehenden Reaktionskräfte auf das Lenkrad analysiert. Dabei werden die Reifenkräfte vom Radträger über die Spurstangen zur Zahnstange übergeben. Auf der Zahnstange wirken die Kräfte F_{ZS} der Radträger gemeinsam mit der Kraft der Lenkkraftunterstützung F_{LKV} . Die Lenkkraftunterstützung wird hierbei durch die Fahrgeschwindigkeit v_x des Fahrzeugs angepasst. Über die Ritzelübersetzung ergibt sich aus diesen Kräften ein Ritzelmoment M_R , das über das Drehstabmoment M_{DS} und über die Kardanik bzw. das Lenkrad in ein Handmoment M_H umgewandelt wird.

Nachfolgend werden die Teilsysteme Lenkrad/Kardanik, Drehstab, Ritzel/Zahnstange und Lenkkraftunterstützung hinsichtlich ihrer physikalischen Eigenschaften modelliert.

Zu Beginn wird durch den Fahrer ein Lenkradwinkel δ_H als Eingangsgröße in das Lenkungssystem eingebracht. Da es aufgrund des vorhandenen Bauraums nicht möglich ist, das Lenkrad direkt mit dem Lenkgetriebe zu verbinden, wird zwischen dem Lenkrad und dem Lenkgetriebeeingang eine Kreuzgelenkwelle eingefügt. Dadurch kann das Lenkgetriebe in einem begrenzten Umfang unabhängig vom Lenkrad positioniert werden. Die Kreuzgelenkwelle besteht aus zwei Kreuzgelenken und drei Wellen (Eingangs-, Zwischen- und Ausgangswelle). Der Zusammenhang zwischen dem Lenkradwinkel δ_H und dem Kardanikwinkel δ_K auf Basis dieses Aufbaus ist in Formel 3.1 beschrieben [Dud73, VDI03].

$$\delta_K = \arctan \left[\frac{1}{\cos \lambda_2} \tan \left(\arctan \left[\frac{1}{\cos \lambda_1} \tan (\delta_H + \phi_{P,1}) \right] + \phi_{P,2} \right) \right] - \arctan \left[\frac{1}{\cos \lambda_2} \tan \left(\arctan \left[\frac{1}{\cos \lambda_1} \tan \phi_{P,1} \right] + \phi_{P,2} \right) \right] \quad \text{mit} \quad (3.1)$$

$$\phi_{P,1} = \frac{\pi}{2} + \phi_{Ga,01} - \phi_{Gel,01} \quad \text{und} \quad \phi_{P,2} = \frac{\pi}{2} + \phi_{Ga,12} - \phi_{Gel,12}$$

Demnach ergibt sich der Kardanikwinkel δ_K als Funktion des Lenkradwinkels δ_H für die Beugungswinkel λ_1 und λ_2 , für die Gabelverdrehwinkel $\phi_{Ga,01}$ und $\phi_{Ga,12}$ sowie die Gelenkverdrehwinkel $\phi_{Gel,01}$ und $\phi_{Gel,12}$. Anhand Formel 3.1 wird ersichtlich, dass sich Eingangs- und Ausgangswelle zueinander nichtlinear verhalten und sich eine Drehungleichförmigkeit ausbildet.²¹ Diese Ungleichförmigkeit steigt dabei mit zunehmenden Beugewinkeln an. Auf Basis dieser Formel ist die kinematische Winkelbeziehung zwischen dem Lenkradwinkel und dem Kardanikwinkel beschrieben. Die kinetische Verknüpfung zwischen Kardanikmoment und Lenkradmoment kann anhand der Leistungsbilanz über das Kardaniksystem hergeleitet werden. Dazu zeigt Formel 3.2 die Leistungsbilanz zwischen dem Handmoment M_H bzw. der Lenkradwinkelgeschwindigkeit $\dot{\delta}_H$ und dem Kardanikmoment M_K bzw. der Kardanikwinkelgeschwindigkeit $\dot{\delta}_K$ bei Vernachlässigung der Reibung.

²⁰Alternativ ist auch die Betrachtung einer Lenkmomentenvorgabe möglich. Da das System zwischen seinen Ein- und Ausgängen ausgeglichen sein muss, stellt sich dann auf Basis der Kräfte- bzw. Momentenbilanz ein entsprechender Lenkradwinkel ein.

²¹gilt für $\lambda_1 \neq |\lambda_2|$, $\phi_{Ga,01} + \phi_{Gel,01} \neq 0$ und $\phi_{Ga,12} + \phi_{Gel,12} \neq 0$

$$M_H \dot{\delta}_H = M_K \dot{\delta}_K \quad (3.2)$$

Durch die zeitliche Differenzierung von Formel 3.1 und Einsetzen der Kardanikwinkelgeschwindigkeit $\dot{\delta}_K$ in Formel 3.2 ergibt sich der Zusammenhang zwischen Handmoment M_H und Kardanikmoment M_K nach Formel 3.3.

$$\begin{aligned} M_H &= \frac{\cos \lambda_1 \cos \lambda_2 (K_1 + 1) (K_2 + 1)}{(K_1 + \cos^2 \lambda_1) (K_2 + \cos^2 \lambda_2)} M_K \quad \text{mit} \\ K_1 &= \tan^2 (\delta_H + \phi_{P,1}) \quad \text{und} \\ K_2 &= \tan^2 \left[\arctan \left(\frac{1}{\cos \lambda_1} \tan (\delta_H + \phi_{P,1}) \right) + \phi_{P,2} \right] \end{aligned} \quad (3.3)$$

Im nächsten Schritt ist die Analyse des Teilsystems Drehstab nötig. Der Drehstab im Lenkungssystem dient zur messtechnischen Bestimmung des wirkenden Handmoments M_H . Dabei handelt es sich um einen elastischen Drehstab, der einen Differenzwinkel zwischen dem Kardanikwinkel δ_K und dem Ritzelwinkel δ_R zulässt. Auf Basis dieses Verdrehwinkels kann bei Kenntnis der vorhandenen Steifigkeiten das wirkende Moment über dem Drehstab bestimmt werden. Formel 3.4 zeigt diese Bilanzierung.

$$M_K = M_R = \frac{1}{\frac{1}{c_{DS}} + \frac{1}{c_{Rest}}} (\delta_K - \delta_R) + d_{Rest} (\dot{\delta}_K - \dot{\delta}_R) + M_{L,Reib} \quad (3.4)$$

Das Kardanikmoment M_K bzw. das Ritzelmoment M_R ergeben sich einerseits aus der Torsionssteifigkeit des Drehstabs c_{DS} und der Restfedersteifigkeit²² des Lenkungssystems c_{Rest} sowie andererseits aus der Restsystemdämpfung d_{Rest} und der Reibung im Lenkstrang $M_{L,Reib}$. Durch Umstellung von Formel 3.4 kann die Beziehung zwischen den Eingangs- und Ausgangsgrößen als Differenzialgleichung wie in Formel 3.5 dargestellt werden.

$$\frac{1}{\frac{1}{c_{DS}} + \frac{1}{c_{Rest}}} \delta_R + d_{Rest} \dot{\delta}_R = \frac{1}{\frac{1}{c_{DS}} + \frac{1}{c_{Rest}}} \delta_K + d_{Rest} \dot{\delta}_K - M_R + M_{L,Reib} \quad (3.5)$$

Auf das Teilsystem Drehstab folgt das Teilsystem Ritzel/Zahnstange. Aufgabe des Ritzels ist es, den Ritzelwinkel δ_R vom oberen Lenkungsstrang in eine Zahnstangenbewegung y_{ZS} umzuformen. Dabei kann die Beziehung zwischen Ritzelwinkel und Zahnstangenverschiebung mithilfe der Übersetzung $i_{ZS,R}$ zu Formel 3.6 beschrieben werden.

$$y_{ZS} = \frac{1}{i_{ZS,R}} \delta_R \quad (3.6)$$

Bei kinetischer Betrachtung der Zahnstange wirken gleichzeitig Kräfte durch den Radträger F_{ZS} , durch die Lenkkraftunterstützung F_{LKV} (mit der Motorübersetzung $i_{M,ZS}$ zu einem Moment M_{LKV}), durch Massenkräfte $m_{ZS} \ddot{y}_{ZS}$ sowie durch Reibung $F_{R,ZS}$ auf die Zahnstange. Die vollständige Bilanz auf der Zahnstange ergibt sich somit nach Formel 3.7.

$$i_{ZS,R} M_R + \frac{M_{LKV}}{i_{M,ZS}} = F_{ZS} + F_{R,ZS} + m_{ZS} \ddot{y}_{ZS} \quad (3.7)$$

²²Die Restfedersteifigkeit enthält die zusätzlichen Steifigkeiten der Kardanikwellen und wird in Reihe zur Drehstabsteifigkeit geschaltet.

3.1. Untersuchung der Subsystemeigenschaften der elektromechanischen Lenkung

Zur Vervollständigung der analytischen Formulierung des Lenkungssystems ist es notwendig, das Teilsystem der Lenkkraftunterstützung zu beschreiben. Die Lenkkraftunterstützung hat die Aufgabe, durch ein zusätzliches Moment im Lenkungssystem das Handmoment des Fahrers zu verringern. Als Eingangsgrößen in das Lenkkraftunterstützungssystem dient dabei einerseits der Differenzwinkel zwischen dem Ritzelwinkel δ_R und dem Kardanikwinkel δ_K sowie andererseits die Fahrgeschwindigkeit v_x . Aus diesen Eingangsgrößen wird das Unterstützungsmoment generiert. Abbildung 3.3 zeigt beispielhaft ein solches Unterstützungskennfeld.

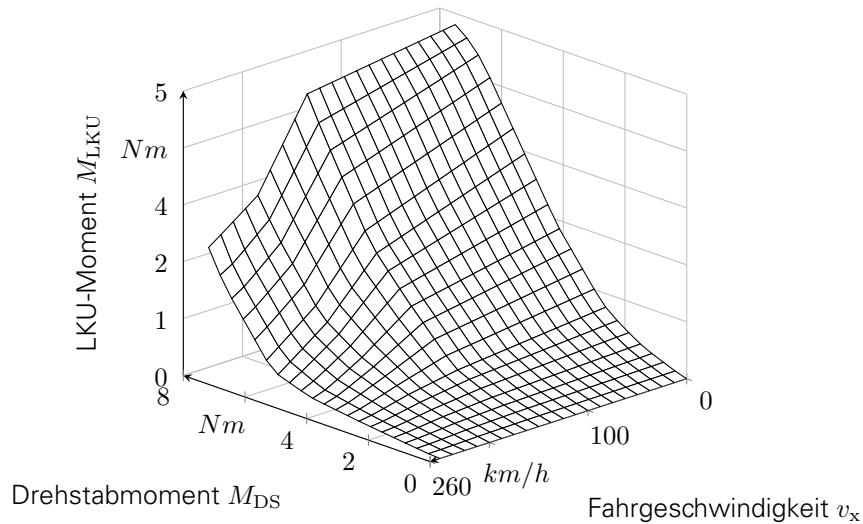


Abbildung 3.3.: Lenkkraftunterstützungsmoment M_{LKU} in Abhängigkeit des Drehstabmoments M_{DS} und der Fahrgeschwindigkeit v_x .

Je geringer die Fahrgeschwindigkeit ist, desto höher ist die Lenkkraftunterstützung. Im Parkierfall führen demnach kleine Drehstabmomente zu hohen Unterstützungsmomenten. Bei hohen Fahrgeschwindigkeiten, wie sie beispielsweise bei der Autobahnfahrt auftreten, wird das Unterstützungsmoment reduziert.

Der analytische Zusammenhang zwischen dem Drehstabmoment M_{DS} und der Fahrgeschwindigkeit v_x kann allgemeingültig mittels Formel 3.8 beschrieben werden.

$$M_{LKU} = f(M_{DS}, v_x) \quad \text{mit} \quad M_{DS} = \frac{1}{\frac{1}{c_{DS}} + \frac{1}{c_{Rest}}} (\delta_K - \delta_R) \quad (3.8)$$

Neben der Lenkkraftunterstützung besitzen aktuelle aktive Lenksysteme weitere Aufgaben. Das aktive Rücklaufsystem passt das Unterstützungsmoment an, sobald das Lenkrad vom ausgelenkten Zustand wieder in die Nulllage lenkt. Daneben existieren Kompensationsfunktionen, um Reibung und Trägheiten durch ein zusätzliches Unterstützungsmoment auszugleichen. Da die Einflüsse des aktiven Rücklaufsystems und der Kompensationsfunktionen auf das zu untersuchende Übertragungsverhalten gering sind, bleiben diese nachfolgend in der Auslegung unberücksichtigt.

Die vorgestellten analytischen Zusammenhänge der Lenkung gelten hierbei für den in der Beispielachse verwendeten Lenkungsaufbau. Neben diesem Lenkungsaufbau, der auch als achsparalleler Zahnstangenantrieb bezeichnet wird, existieren Lenkungen mit Lenksäulenantrieb, Ritzelantrieb und Doppelritzelantrieb [BH04]. Diese unterscheiden sich in der Ausführung der elektromechanischen Lenkunterstützung. Dabei wird das Unterstützungsmoment an unterschiedlichen Stellen in das Lenkungssystem eingeprägt. Die vorgestellten analytischen Beziehungen verändern sich dementsprechend. Im Rahmen der Entwicklung

der Achsauslegungsmethode in Kapitel 5 wird eine allgemeingültige Lenkungsbeschreibung auch für diese Ausführungsvarianten hergestellt.

3.2. UNTERSUCHUNG DER SUBSYSTEMEIGENSCHAFTEN DER AXHSEN

Die Achsen eines Fahrzeugs stellen die Verbindungselemente zwischen den Rädern und dem Aufbau dar. In diesen Verbindungselementen entstehen Lasten²³ aufgrund von Wechselwirkungen zwischen beiden Körpern. Diese können aufgeteilt werden in Lasten, die infolge von Steifigkeiten aus dem Relativweg bzw. der Relativrotation entstehen, und Lasten, die aus der Relativgeschwindigkeit beider Körper infolge von Dämpfungen resultieren. Eine allgemeingültige Beschreibung des Achsverhaltens in Analogie zur Vorgehensweise nach ANGRICK bei Vernachlässigung der Achsreibung zeigt Formel 3.9 [Ang17].

$$\vec{D}^* + \vec{C}^* = \vec{L} \quad \text{mit} \quad \vec{D}^* = f(\dot{\vec{x}}) \quad \text{und} \quad \vec{C}^* = f(\vec{x}) \quad (3.9)$$

Dabei ergeben sich die Fahrwerklasten \vec{L} aus je einem Dämpfungsvektor \vec{D}^* und Steifigkeitsvektor \vec{C}^* . Diese Vektoren beinhalten nichtlineare²⁴ Funktionen, die sich aus den Freiheitsgraden \vec{x} der Achse relativ zum Aufbau nach Formel 3.10 zusammensetzen.

$$\vec{x} = [x_l, y_l, z_l, \gamma_l, \tau_l, \delta_l, x_r, y_r, z_r, \gamma_r, \tau_r, \delta_r, y_{ZS}]^T \quad (3.10)$$

Der Bewegungsvektor der Achse \vec{x} besteht dabei aus den jeweils sechs Freiheitsgraden des linken l und rechten r Rades (Längsverschiebung x , Querverschiebung y , Vertikalverschiebung z , Sturzwinkeländerung γ , Spinwinkeländerung τ und Spurwinkeländerung δ) sowie aus einem zusätzlichen Freiheitsgrad, der Zahnstangenbewegung y_{ZS} . In Analogie zum Bewegungsvektor bildet sich der Lastvektor aus jeweils drei Kräften und drei Momenten für beide Räder sowie einer zusätzlichen Zahnstangenkraft.

Zur Identifikation dieser nichtlinearen Dämpfungs- bzw. Steifigkeitsvektoren existieren statische und dynamische K&C-Prüfstände²⁵ wie beispielsweise durch LIU vorgestellt [LZG⁺18]. Diese Art von Prüfstand hat sich in der Fahrwerkentwicklung aufgrund der einfachen Möglichkeit zur Applikation unterschiedlicher Fahrzeuge durchgesetzt [Elb01]. Sie erlaubt eine einfache und schnelle Vermessung verschiedener Fahrwerke, ohne diese dabei vom Fahrzeug demontieren zu müssen. Beispielhaft zeigt Abbildung 3.4 einen statischen K&C-Prüfstand. Dabei wird die gefederte Masse des Fahrzeugs mechanisch mit dem Prüfstand verbunden und die ungefederten Massen während des Versuchs hydraulisch sowohl weg- als auch kraftgeregelt angesteuert.

Statische Achsprüfstände sind dadurch gekennzeichnet, dass sie das Rad quasistatisch mit einer Kraft, einem Moment oder einem Verfahrensweg beaufschlagen. Dynamische K&C-Prüfstände können dagegen auch transiente Kraft-, Momenten- oder Wegänderungen aufbringen und ermöglichen damit die Vermessung der Achse auch hinsichtlich ihrer dynamischen Eigenschaften.

Wie bereits erläutert ist es das Ziel des K&C-Prüfstands, die nichtlinearen Funktionen des Steifigkeitsvektors \vec{C}^* und Dämpfungsvektors \vec{D}^* zu identifizieren. Diese sind durch eine Kopplung aller Freiheitsgrade \vec{x} gekennzeichnet.

²³Der Begriff *Lasten* beschreibt nachfolgend alle auf einen Körper wirkenden Kräfte und Momente.

²⁴Die auf die statische Veränderungen der Freiheitsgrade bezogene Nichtlinearität ist in der Symbolik durch ein * am Symbol selbst gekennzeichnet.

²⁵„K&C“ steht für kinematics and compliance.



Abbildung 3.4.: Statischer K&C-Prüfstand mit aufgespanntem Fahrzeug zur Identifikation der Achskinematik und der Achselastokinematik.

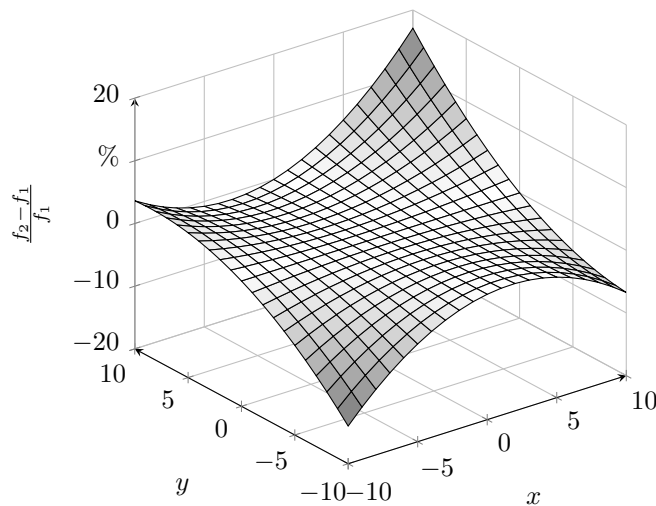
Demnach ist es zur vollständigen Identifikation dieser nichtlinearen Funktionen notwendig, jede Freiheitsgradkombination zu vermessen [Elb01]. Das führt für die betrachteten $D = 13$ Freiheitsgrade in \vec{x} bei einer Abtastung von $t = 10$ Stützstellen zu $n_M = t^{(D-2)} = 10^{11}$ Messungen, um das mehrdimensionale Kennfeld vollständig abzubilden. Da diese Anzahl an Messungen einen zu hohen Zeitaufwand benötigt, ist die Bestimmung des Achsverhaltens mit einer geringeren Anzahl von Messungen wünschenswert. Eine Lösungsmöglichkeit bietet die Nutzung von Verfahren zur statistischen Versuchsplanung [Elb01]. Jedoch ist auch hier die Anzahl der notwendigen Achsmessungen noch zu hoch.

Ein alternativer Ansatz ist die Vereinfachung des Kennfelds unter vollständiger oder teilweiser Nutzung der Superposition. Anhand eines einfachen Beispiels soll diese Vorgehensweise entsprechend Abbildung 3.5 näher erläutert werden. Dazu wird eine Funktion $f_1(x, y)$ mit einer nach Formel 3.11 durch Superposition aus $f_1(x, y)$ abgeleiteten Funktion $f_2(x, y)$ verglichen.

$$f_2(x, y) = f_1(x, 0) + f_1(0, y) \quad (3.11)$$

Mithilfe von Formel 3.11 werden die Koppelterme aus x und y in $f_1(x, y)$ eliminiert. In Abbildung 3.5 ist der daraus folgende prozentuale Fehler der Funktion $f_2(x, y)$ gegenüber der Ursprungsfunktion $f_1(x, y)$ dargestellt. Es wird ersichtlich, dass der prozentuale Fehler direkt aus den Koppeltermen folgt und mit größer werdenden Beträgen der Argumente x und y ansteigt. Jedoch müssen zur Vermessung von $f_2(x, y)$ bei einer Abtastung von $t = 10$ Stützstellen lediglich zwei Messungen, bei $f_1(x, y)$ jedoch zehn Messungen durchgeführt werden. Auf Basis dieser theoretischen Untersuchung kann geschlussfolgert werden, dass für kleine Amplituden der Freiheitsgrade des Fahrwerks im Bewegungsvektor \vec{x} ein geringer Fehler zu erwarten ist und für diesen Anwendungsfall durch Superposition eine hohe Zeitersparnis erzielt werden kann.

Die äquivalente Prüfung des Achsverhaltens auf Superponierbarkeit ist in der Realität schwierig, da eine Vielzahl von Messungen durchgeführt werden muss, um das mehrdimensionale Kennfeld korrekt abzubilden. In Untersuchungen konnte jedoch wie bereits in der theoretischen Untersuchung gezeigt werden, dass der Fehler für die betrachteten Achsen im für diese Arbeit relevanten Querbeschleunigungsbereich gering ist [RPL⁺17]. Nachfolgende Untersuchungen beschränken sich daher auf die superponierte Funktion.



Ursprungsfunktion:

$$f_1(x, y) = 7x^3 + 2x^2y + 3xy + xy^2 + 9y^3$$

$n = 10$ Messungen notwendig

Superponierte Funktion:

$$f_2(x, y) = 7x^3 + 9y^3$$

$n = 2$ Messungen notwendig

Abbildung 3.5.: Abbildungsfehler einer Ursprungsfunktion $f_1(x, y)$ durch die Beschreibung mithilfe einer superponierten Funktion $f_2(x, y)$.

Durch die Entkopplung der Freiheitsgrade mithilfe der Superposition ist es möglich, den jeweils nichtlinearen Steifigkeitsvektor \vec{C}^* und Dämpfungsvektor \vec{D}^* in Form von Formel 3.12 in eine jeweils nichtlineare Steifigkeitsmatrix \mathbf{C}^* und Dämpfungsmatrix \mathbf{D}^* zu überführen. Dadurch können die Steifigkeiten und Dämpfungen von den Bewegungsgrößen losgelöst werden.

$$\mathbf{D}^* \dot{\vec{x}} + \mathbf{C}^* \vec{x} = \vec{L} \quad \text{mit} \quad \mathbf{C}^* = \mathbf{C}(\vec{x}) \quad \text{und} \quad \mathbf{D}^* = \mathbf{D}(\dot{\vec{x}}) \quad (3.12)$$

Da die Lenkung für nachfolgende Betrachtungen separiert vom Achssystem analysiert werden soll, muss die Zahnstangenverschiebung aus dem Bewegungsvektor \vec{x} der Achse herausgelöst werden.²⁶ Es ergibt sich Formel 3.13.

$$\mathbf{D}^* \dot{\vec{x}} + \vec{D}_\delta^* \dot{y}_{zS} + \mathbf{C}^* \vec{x} + \vec{C}_\delta^* y_{zS} = \vec{L} \quad (3.13)$$

Im Weiteren soll eine geteilte Betrachtung der quasistatischen und dynamischen Eigenschaften erfolgen. Demnach werden die Lasten durch den Steifigkeitslastvektor \vec{L}_C und durch den Dämpfungslastvektor \vec{L}_D entsprechend Formel 3.14 aufgetrennt.

$$\vec{L}_D + \vec{L}_C = \vec{L} \quad \text{mit} \quad \vec{L}_D = \mathbf{D}^* \dot{\vec{x}} + \vec{D}_\delta^* \dot{y}_{zS} \quad \text{und} \quad \vec{L}_C = \mathbf{C}^* \vec{x} + \vec{C}_\delta^* y_{zS} \quad (3.14)$$

²⁶Dabei wird jeweils die letzte Zeile der Steifigkeitsmatrix \mathbf{C}^* , der Dämpfungsmatrix \mathbf{D}^* sowie des Lastenvektors \vec{L} eliminiert. Die eliminierten Zeilen werden anschließend in die Dämpfungsmatrix im nichtlinearen Lenkungsdämpfungsvektor \vec{D}_δ^* und für die Steifigkeitsmatrix im nichtlinearen Lenkungssteifigkeitsvektor \vec{C}_δ^* zusammengefasst.

In der Fahrwerksauslegung hat sich die kinematische Beschreibung der Lenkbewegung des Radträgers auf Basis der Zahnstangenverschiebung durchgesetzt. Diese ergibt sich, wenn keine Kräfte im System vorherrschen. Demnach ist es sinnvoll, diese Beziehung anhand des nichtlinearen Lenkkinematikvektors \vec{i}^* zu beschreiben.²⁷ Für den Steifigkeitslastvektor ergibt sich nun Formel 3.15.

$$\vec{L}_C = \mathbf{C}^* \left(\vec{x} - \vec{i}^* y_{ZS} \right) \quad \text{mit} \quad \vec{i}^* = -\mathbf{C}^{*-1} \vec{C}_\delta^* \quad (3.15)$$

Analog dazu erfolgt die Formulierung des Dämpfungslastvektors nach Formel 3.16.

$$\vec{L}_D = \mathbf{D}^* \left(\dot{\vec{x}} - \dot{\vec{i}}^* y_{ZS} \right) \quad \text{mit} \quad \dot{\vec{i}}^* = -\mathbf{D}^{*-1} \dot{\vec{D}}_\delta^* \quad (3.16)$$

Anhand der Formeln 3.15 und 3.16 wird ersichtlich, dass das Fahrwerk durch kinematische bzw. elastokinematische Achseigenschaften und Dämpfungseigenschaften beschrieben werden kann. Dabei besitzt das Fahrwerk mit dem Zahnstangenweg lediglich einen kinematischen Freiheitsgrad in dieser Betrachtung.²⁸ Nachfolgend werden nun die kinematischen bzw. elastokinematischen Eigenschaften und Dämpfungseigenschaften der Achse näher untersucht.

3.2.1. KINEMATISCHE ACHSEIGENSCHAFTEN

Wie bereits im vorherigen Kapitel beschrieben sind die kinematischen Achseigenschaften ausschließlich durch kinematische Übersetzungen definiert. Die Identifikation des nichtlinearen Lenkkinematikvektors \vec{i}^* auf dem K&C-Prüfstand kann nach Formel 3.15 bzw. 3.16 für $\vec{L}_C = \vec{L}_D = 0$ erfolgen. Dazu wird eine Zahnstangenbewegung aufgeprägt und die resultierende kraftfreie Radstellung gemäß Formel 3.17 aufgezeichnet.

$$\vec{x} = \vec{i}^* y_{ZS} \quad \text{bzw.} \quad \dot{\vec{x}} = \dot{\vec{i}}^* y_{ZS} \quad (3.17)$$

Die Achskinematik kann anhand Formel 3.17 als kinematisches Übertragungselement nach Abbildung 3.6 beschrieben werden. Die Eingangsgröße in das Übertragungselement ist der Zahnstangenweg, aus dem sich alle Freiheitsgrade der Achse ergeben. Die Besetzung der Elemente des nichtlinearen Lenkkinematikvektors \vec{i}^* kann mithilfe der Interpolation von Prüfstandsmessungen durch Polynome erfolgen [Elb01].

In Anhang A.2 kann die Abhängigkeit der resultierenden Radträgerstellung vom Zahnstangenweg für die Beispielachse nachvollzogen werden.

3.2.2. ELASTOKINEMATISCHE ACHSEIGENSCHAFTEN

Neben den kinematischen Achseigenschaften besitzt das Fahrzeug zudem Achseigenschaften aufgrund von Elastizitäten. Diese elastokinematischen Achseigenschaften werden durch die Elastomerlager-, Bauteil- und Karosseriesteifigkeiten verursacht.

²⁷Der nichtlineare Lenkkinematikvektor \vec{i}^* beschreibt den kinematischen Zusammenhang zwischen der Zahnstangenverschiebung und der Lenkbewegung des Radträgers in allen Raumrichtungen.

²⁸Oftmals wird dem Radträger neben dem Zahnstangenweg auch die Vertikaleinfederung als kinematischer Freiheitsgrad zugesprochen. Diese Aussage ist jedoch unzutreffend, da es sich dabei um eine elastische Kopplung von Aufbau und Rad handelt. Das Federbein (Feder und Schubgelenk) stellt damit ein Äquivalent zu den anderen Lenkern dar, die ebenfalls als Federbeine interpretiert werden können. Die Vertikaleinfederung ist demnach der Elastokinematik zuzuordnen.

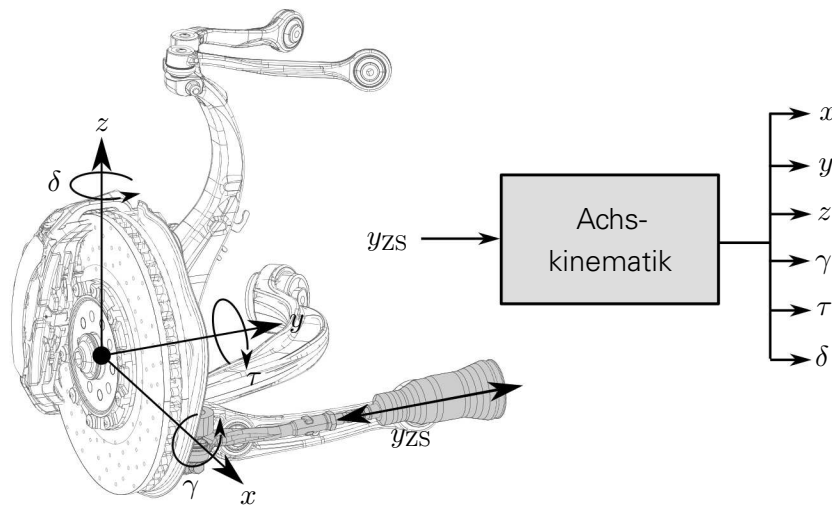


Abbildung 3.6.: Freiheitsgrade des Radträgers und Darstellung des Übertragungselements Achskinematik.

Durch das gezielte Einbringen von Elastomerlagern in das Fahrwerk werden die einzelnen Bauteile elastisch entkoppelt, was den Fahrkomfort des Fahrzeugs verbessert. Jedoch werden durch die zusätzlichen Elastomerlager weitere hohe Nachgiebigkeiten in das Fahrwerk eingebracht, die die Radstellung deutlich durch angreifende Kräfte und Momente beeinflussen. Diese Lasten wirken in alle Raumrichtungen sowie um alle Raumachsen und bewirken auf Basis der nichtlinearen Steifigkeitsmatrix C^* eine Radstellungsveränderung.

Zur messtechnischen Bestimmung der nichtlinearen Steifigkeitsmatrix kann Formel 3.14 für $y_{ZS} = 0$ bei quasistatischer Anregung ($\dot{\vec{x}} = \dot{y}_{ZS} \approx 0$) verwendet werden. Der Zusammenhang zwischen Last und Radstellung ist in Formel 3.18 dargestellt.

$$\vec{L} = \vec{L}_C = C^* \vec{x} \quad (3.18)$$

Demnach ist es notwendig, die Achse mit definierten Radbewegungen zu beanspruchen und die resultierenden Kräfte und Momente zu messen. Die messtechnische Bestimmung dieser Lasten hat in der praktischen Anwendung folgende Nachteile:

- Um die Elemente der Steifigkeitsmatrix zu identifizieren, muss das Rad in eine Raumrichtung bewegt werden, währenddessen alle übrigen Raumrichtungen zu blockieren sind. In der praktischen Anwendung kann das nur durch eine geeignete Lageregelung erfolgen.
- Wächst ein Element der Steifigkeitsmatrix stark (beispielsweise durch eine Progression oder einen Anschlag), versucht die Regelung weiterhin, den benötigten Weg einzustellen. Die hierbei auftretenden Kräfte stellen ein Sicherheitsrisiko dar und sind mitunter so hoch, dass eine Beschädigung des Prüflings oder des Prüfstands auftreten kann.

Daher ist es zur messtechnischen Bestimmung der nichtlinearen Zusammenhänge einfacher, die Achse mithilfe wirkender Kräfte bzw. Momente zu beanspruchen und die Radbewegung zu messen. Die Beziehung zwischen Lasten und Wegen bzw. Winkeln ergibt sich dann nach Formel 3.19.

$$\vec{x} = N^* \vec{L}_C \quad \text{mit} \quad N^* = N(\vec{L}_C) \quad (3.19)$$

Eine Verknüpfung beider Größen findet mithilfe einer nichtlinearen Nachgiebigkeitsmatrix \mathbf{N}^* statt. Mathematisch betrachtet entspricht diese Matrix der Inversen der Steifigkeitsmatrix \mathbf{C}^* . Beide Matrizen unterscheiden sich in der Form ihrer nichtlinearen Abhängigkeiten. So sind die Elemente der Steifigkeitsmatrix direkt von den aktuellen Verschiebungen \vec{x} abhängig. Dagegen bestehen die Elemente der Nachgiebigkeitsmatrix aus Abhängigkeiten der wirkenden Lasten \vec{L}_C . Eine analytische Überführung ist nur bedingt möglich. Mithilfe numerischer Verfahren sind jedoch beide Systeme ineinander überführbar. Aufgrund der vorgestellten Vorteile der Parametrierbarkeit wird nachfolgend die Nachgiebigkeitsmatrix für die weiteren Analysen herangezogen. Die Elemente der Nachgiebigkeitsmatrix können dabei analog zum vorherigen Kapitel mithilfe einer Polynomidentifikation ermittelt werden. Zur anschaulicheren Analyse und Interpretation wird diese Nachgiebigkeitsmatrix weiter umgeformt. Bei der Nachgiebigkeitsmatrix handelt es sich um eine 12x12-Matrix, die sowohl die Radbewegung des linken als auch rechten Rades auf Basis von Kräften bzw. Momenten am linken und rechten Rad beschreibt. Zur Analyse des Achsverhaltens reicht unter Annahme symmetrischer Achseigenschaften die Extraktion der sechs Zeilen des zu untersuchenden rechten Rades aus der Nachgiebigkeitsmatrix. Da beide Räder einer Achse miteinander wechselwirken können, werden zusätzlich die Belastungsvektoren der Räder unterschieden. Der Index Di beschreibt dabei die auf den beobachteten (rechten) Radträger wirkenden direkten Lasten. Entsprechend ist der Index In für die wirkenden indirekten Lasten am anderen unbeobachteten (linken) Radträger der gleichen Achse definiert. Der Zusammenhang zwischen direkt angreifenden und indirekt angreifenden Belastungen zur Radstellung ergibt sich auf Basis von Formel 3.19 demnach nach Formel 3.20.

$$\begin{aligned} \vec{x}_{Di} &= \mathbf{N}_{Di}^* \vec{L}_{Di} + \mathbf{N}_{In}^* \vec{L}_{In} \\ &= \begin{bmatrix} n_{xF_{x,Di}}(F_{x,Di}) \dots n_{xM_{z,Di}}(M_{z,Di}) \\ n_{yF_{x,Di}}(F_{x,Di}) \dots n_{yM_{z,Di}}(M_{z,Di}) \\ \vdots \quad \ddots \quad \vdots \\ n_{\delta F_{x,Di}}(F_{x,Di}) \dots n_{\delta M_{z,Di}}(M_{z,Di}) \end{bmatrix} \vec{L}_{Di} + \begin{bmatrix} n_{xF_{x,In}}(F_{x,In}) \dots n_{xM_{z,In}}(M_{z,In}) \\ n_{yF_{x,In}}(F_{x,In}) \dots n_{yM_{z,In}}(M_{z,In}) \\ \vdots \quad \ddots \quad \vdots \\ n_{\delta F_{x,In}}(F_{x,In}) \dots n_{\delta M_{z,In}}(M_{z,In}) \end{bmatrix} \vec{L}_{In} \quad (3.20) \end{aligned}$$

Die Radposition \vec{x}_{Di} des direkten Radträgers resultiert aus den angreifenden Lasten $\vec{L}_{Di,In}$ mithilfe direkter und indirekter Nachgiebigkeitsmatrizen. Die direkte nichtlineare Nachgiebigkeitsmatrix \mathbf{N}_{Di}^* beschreibt dabei den Zusammenhang zwischen Lasten und Positionen bzw. Winkeln am beobachteten Radträger. Neben der direkten Elastokinematik existiert einerseits durch die Anbindung der Lenker an die Karosserie oder an den Achsträger und andererseits durch die Verbindung beider Radträger durch Lenkung oder Stabilisator auch eine indirekte Elastokinematik. Dabei resultiert eine Radposition des direkten Radträgers, die durch Belastungen am indirekten Radträger der gleichen Achse entsteht. Diese ist mit dem direkten Radträger durch die indirekte nichtlineare Nachgiebigkeitsmatrix \mathbf{N}_{In}^* verknüpft. Das gesamthafte Übertragungssystem kann nach Abbildung 3.7 beschrieben werden. Die Eingangsgrößen in das Übertragungssystem sind im Analysebeispiel je sechs direkte und indirekte Lasten. Nachfolgend werden die direkten und indirekten elastokinematischen Achseigenschaften auf Basis von Längs-, Seiten- und Vertikalkräften sowie Spin-, Sturz- und Spurmomenten analysiert.

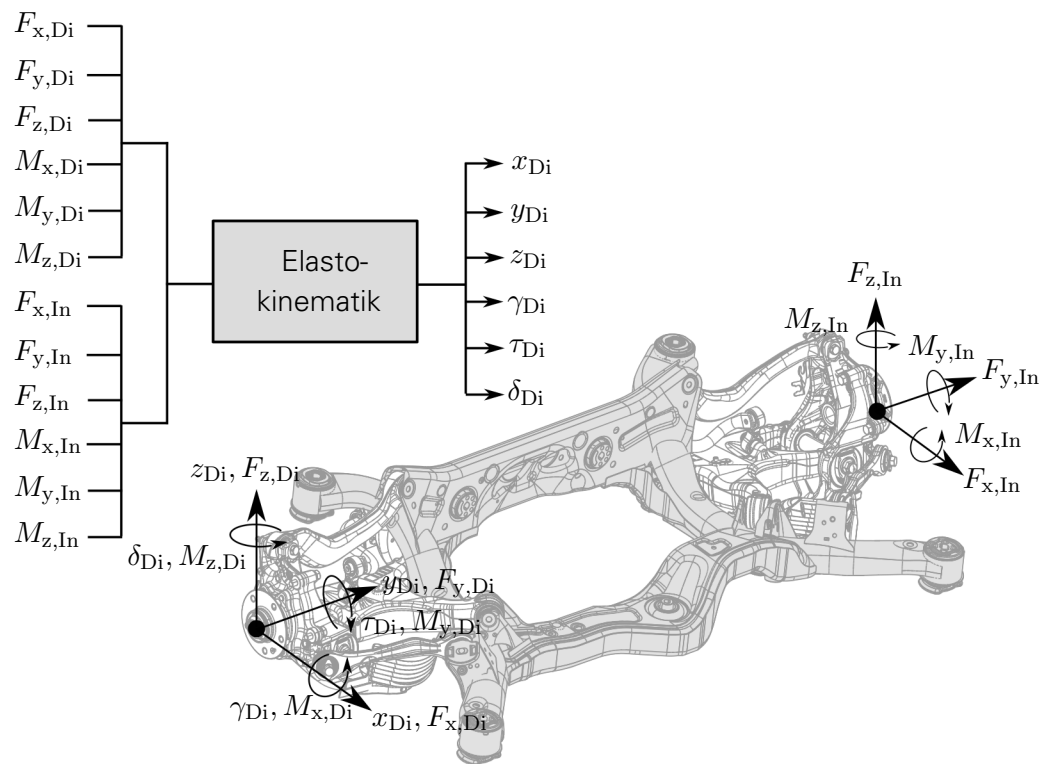


Abbildung 3.7.: Freiheitsgrade des Radträgers und Darstellung des Übertragungselements Elastokinematik.

Um eine getrennte Untersuchung der direkten und indirekten Nachgiebigkeitsmatrizen zu ermöglichen, werden insgesamt 12 Versuche benötigt.²⁹ Dabei werden für die Analyse der direkten nichtlinearen Nachgiebigkeitsmatrix \mathbf{N}_{Di}^* die entsprechenden Lasten auf den beobachteten Radträger eingepreßt. Der unbeobachtete Radträger ist kraft- und momentenfrei ($\vec{L}_{In} = 0$). Die resultierende Radstellung ergibt sich somit ausschließlich aus der direkten Nachgiebigkeitsmatrix gemäß Formel 3.20. Zur Analyse der indirekten nichtlinearen Nachgiebigkeit \mathbf{N}_{In}^* werden Kräfte und Momente auf den unbeobachteten Radträger aufgepreßt. Der beobachtete Radträger ist kraft- und momentenfrei ($\vec{L}_{Di} = 0$). Demnach ergibt sich die beobachtete Radstellung ausschließlich aus der indirekten Nachgiebigkeitsmatrix gemäß Formel 3.20. Für die Untersuchung ist es notwendig, alle Kräfte einseitig am beobachteten bzw. unbeobachteten Radträger aufzupreßen. Alternativ können zur Analyse auch gleichzeitig Lasten sowohl am beobachteten als auch unbeobachteten Radträger aufgebracht werden. Die Einprägung der Lasten muss dabei für den beobachteten und unbeobachteten Radträger gleich- und gegenphasig erfolgen.

Da für die nachfolgenden Untersuchungen kein einseitiger Längskraft- bzw. Spinnmomentenversuch vorhanden ist, können die Elemente der ersten und vierten Spalte beider Nachgiebigkeitsmatrizen nicht analysiert und parametrisiert werden. Das bedeutet, dass der Achsauslegungsprozess das Achsverhalten bei einseitigen Beanspruchungen nicht vollständig abbilden kann. Da der Fokus der Arbeit jedoch entsprechend der Randbedingungen nicht auf einseitiger Längskraftanregung liegt, können diese Elemente vernachlässigt werden. Auch die Vermessung des Spinwinkels kann mithilfe des verwendeten Prüfstands mechanisch nur bei gebremstem Rad stattfinden. Daher ist die vollständige Analyse der Nachgiebigkeiten der Spinwinkelzeile nicht möglich. Nachdem der Spinwinkel aber ohnehin eine untergeordnete

²⁹ Jeweils zwei Versuche für jeden einzelnen der sechs elastokinematischen Freiheitsgrade des Radträgers. Der erste Versuch identifiziert dabei die direkte und der zweite Versuch die indirekte Nachgiebigkeitsmatrix.

Rolle innerhalb der Achsauslegung im Rahmen dieser Arbeit einnimmt, wird diese Zeile nachfolgend vernachlässigt.³⁰

Mit dem für diese Untersuchung verwendeten K&C-Prüfstand ist es aufgrund des Prüfstandaufbaus selbst nicht möglich, eine Seitenkraft am Radträgermittelpunkt aufzubringen, weshalb die Seitenkraft am Radaufstandspunkt in den Radträger übertragen wird. Demnach kommt es zu einem zeitgleichen Aufbringen von Seitenkraft und Sturzmoment. Der Zusammenhang wird dabei anhand Formel 3.21 beschrieben.

$$M_{x,Di,In} = F_{y,Di,In} r_s \quad (3.21)$$

Demnach ergibt sich das Sturzmoment $M_{x,Di,In}$ aus der eingepprägten Seitenkraft $F_{y,Di,In}$ über einen definierten statischen Radhalbmesser r_s . Diese Vereinfachung führt dabei zu Abweichungen, weil sich der wirksame Radhalbmesser in der Realität durch unterschiedliche Belastungszustände verändert. Auf Basis dieser Vereinfachung ergeben sich die Nachgiebigkeitsmatrizen zu Formel 3.22.

$$\begin{aligned} \vec{x}_{Di} &= \mathbf{N}_{Di}^* \vec{L}_{Di} + \mathbf{N}_{In}^* \vec{L}_{In} \\ &= \begin{bmatrix} n_{xF_{x,Di}}(F_{x,Di}) & n_{xF_{yRAP,Di}}(F_{y,Di}) & \dots & n_{xM_z,Di}(M_z,Di) \\ n_{yF_{x,Di}}(F_{x,Di}) & n_{yF_{yRAP,Di}}(F_{y,Di}) & \dots & n_{yM_z,Di}(M_z,Di) \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ n_{\delta F_{x,Di}}(F_{x,Di}) & n_{\delta F_{yRAP,Di}}(F_{y,Di}) & \dots & n_{\delta M_z,Di}(M_z,Di) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} F_{x,Di} \\ F_{y,Di} \\ F_{z,Di} \\ M_{z,Di} \end{bmatrix} + \\ &\quad \begin{bmatrix} n_{xF_{yRAP,In}}(F_{y,In}) & \dots & n_{xM_z,In}(M_z,In) \\ n_{yF_{yRAP,In}}(F_{y,In}) & \dots & n_{yM_z,In}(M_z,In) \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ n_{\delta F_{yRAP,In}}(F_{y,In}) & \dots & n_{\delta M_z,In}(M_z,In) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} F_{y,In} \\ F_{z,In} \\ M_{z,In} \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (3.22)$$

In Anhang A.3 werden zum besseren Verständnis die direkten und indirekten Nachgiebigkeitsmatrizen für die einzelnen Freiheitsgrade in Formel 3.22 anhand der Beispielachse individuell untersucht.

3.2.3. DÄMPFUNGSEIGENSCHAFTEN DER ACHSE

Neben den statischen Eigenschaften besitzt die Achse ebenfalls dämpfende Achseigenschaften. Diese dynamischen Achseigenschaften resultieren aus Dämpfungen des Aufbaudämpfers, der Elastomerlager und weiterer Bauteile, die in der nichtlinearen Dämpfungsmatrix \mathbf{D}^* beschrieben werden. Die Identifikation dieser Dämpfungsmatrix kann nach Formel 3.16 bei fixierter Zahnstangenbewegung $y_{ZS} = \dot{y}_{ZS} = 0$ erfolgen. Dabei ist es notwendig, die dynamisch resultierenden Lasten um die elastokinematischen Achseigenschaften nach Formel 3.23 zu reduzieren.

$$\vec{L} - \mathbf{C}^* \dot{\vec{x}} = \vec{L}_D = \mathbf{D}^* \dot{\vec{x}} \quad (3.23)$$

³⁰Der Spinwinkel τ beschreibt die Rotation des Radträgers um dessen y-Achse. Ist die Bremse nicht geschlossen, besitzt der Spinwinkel durch die freie Radrotation keinen Einfluss auf das in dieser Arbeit betrachtete Fahrzeugverhalten. Lediglich im gebremsten Zustand definiert der Spinwinkel gemeinsam mit der Längs- und Vertikalverschiebung des Radträgers die Längsabstützung des Fahrzeugs. Diese wird im entsprechenden Kapitel betrachtet.

Nachfolgend soll die nichtlineare Dämpfungsmatrix \mathbf{D}^* näher analysiert werden. Unter der Annahme symmetrischer Achsdämpfungseigenschaften zwischen linkem und rechtem Radträger können in Analogie zu Kapitel 3.2.2 die ersten sechs Zeilen des zu untersuchenden rechten Radträgers extrahiert werden.

$$\begin{aligned} \vec{L}_{Di} &= \mathbf{D}_{Di}^* \dot{\vec{x}}_{Di} + \mathbf{D}_{In}^* \dot{\vec{x}}_{In} \\ &= \begin{bmatrix} d_{F_x \dot{x}_{Di}}(\dot{x}_{Di}) & \dots & d_{F_x \dot{\delta}_{Di}}(\dot{\delta}_{Di}) \\ d_{F_y \dot{x}_{Di}}(\dot{x}_{Di}) & \dots & d_{F_y \dot{\delta}_{Di}}(\dot{\delta}_{Di}) \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ d_{M_z \dot{x}_{Di}}(\dot{x}_{Di}) & \dots & d_{M_z \dot{\delta}_{Di}}(\dot{\delta}_{Di}) \end{bmatrix} \dot{\vec{x}}_{Di} + \begin{bmatrix} d_{F_x \dot{x}_{In}}(\dot{x}_{In}) & \dots & d_{F_x \dot{\delta}_{In}}(\dot{\delta}_{In}) \\ d_{F_y \dot{x}_{In}}(\dot{x}_{In}) & \dots & d_{F_y \dot{\delta}_{In}}(\dot{\delta}_{In}) \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ d_{M_z \dot{x}_{In}}(\dot{x}_{In}) & \dots & d_{M_z \dot{\delta}_{In}}(\dot{\delta}_{In}) \end{bmatrix} \dot{\vec{x}}_{In} \end{aligned} \quad (3.24)$$

Dabei bilden sich die Dämpfungskräfte aufgrund von Verschiebungs- und Rotationsgeschwindigkeiten des direkten Di (beobachteten) und des indirekten In (unbeobachteten) Radträgers. Zur Bestimmung aller Elemente der beiden Dämpfungsmatrizen ist die Verwendung eines dynamischen K&C-Prüfstands notwendig. Da jedoch für diese Untersuchungen ausschließlich ein statischer K&C-Prüfstand zur Verfügung steht, kann die vollständige Bestimmung beider Dämpfungsmatrizen \mathbf{D}_{Di}^* und \mathbf{D}_{In}^* nicht erfolgen. Demnach werden im zu entwickelnden Achsauslegungsprozess „Nebendämpfungen“ sowie der gekoppelte Dämpfungseinfluss beider Radträger vernachlässigt. Der dabei entstehende Fehler ist unbekannt und nicht Gegenstand dieser Dissertation. Lediglich die Wirkung der Aufbaudämpfer als Bestandteile der Dämpfungsmatrizen soll nachfolgend integriert werden. Die Vermessung des Dämpfers findet auf einem dynamischen Komponentenprüfstand anhand eines VDA-Prüfverfahrens statt, bei dem der Dämpfer mit einer definierten Anregungsamplitude mit steigender Frequenz beaufschlagt wird. In Analogie zu Kapitel 3.2.2 kann die vermessene Kennlinie ebenfalls auf Basis eines Polynoms beschrieben werden.

Abbildung 3.8 zeigt den Zusammenhang zwischen der Dämpferkraft und der Dämpfergeschwindigkeit entsprechend des VDA-Prüfverfahrens.

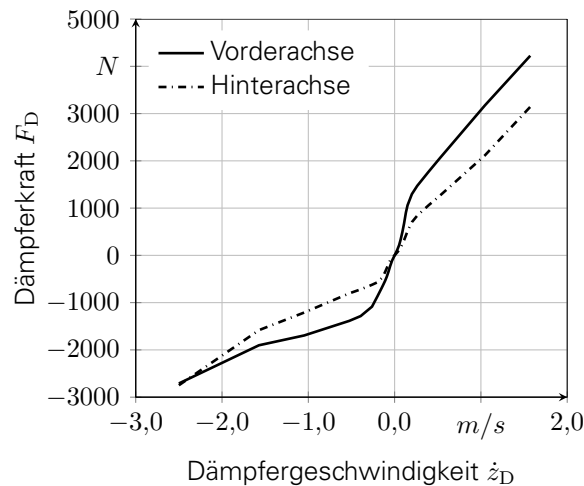


Abbildung 3.8.: Kraftaufbau des Dämpfers der Vorder- und Hinterachse infolge einer Ein- bzw. Ausfedergeschwindigkeit.

Anhand Abbildung 3.8 wird zunächst ersichtlich, dass sich ein deutlich nichtlineares Verhalten zwischen Dämpfergeschwindigkeit und Dämpferkraft einstellt. Die bei negativen Dämpfungskräften definierte Druckstufe weist dabei eine geringere Dämpfung auf als die bei positiven Dämpfungskräften definierte Zugstufe. Im Bereich geringer Dämpfergeschwindigkeiten bis

$\pm 0,2$ m/s besitzen beide Dämpfer eine höhere Dämpfung als im Bereich großer Dämpfergeschwindigkeiten. Der Vorderachsdämpfer besitzt dabei eine höhere Dämpfung als der Hinterachsdämpfer.

Da der Dämpfer im Normalfall nicht vertikal in die Achse integriert ist, muss zwischen der Radträger- und der Dämpferbewegung unterschieden werden. Bei einem Dämpfer handelt es sich um ein uniaxiales Kraffelement, das bei vereinfachter Betrachtung ausschließlich Kräfte infolge axialer Ein- und Ausfedergeschwindigkeiten bildet. Durch die Einbaulage des Dämpfers ergeben sich Dämpfungswirkungen in allen translatorischen und rotatorischen Richtungen. Daher werden nachfolgend die Dämpferkraft sowie die Dämpfergeschwindigkeit mithilfe der Dämpferübersetzung auf den Radträger bezogen und in Formel 3.24 integriert. Es ergibt sich die direkte nichtlineare Dämpfungsmatrix \mathbf{D}_{Di}^* entsprechend Formel 3.25 bei Vernachlässigung der Nebendämpfungen und der indirekten Dämpfung.

$$\vec{L}_{Di} = \mathbf{D}_{Di}^* \vec{x}_{Di} = \vec{i}_D D^* \vec{i}_D^T \vec{x}_{Di} \quad \text{mit} \quad \vec{i}_D^T = (i_{Dxz} \quad i_{Dyz} \quad i_{Dzz} \quad i_{D\gamma z} \quad i_{D\tau z} \quad i_{D\delta z}) \quad (3.25)$$

Die direkte nichtlineare Dämpfungsmatrix besteht dabei aus der nichtlinearen Dämpfung \mathbf{D}_{Di}^* entsprechend Abbildung 3.8, die mithilfe der Dämpferübersetzungen \vec{i}_D auf die Radträgergeschwindigkeiten bezogen ist.

3.3. UNTERSUCHUNG DER SUBSYSTEMEIGENSCHAFTEN DES REIFENS

Der Reifen ist das einzige Bindeglied zwischen einem Fahrzeug und der Straße. Mithilfe des Reifens werden die durch das Lenkrad aufgebrachten Bewegungen des Radträgers in Kräfte und Momente am Radaufstandspunkt transformiert. Diese Kräfte und Momente gleichen die dynamischen Massenkräfte des Fahrzeugs beispielsweise bei Kurvenfahrt aus. Der Reifen bildet demnach einen essenziellen Bestandteil innerhalb der Fahrwerksauslegung.

In Analogie zu den vorangegangenen Subsystemen kann auch der Reifen als Übertragungselement entsprechend Abbildung 3.9 beschrieben werden. Nachfolgende Betrachtungen beziehen sich, gemäß den in Kapitel 1.3 definierten Randbedingungen, ausschließlich auf die quer- und vertikaldynamischen Reifeneigenschaften.

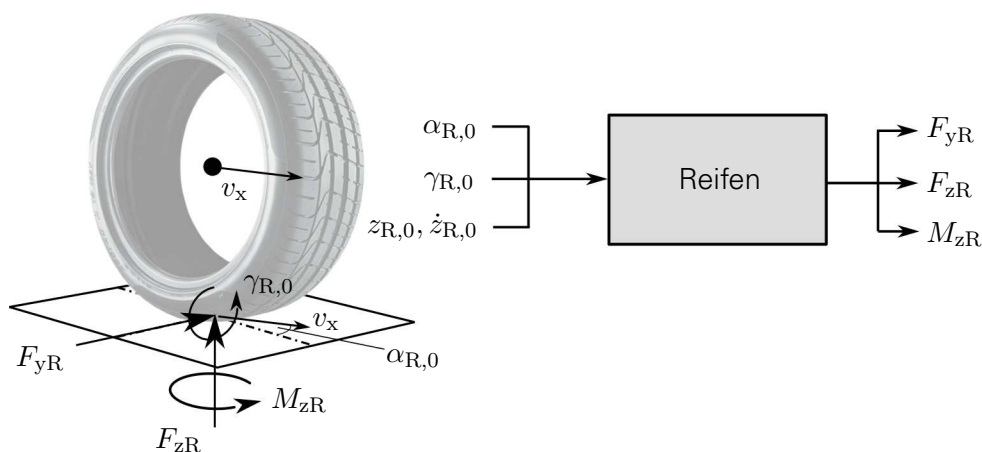
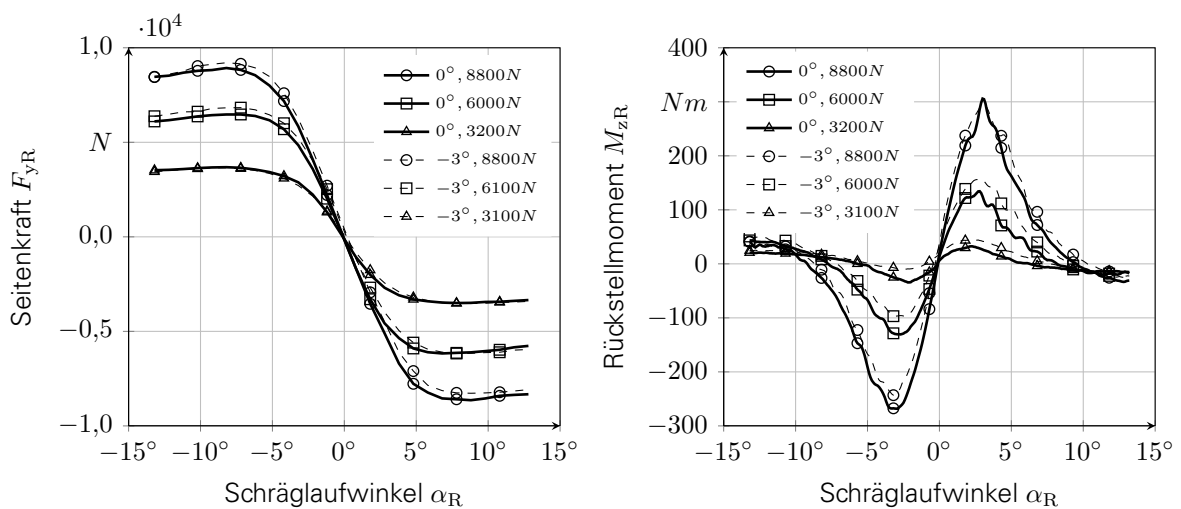


Abbildung 3.9.: Quer- und vertikaldynamisches Übertragungselement für das Subsystem Reifen.

Der Reifen transformiert den Schräglaufwinkel $\alpha_{R,0}$, den Sturzwinkel $\gamma_{R,0}$ und die Vertikaleinfederung $z_{R,0}$ bzw. Vertikaleinfederungsgeschwindigkeit $\dot{z}_{R,0}$ in Kräfte und Momente am Radaufstandspunkt in der zweidimensionalen Radaufstandsfläche. Es entstehen Seitenkräfte F_{yR} sowie Rückstellmomente M_{zR} . Zusätzlich wirkt der Reifen vereinfacht in vertikaler Richtung auf ebener Fläche entsprechend des Kelvin-Voigt-Modells³¹. Demnach entstehen Vertikalkräfte F_{zR} infolge einer Reifenvertikaldämpfung und -steifigkeit.

Zur Vermessung des Reifens ist es notwendig, dessen Kräfte und Momente als Resultat der aufgebrachten Radbewegungen zu analysieren. Dazu existieren eine Vielzahl von unterschiedlichen stationären und mobilen Prüfständen [Put17]. Nachfolgende Reifeneigenschaften wurden auf einem Flachbahnprüfstand ermittelt. Dabei wird der Reifen trocken und konditioniert auf eine festgelegte Temperatur bei einem definierten Fülldruck auf einer ebenen Oberfläche vermessen. Die Reifen-Fahrbahn-Reibpaarung wird durch einen Ersatzreibbelag auf der Flachbahn simuliert.

Nachfolgend werden die so gewonnenen Reifeneigenschaften analysiert. Dazu zeigt Abbildung 3.10a zunächst die Abhängigkeit der Seitenkraft sowie Abbildung 3.10b die Abhängigkeit des Rückstellmoments von jeweils Schräglaufwinkel, Sturzwinkel und Radlast für den betrachteten Beispielreifen, wie er zu Beginn des Kapitel 3 beschrieben wird.



(a) Seitenkraft in Abhängigkeit von Schräglaufwinkel, Sturzwinkel und Radlast. (b) Rückstellmoment in Abhängigkeit von Schräglaufwinkel, Sturzwinkel und Radlast.

Abbildung 3.10.: Seitenkraft und Rückstellmoment des Reifens.

In Abbildung 3.10a wird ersichtlich, dass die Seitenkraft bei geringen Schräglaufwinkeln bis ca. drei Grad einen nahezu linearen Anstieg aufweist. Die Steigung dieses linearen Anstiegs der Seitenkraft über dem Schräglaufwinkel wird als Schräglaufsteifigkeit bezeichnet. Dabei wird ersichtlich, dass die Schräglaufsteifigkeit mit zunehmender Radlast ansteigt. Erklärt werden kann dieses Verhalten bei Betrachtung der Reifenaufstandsfläche. Bei geringen Schräglaufwinkeln entsteht in der Reifenaufstandsfläche durch Adhäsion eine Deformation der Profilstollenelemente. Gelangt das Profilstollenelement in den Eingriff, wird es, solange es sich in der Radaufstandsfläche befindet, aufgrund des Schräglaufwinkels lateral deformiert. Dadurch bildet es auf Basis der Materialeigenschaften eine laterale Kraft, die summiert für alle Profilelemente zur Seitenkraft führt. Neben der Profildeformation kommt es zusätzlich zu einer lateralen Deformation des kompletten Reifens, die zu einer Verringerung der Profildeformation und somit der entstehenden Seitenkraft führt. [MGM⁺97, Pac12]

³¹Das Kelvin-Voigt-Modell beschreibt eine Parallelschaltung eines Feder- und Dämpferelements.

Da der resultierende Kraftangriffspunkt der Deformationsfläche nicht in der Reifenmittelebene liegt, sondern um den Reifennachlauf versetzt ist, kommt es zusätzlich zur Ausbildung eines Rückstellmoments, wie es in Abbildung 3.10b dargestellt ist. Da sich zusätzlich zur Seitenkraftveränderung über dem Schräglaufwinkel auch die Kraftschwerpunktlage (Reifennachlauf) verändert, weist das Rückstellmoment einen zunächst ansteigenden und bei ca. 4° Schräglaufwinkel einen abfallenden Kurvenverlauf auf. [Pac12]

Bei größeren Schräglaufwinkeln erfolgt eine deutliche Degression der Seitenkraft bzw. des Rückstellmoments, bis beide genannten Größen jeweils den Maximalwert erreichen. Wird der Schräglaufwinkel weiter erhöht, verringert sich die Seitenkraft bzw. das Rückstellmoment. Dabei kommt es in diesem Bereich zu einer Zunahme der gleitenden Reifenkontaktfläche, da die zunehmende Profildeformation durch den Haftreibungskoeffizient des Reifen-Straße-Kontakts begrenzt wird. Befindet sich die komplette Radaufstandsfläche im Gleitzustand, wird eine Sättigung des Seitenkraftverlaufs erreicht. [Pac12]

Neben dem Schräglaufwinkel führt auch der Sturzwinkel zur Ausbildung von Seitenkraft. In Abbildung 3.10a ist dazu die Seitenkraftentstehung in Abhängigkeit des Schräglaufwinkels unter einem Sturzwinkel von -3° dargestellt. Dabei wird ersichtlich, dass es zu einer Vertikalverschiebung der Seitenkraftkurve kommt. Demnach wirkt ein zusätzlicher Sturzwinkel wie eine additive Seitenkraft. [Pac12]

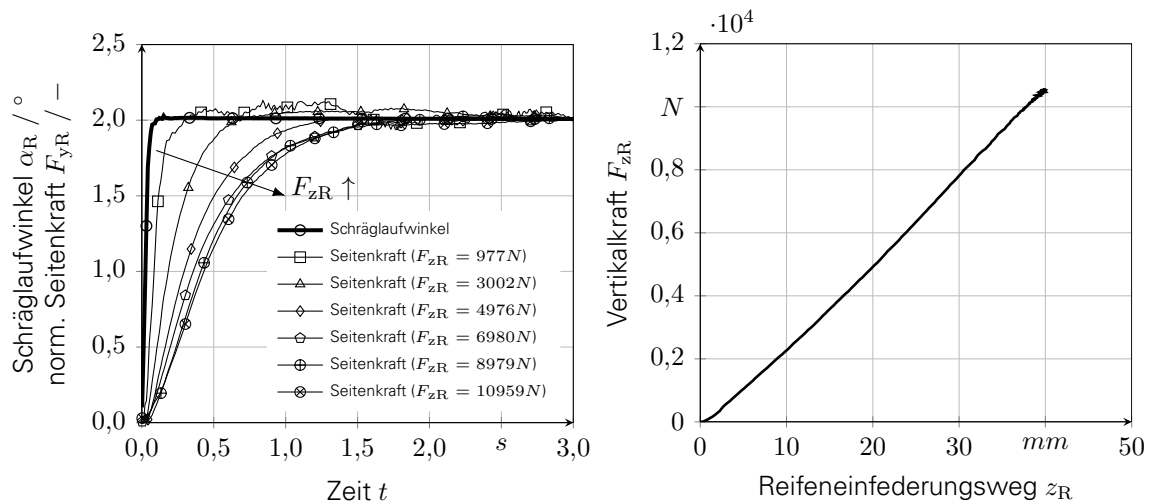
Zur physikalischen Beschreibung der Reifeneigenschaften existiert eine Vielzahl an Modellen innerhalb der Literatur. Im Rahmen dieser Arbeit wird nachfolgend zunächst das quasistationäre Reifenverhalten anhand Formel 3.26 beschrieben [Pac12].

$$F_{yR} = c_{\alpha R}(F_{zR})\alpha_{R,0} + c_{\gamma R}(F_{zR})\gamma_{R,0} \quad (3.26)$$

Dabei ergibt sich die resultierende Reifenseitenkraft aus der Schräglaufsteifigkeit $c_{\alpha R}$ und der Sturzsteifigkeit $c_{\gamma R}$ bei Auftreten eines Schräglaufwinkels $\alpha_{R,0}$ bzw. Sturzwinkels $\gamma_{R,0}$. Wird der Schräglaufwinkel wie in Abbildung 3.10 nicht quasistatisch sondern dynamisch verändert, dann ergibt sich das transiente Reifenverhalten. Dazu zeigt Abbildung 3.11a den resultierenden Seitenkraftaufbau nach einem Schräglaufwinkelsprung für verschiedene Radlasten. Es wird ersichtlich, dass die Reifenseitenkraft je nach Radlast dem Schräglaufwinkelsprung deutlich zeitverzögert folgt. Zur Beschreibung dieses transienten Reifenseitenkraftverhaltens existieren vereinfachte Ansätze. Typischerweise wird dabei von einer dynamischen, lateralen Deformation des Reifens ausgegangen. Dazu wird der dynamische Reifenaufstandspunkt mit dem statischen Reifenaufstandspunkt über eine Lateralsteifigkeit verknüpft. Es ergibt sich das dynamische Reifenverhalten nach Formel 3.27 [Pac12, Tak16].

$$F_{yR} + \frac{\sigma_{\alpha R}(F_{zR})}{v_x} \dot{F}_{yR} = c_{\alpha R}(F_{zR})\alpha_{R,0} + c_{\gamma R}(F_{zR})\gamma_{R,0} \quad (3.27)$$

Anhand Formel 3.27 wird ersichtlich, dass das transiente Reifenverhalten als PT1-Übertragungselement beschrieben werden kann. Das Zeitglied dieses Elements wird durch die Division der Einlauflänge $\sigma_{\alpha R}$ mit der Längsgeschwindigkeit v_x definiert. Die Einlauflänge ist demnach eine Wegkonstante, die unabhängig von der Fahrgeschwindigkeit den dynamischen Seitenkraftaufbau beschreiben kann. Entsprechend Abbildung 3.11a wird ersichtlich, dass mit zunehmender Radlast die Einlauflänge des Reifens ansteigt. Analytisch betrachtet entspricht die Einlauflänge der Division von Reifenschräglaufsteifigkeit und Reifenlateralsteifigkeit [Pac12]. Da die Reifenschräglaufsteifigkeit mit zunehmender Radlast stärker steigt als die Reifenlateralsteifigkeit vergrößert sich ebenfalls die Einlauflänge.



(a) Verzögerter Seitenkraftaufbau infolge eines Schräglaufwinkelsprungs für verschiedene Radlasten. (b) Vertikalkraft in Abhängigkeit des Reifeneinfederungsweges.

Abbildung 3.11.: Dynamischer Seitenkraftaufbau infolge eines Schräglaufwinkelsprungs und Abhängigkeit der Vertikalkraft von der Einfederung.

Zusätzlich zu den querdynamischen Eigenschaften weist der Reifen ebenfalls vertikaldynamische Eigenschaften auf. Dazu zeigt Abbildung 3.11b den Zusammenhang zwischen vertikaler Einfederung und ausgebildeter Vertikalkraft des Reifens. Es wird ersichtlich, dass die Vertikalkraft über dem kompletten Reifeneinfederungsweg nahezu linear ansteigt, was anhand einer konstanten Vertikalsteifigkeit beschrieben werden kann. Neben der Vertikalsteifigkeit besitzt der Reifen zudem eine Vertikaldämpfung [BH04]. Demnach kann der Reifen in vertikaler Richtung vereinfacht nach Formel 3.28 beschrieben werden.

$$F_{zR} = c_{zR}z_{R,0} + d_{zR}\dot{z}_{R,0} \quad (3.28)$$

Dabei ist die Radlast des Reifens über die Reifenvertikalsteifigkeit c_{zR} mit dem Reifeneinfederungsweg $z_{R,0}$ und über die Reifenvertikaldämpfung d_{zR} mit der Reifeneinfederungsgeschwindigkeit $\dot{z}_{R,0}$ verknüpft.

3.4. ZUSAMMENFASSUNG

Ziel dieses Kapitels ist die Identifikation und Analyse relevanter Eigenschaften der Subsysteme Lenkung, Achse und Reifen für die Integration in die zu entwickelnde Fahrwerkeauslegungsmethode. Dazu werden die Subsysteme konzeptunabhängig beschrieben und anhand von Messungen eines Beispielfahrzeugs untersucht.

In Kapitel 3.1 wird das Subsystem Lenkung mit seinen Teilsystemen Kardanik, Drehstab, Ritzel/Zahnstange und Lenkkraftunterstützung analysiert. Die Beschreibung anhand der analytischen Formulierung des Lenkungssystems zeigt dessen Aufbau und auslegungsrelevante kinematische und kinetische Eigenschaften.

Daran angeschlossen erfolgt in Kapitel 3.2 die physikalische Beschreibung des Subsystems Achse. Dazu wird die Achse auf Basis der analytischen Formulierung unter Nutzung der Superposition in kinematische sowie elastokinematische und dämpfende Eigenschaften unterteilt. Die kinematischen Eigenschaften beschreiben dabei die Bewegung des Radträ-

gers infolge einer Lenk- bzw. Zahnstangenbewegung. Diese kinematischen Eigenschaften werden anhand von Messungen für alle Freiheitsgrade des Radträgers analysiert. Die elastokinematischen Eigenschaften können auf Basis von Nachgiebigkeitsmatrizen beschrieben werden. Diese werden hinsichtlich ihres direkten und indirekten Einflusses auf den beobachteten rechten Radträger der Vorder- und Hinterachse anhand von Messungen auf einem statischen K&C-Prüfstand untersucht. Die dämpfenden Achseigenschaften werden durch die Dämpfungen der Bauteile innerhalb der jeweiligen Achse charakterisiert. Im Rahmen dieser Arbeit werden ausschließlich die Einflüsse des Aufbaudämpfers auf die Dämpfungsmatrix näher beschrieben. Dämpfungen, die aus anderen Bauteilen resultieren, können nur mithilfe eines dynamischen K&C-Prüfstands untersucht werden und bleiben daher im Folgenden vernachlässigt.

Zuletzt erfolgt in Kapitel 3.3 die Analyse des Subsystems Reifen mit Fokus auf quer- und vertikaldynamische Eigenschaften. Dabei werden sowohl das stationäre als auch das transiente Reifenverhalten mittels analytischer Formulierungen untersucht.

Mithilfe dieses Kapitels sind somit die wesentlichen Elemente zur Bildung eines Achsauslegungsprozesses identifiziert. Im nächsten Schritt ist es nun notwendig, eine analytisch-physikalische Wirkkettenbeschreibung des Fahrzeugverhaltens auf Basis dieser einzelnen Elemente zu entwickeln.

4. AUFBAU EINES ANALYTISCH-PHYSIKALISCHEN WIRKKETTENVERSTÄNDNISSES ZWISCHEN GESAMTFAHRZEUG- UND SUBSYSTEMVERHALTEN

In diesem Kapitel werden die physikalischen Zusammenhänge zwischen dem Gesamtfahrzeugverhalten und dem im vorangegangenen Kapitel untersuchten Subsystemverhalten der Achsen, der Reifen und der Lenkung hergestellt. Zur verständlichen Beschreibung der Wirkzusammenhänge erfolgt die Ableitung zweier Einfachmodelle, jeweils eins für Querdynamik und eins für Längs- bzw. Vertikaldynamik. Die Einfachmodelle basieren auf einem komplexen Fünf-Massen-Modell mit 30 Freiheitsgraden. Sie sind als ein erweitertes Einspurmodell mit einem Wankschwingungssystem zur Abbildung der Querdynamik sowie als ein erweiterter Hub-Nick-Schwinger zur Abbildung der Längs- und Vertikaldynamik realisiert. Die Herleitung der Modelle zeigt die physikalischen Wirkmechanismen innerhalb des Fahrwerks auf Basis der betrachteten Subsysteme und bildet so den Ausgangspunkt für die Ableitung der Auslegungsmethode. Durch die Erstellung und Validierung als Simulationsmodelle wird deren Eignung, das Gesamtfahrzeugverhalten ausreichend zu beschreiben, untersucht.

4.1. ABLEITUNG VON EINFACHMODELLEN ZUR BESCHREIBUNG DER ANALYTISCHEN WIRKZUSAMMENHÄNGE

Um die analytisch-physikalischen Zusammenhänge abzubilden, soll zunächst die Gesamtfahrzeugbewegung allgemeingültig auf Basis der wirkenden Lasten und Beschleunigungen beschrieben werden. Daher wird in Anhang A.4 ein Fünf-Massen-Modell mit 30 Freiheitsgraden erstellt, das als Ausgangsbasis zur Ableitung der Einfachmodelle dient. Das komplexe gekoppelte Fahrzeugverhalten wird anschließend entsprechend Abbildung 4.1 durch definierte Randbedingungen in ein Querdynamik- und in ein Längs- bzw. Vertikaldynamikmodell aufgeteilt.

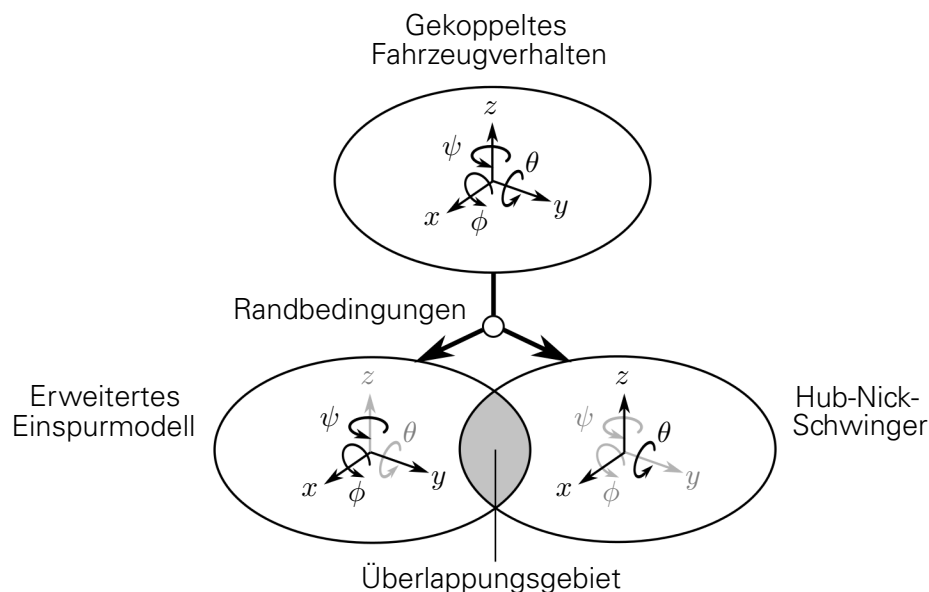


Abbildung 4.1.: Aufteilung des komplexen Simulationsmodells in zwei Einfachmodelle zur Beschreibung der Querdynamik und der Längs- bzw. Vertikaldynamik.

Mithilfe dieser Aufteilung ist die analytisch einfachere Beschreibung der Zusammenhänge innerhalb der Disziplinen Fahrdynamik und Fahrkomfort möglich, um so die physikalischen Wechselwirkungen besser zu verstehen. Das Modell zur Beschreibung der Querdynamik entspricht einem um den Wankfreiheitsgrad erweiterten Einspurmodell mit einem Wankschwingungssystem, kann sich somit in der X-Y-Ebene frei bewegen sowie um die X-Achse rotieren. Das Modell zur Beschreibung der Längs- und Vertikaldynamik dagegen beinhaltet die übrigen Freiheitsgrade der Bewegungen in der X-Z-Ebene sowie der Rotation um die

Y-Achse und entspricht einem um den Längskrafteinfluss erweiterten Hub-Nick-Schwinger. Beide Modelle sind dabei nicht vollständig entkoppelt, um definierte Wechselwirkungen zwischen Fahrdynamik und Fahrkomfort im Auslegungsprozess beschreiben zu können. Nachfolgend wird die Ableitung dieser Einfachmodelle aus dem komplexen Fünf-Massen-Modell beschrieben. Entsprechend der getroffenen Randbedingungen in Kapitel 1.3 zur Verwendung der Achsauslegungsmethode ergeben sich analytische Randbedingungen für die Erstellung beider Einfachmodelle:

- Auf Basis des in Kapitel 3 dargestellten Arbeitsbereichs der Fahrwerks subsysteme wird das Fahrzeugverhalten als vollständig linear beschrieben.
- Für alle Winkel gilt nachfolgend die Kleinwinkelnäherung.
- Einflüsse durch aerodynamische Kräfte auf den Aufbau werden vernachlässigt.
- Die Radmassen besitzen mit Ausnahme der Vertikalrichtung, keine Relativbeschleunigungen gegenüber dem Aufbau. Trägheitstensoren und Deviationsmomente der ungefederten Massen werden vernachlässigt. Gyroskopische Effekte werden nicht betrachtet.
- Die Bewegungen der ungefederten Massen in der X-Y-Ebene sind gegenüber ihrer Lage im Bezugssystem gering. Dadurch bleiben die Trägheitsanteile der Bewegungsgleichungen über dem Manöver konstant. Die konstante Lage der ungefederten Massen (ausschließlich bezogen auf die Trägheitsanteile) wird durch den Zusatz k definiert.

Zusätzlich zu diesen allgemeinen Randbedingungen für beide Einfachmodelle werden weitere fahrmanöverspezifische Randbedingungen in den nachfolgenden Unterkapiteln definiert.

4.1.1. EINFACHMODELL ZUR BESCHREIBUNG DER QUERDYNAMISCHEN WIRKZUSAMMENHÄNGE

Ziel dieses Kapitels ist die Entwicklung eines Einfachmodells zur Abbildung des linearen transienten querdynamischen Fahrverhaltens. Um die Komplexität der analytischen Formulierungen gering zu halten, wird das komplexe Fünf-Massen-Modell entsprechend der Randbedingungen der Fahrversuche zur Objektivierung der Querdynamik vereinfacht. Folgende spezifische Randbedingungen werden für das Modell zur Beschreibung der querdynamischen Wirkzusammenhänge definiert:

- Die Fahrgeschwindigkeit v_x ist während der querdynamischen Fahrmanöver konstant und entspricht der zeitlichen Ableitung der Aufbaulängsbewegung \dot{x}_A . Im Modell existieren keine Längskräfte oder Spinnmomente.
- Der Aufbau führt während der querdynamischen Fahrmanöver entsprechend Abbildung 4.1 keine Hub- oder Nickbewegungen aus. Aufstützeffekte³², als Bewegung entlang der Z-Achse werden vernachlässigt.

Auf Basis dieser Randbedingungen ergibt sich der Vektor der generalisierten Koordinaten des Gesamtsystems nach Formel 4.1.

$$\vec{q} = [\dot{y}_A, \dot{\phi}_A, \dot{\psi}_A, \dot{z}_1, \dot{z}_2, \dot{z}_3, \dot{z}_4]^T \quad (4.1)$$

³²Bei Aufstützeffekten, wie beispielsweise dem „Jacking“ kommt es durch die wirkenden Seitenkräfte infolge der Querabstützung des Fahrwerks zu einer vertikalen Translation des Aufbaus.

Demnach besitzt der Aufbau des Querdynamikmodells einen lateralen Freiheitsgrad \dot{y}_A , einen Wankfreiheitsgrad $\dot{\phi}_A$, einen Gierfreiheitsgrad $\dot{\psi}_A$ sowie individuelle vertikale Freiheitsgrade der einzelnen Räder $\dot{z}_{1...4}$. Als Bezugspunkt für die individuellen Körper wird jeweils deren Schwerpunkt verwendet. Auf dieser Basis können nachfolgend die Bewegungsgleichungen des Querdynamikmodells abgeleitet werden.

AUFSTELLUNG DER BEWEGUNGSGLEICHUNGEN

Anhand der Freiheitsgrade nach Formel 4.1 ergeben sich die Differenzialgleichungen aus dem komplexen Fünf-Massen-Modell. Begonnen wird mit der Kräftebilanz des Aufbaus in lateraler Richtung (y) nach Formel 4.2.

$$\left(\ddot{y}_A + \dot{\psi}_A v_x\right) \left(\sum_{i=1}^4 m_i + m_A\right) + \ddot{\psi}_A \left(\sum_{i=1}^4 m_i x_{i,k}\right) - \ddot{\phi}_A \left(\sum_{i=1}^4 m_i z_{i,k}\right) = \sum_{i=1}^4 F_{yRi} \quad (4.2)$$

Die Differenzialgleichung zur Beschreibung der lateralen Bewegung des Aufbaus besteht aus der Summe aller Körpermassen (dabei beschreibt m_A die Aufbaumasse und m_i die einzelne ungefederte Masse) multipliziert mit der Lateral- bzw. Zentrifugalbeschleunigung des Aufbaus \ddot{y}_A und $\dot{\psi}_A v_x$, die im Gleichgewicht zur Summe der Reifenlateralkräfte F_{yRi} stehen. Durch die Gierbeschleunigung $\ddot{\psi}_A$ und Wankbeschleunigung $\ddot{\phi}_A$ des Aufbaus fließen zudem weitere laterale Kräfte der ungefederten Massen in die Bilanz ein. Werden diese zusätzlichen Anteile der ungefederten Massen vernachlässigt, ergibt sich die in der Literatur bekannte laterale Differenzialgleichung des ebenen Einspurmodells [Pac12].

Neben der Querbewegung führt der Aufbau eine Gierbewegung aufgrund der an den Achsen angreifenden Kräfte aus. Diese Momentenbilanz des Aufbaus um die Hochachse (z) zeigt Formel 4.3.

$$\begin{aligned} \ddot{\psi}_A \left(J_{zzA} + \sum_{i=1}^4 m_i (x_{i,k}^2 + y_{i,k}^2) \right) + \left(\ddot{y}_A + \dot{\psi}_A v_x \right) \left(\sum_{i=1}^4 m_i x_{i,k} \right) - \ddot{\phi}_A \left(\sum_{i=1}^4 m_i x_{i,k} z_{i,k} \right) \\ = \sum_{i=1}^4 F_{yRi} x_{i,k} + \sum_{i=1}^4 M_{zRi} \end{aligned} \quad (4.3)$$

Dabei steht die Gierbeschleunigung $\ddot{\psi}_A$ multipliziert mit dem Gesamtträgheitsmoment des Fahrzeugs im Gleichgewicht zu den Reifenlateralkräften F_{yRi} an den Achsen (mit dem Hebel des longitudinalen Abstands zum Schwerpunkt $x_{i,k}$) sowie den entstehenden Rückstellmomenten des Reifens M_{zRi} . In Analogie zur Kräftebilanz in lateraler Richtung y wirken auch in der Momentenbilanz um die Hochachse (z) Anteile der beiden weiteren Freiheitsgrade der Querbewegung \ddot{y}_A , Zentrifugalbeschleunigung $\dot{\psi}_A v_x$ und Wankbeschleunigung $\ddot{\phi}_A$ durch die ungefederten Massen. Werden diese Anteile vernachlässigt, ergibt sich ebenfalls die in der Literatur bekannte Momentenbilanz des ebenen Einspurmodells um die Hochachse (z) [Pac12].

Im nächsten Schritt wird die Momentenbilanz des Fahrzeugaufbaus um die Längsachse (x) auf Basis des Fünf-Massen-Modells in Anhang A.4 abgeleitet. Die um die Randbedingungen vereinfachte Differenzialgleichung zeigt Formel 4.4.

$$\begin{aligned} \ddot{\phi}_A \left(J_{xxA} + \sum_{i=1}^4 m_i (y_{i,k}^2 + z_{i,k}^2) \right) - (\ddot{y}_A + \dot{\psi}_A v_x) \left(\sum_{i=1}^4 m_i z_{i,k} \right) - \ddot{\psi}_A \left(\sum_{i=1}^4 m_i x_{i,k} z_{i,k} \right) \\ + \sum_{i=1}^4 m_i y_{i,k} \ddot{z}_i = - \sum_{i=1}^4 F_{yRi} z_{i,k} + \sum_{i=1}^4 F_{zRi} y_{i,k} + \sum_{i=1}^4 M_{xRi} \end{aligned} \quad (4.4)$$

In Analogie zur Momentenbilanz um die Hochachse (z) wird ersichtlich, dass sich die Momentenbilanz um die Längsachse (x) aus der Gesamtträgheit des Aufbaus multipliziert mit der Wankbeschleunigung $\ddot{\phi}_A$ ergibt, die im Gleichgewicht zu den lateralen Reifenkräften F_{yRi} (mit dem Hebel des vertikalen Abstands zum Schwerpunkt $z_{i,k}$) und vertikalen Reifenkräften F_{zRi} (mit dem Hebel des lateralen Abstands zum Schwerpunkt $y_{i,k}$) sowie zu den Sturzmomenten M_{xRi} stehen. Wie bereits in den vorangegangenen Differenzialgleichungen haben auch hier die weiteren Freiheitsgrade der Gierbeschleunigung $\ddot{\psi}_A$, Lateralbeschleunigung \ddot{y}_A und Zentrifugalbeschleunigung des Aufbaus $\dot{\psi}_A v_x$ Einfluss auf die Bilanz.

Zuletzt sind die Differenzialgleichungen der vertikalen Freiheitsgrade der ungefederten Massen zu definieren. In Formel 4.5 ist diese Kräftebilanz der ungefederten Massen in vertikaler Richtung dargestellt.

$$(\ddot{z}_i + \ddot{\phi}_A y_{i,k}) m_i = F_{zRi} - F_{zFWi} \quad \text{für } i = 1, \dots, 4 \quad (4.5)$$

Dabei steht die Vertikalbeschleunigung des individuellen Rades \ddot{z}_i multipliziert mit dessen Masse im Gleichgewicht zu den vertikalen Fahrwerkschnittkräften F_{zFWi} sowie den vertikalen Reifenkräften F_{zRi} . Zusätzlich wirkt die Vertikalbeschleunigung infolge der Wankbeschleunigung des Aufbaus $\ddot{\phi}_A$ in die Kräftebilanz der ungefederten Massen in vertikaler Richtung (z) ein.

Auf Basis der vorangegangenen Formulierungen sind die sieben Bewegungsgleichungen des Querdynamikmodells definiert. Im nächsten Schritt ist die Verknüpfung der Bewegungsgleichungen mit den Subsystemeigenschaften der Achse, der Reifen und der Lenkung notwendig.

INTEGRATION DER SUBSYSTEMEIGENSCHAFTEN DER ACHSE, DES REIFENS UND DER LENKUNG

Zur vollständigen Beschreibung der Wirkzusammenhänge im Einfachmodell ist es notwendig, die inneren Fahrwerkkräfte F_{zFWi} zu definieren. Diese Fahrwerkkräfte ergeben sich auf Basis der linearisierten³³ kinematischen und elastokinematischen Achseigenschaften nach Formel 3.15 bzw. 3.16 und Formel 3.14 zu Formel 4.6.

$$\vec{L}_{FW} = \mathbf{D} \left(\dot{\vec{x}} - \vec{i} \dot{y}_{ZS} \right) + \mathbf{C} \left(\vec{x} - \vec{i} y_{ZS} \right) \quad (4.6)$$

Die Fahrwerklasten resultieren wie bereits im vorherigen Kapitel dargestellt aus der Bewegung des Radträgers gegenüber dem Aufbau mithilfe der Dämpfungsmatrix \mathbf{D} und Steifigkeitsmatrix \mathbf{C} . Für die Kräftebilanz in vertikaler Richtung (z) in Formel 4.5 werden dabei die vertikalen Fahrwerkkräfte benötigt. Diese sollen nachfolgend nicht anhand der Bewegung der Radträger, sondern auf Basis der wirkenden restlichen Lasten im Fahrwerk beschrieben werden. Vorteilhaft hierbei ist die Möglichkeit der Beschreibung des Lateral-

³³Aufgrund der Linearisierung entfällt das * am Symbol für die Steifigkeits- und Dämpfungsmatrix.

und Vertikalverhaltens der Achse über die in der Fahrwerkentwicklung betrachteten Achseigenschaften wie beispielsweise Wankpole. Dazu wird Formel 4.6 nach der Vertikalbewegung z_i des betrachteten Radträgers umgestellt. Es ergibt sich Formel 4.7.

$$z_i = \vec{e}_z^T \left[\mathbf{N} \left(\vec{L}_{\text{FW}} - \mathbf{D} \left(\dot{\vec{x}} - \vec{i} \dot{y}_{\text{ZS}} \right) \right) + \vec{i} y_{\text{ZS}} \right] \quad \text{mit} \quad \vec{e}_z = [0, 0, 1, 0, \dots, 0]^T \quad (4.7)$$

und $\mathbf{N} = \mathbf{C}^{-1}$

Wird Formel 4.7 entsprechend der zu Beginn des Kapitels beschriebenen Randbedingungen aufgelöst, ergibt sich die vertikale Fahrwerkskraft $F_{z\text{FW}i}$ nach Formel 4.8. Dabei entspricht der Index i dem betrachteten Rad und der Index j dem anderen Rad der gleichen Achse.

$$\begin{aligned} F_{z\text{FW}i} = & - \frac{i_z}{n_{z\text{F}_{z,\text{Di}}}} y_{\text{ZS}} + \frac{1}{n_{z\text{F}_{z,\text{Di}}}} z_i + d_{zz} (\dot{z}_i - i_z \dot{y}_{\text{ZS}}) + \frac{n_{z\text{F}_{z,\text{In}}}}{n_{z\text{F}_{z,\text{Di}}}} d_{zz} (\dot{z}_j - i_z \dot{y}_{\text{ZS}}) \\ & - \frac{n_{z\text{F}_{y\text{RAP},\text{Di}}}}{n_{z\text{F}_{z,\text{Di}}}} F_{y\text{FW}i} - \frac{n_{z\text{F}_{y\text{RAP},\text{In}}}}{n_{z\text{F}_{z,\text{Di}}}} F_{y\text{FW}j} - \frac{n_{z\text{M}_{z,\text{Di}}}}{n_{z\text{F}_{z,\text{Di}}}} M_{z\text{FW}i} \\ & - \frac{n_{z\text{M}_{z,\text{In}}}}{n_{z\text{F}_{z,\text{Di}}}} M_{z\text{FW}j} - \frac{n_{z\text{F}_{z,\text{In}}}}{n_{z\text{F}_{z,\text{Di}}}} F_{z\text{FW}j} \end{aligned} \quad (4.8)$$

Anhand der hergeleiteten Formulierung können nun die vertikalen Fahrwerkkräfte $F_{z\text{FW}i}$ mithilfe der direkten und indirekten lateralen Fahrwerkkräfte $F_{y\text{FW}i,j}$ bzw. Fahrwerkrückstellmomente $M_{z\text{FW}i,j}$, des Einfederungswegs z_i , der Einfederungsgeschwindigkeit \dot{z}_i sowie des Zahnstangenwegs y_{ZS} bzw. der Zahnstangengeschwindigkeit \dot{y}_{ZS} beschrieben werden. Zuletzt ist es notwendig, diese Fahrwerkkräfte bzw. -momente anhand der übrigen Differenzialgleichungen der ungefederten Massen mit den Reifenkräften bzw. -momenten zu verknüpfen. Formel 4.9 zeigt dazu die bereits nach den lateralen Fahrwerkkräften $F_{y\text{FW}i}$ aufgelöste laterale Differenzialgleichung der ungefederten Massen.

$$F_{y\text{FW}i} = F_{y\text{R}i} - \left(\ddot{y}_{\text{A}} + \dot{\psi}_{\text{A}} v_{\text{x}} + \ddot{\psi}_{\text{A}} x_{i,\text{k}} - \ddot{\phi}_{\text{A}} z_{i,\text{k}} \right) m_i \quad (4.9)$$

Demnach folgt die laterale Fahrwerkkraft $F_{y\text{FW}i}$ aus der lateralen Reifenkraft $F_{y\text{R}i}$ sowie aus der Querbeschleunigung \ddot{y}_{A} , Zentrifugalbeschleunigung $\dot{\psi}_{\text{A}} v_{\text{x}}$, Gierbeschleunigung $\ddot{\psi}_{\text{A}}$ und Wankbeschleunigung $\ddot{\phi}_{\text{A}}$ des Aufbaus multipliziert mit den individuellen Radmassen und Hebelarmen. Analog dazu ergibt sich die Momentenbilanz der Räder um die Hochachse (z) entsprechend Formel 4.10 bei Beachtung der definierten Randbedingungen direkt aus den Reifenrückstellmomenten $M_{z\text{R}i}$.

$$M_{z\text{FW}i} = M_{z\text{R}i} = F_{y\text{R}i} n_{\text{R}i} \quad (4.10)$$

Das Reifenrückstellmoment kann dabei mithilfe des Reifennachlaufs $n_{\text{R}i}$ mit der lateralen Reifenkraft $F_{y\text{R}i}$ verknüpft werden. Auf Basis der vorangegangenen Herleitung erfolgt somit die Beschreibung der Differenzialgleichungen des Querdynamikmodells ausschließlich mithilfe der Reifenkräfte.

Nachfolgend ist es notwendig, die Entstehung der Reifenkräfte durch die kinematischen Verhältnisse im Radmittel- und Radaufstandspunkt näher zu betrachten. Zunächst ist die Definition der vertikalen Reifenkräfte $F_{z\text{R}i}$ von Interesse. Diese ergeben sich auf Basis von Formel 3.28 mit der Einfederung $z_{\text{R}i,0}$ bzw. Einfederungsgeschwindigkeit $\dot{z}_{\text{R}i,0}$ des Reifens aus Formel 4.11 für den eingeschwungenen Zustand.

$$z_{Ri,0} = -z_i - \phi_A y_{i,k} + h_i \quad \text{und} \quad \dot{z}_{Ri,0} = \frac{\partial z_{Ri,0}}{\partial t} = -\dot{z}_i - \dot{\phi}_A y_{i,k} + \dot{h}_i \quad (4.11)$$

Die Einfederung bzw. Einfederungsgeschwindigkeit des Reifens folgt demnach aus der Vertikalbewegung z_i und der Vertikalgeschwindigkeit \dot{z}_i der ungefederten Masse sowie aus der vertikalen Fahrbahnanregung h_i bzw. Fahrbahnanregungsgeschwindigkeit \dot{h}_i und des Wankwinkels ϕ_A bzw. der Wankwinkelgeschwindigkeit $\dot{\phi}_A$ des Aufbaus (mit dem Hebelarm des lateralen Abstands des Rades zum Aufbauschwerpunkt $y_{i,k}$). Werden die Einfederung bzw. Einfederungsgeschwindigkeit in Formel 3.28 eingesetzt, dann ist das Vertikalverhalten des Reifens definiert.

Zur Beschreibung der vertikalen Fahrwerkkräfte ist nach Formel 4.8 die Kenntnis der lateralen Reifenkräfte notwendig. Anhand Formel 3.27 wird dazu die Differentialgleichung der Lateralkraft des Reifens in Abhängigkeit des wirkenden Schräglauf- und Sturzwinkels beschrieben. Der Schräglaufwinkel ergibt sich als Winkel zwischen der Lateralgeschwindigkeit des Radaufstandspunkts und der Longitudinalgeschwindigkeit des Radträgers³⁴ für kleine Schräglaufwinkel nach Formel 4.12 [Pac12].

$$\alpha_{Ri,0} = \delta_i - \frac{\dot{y}_i + \dot{y}_A + \dot{\psi}_A x_{i,k} + \dot{\phi}_A z_{A,k} + \dot{\gamma}_i (z_{A,k} + z_{i,k})}{\dot{x}_i + \dot{x}_A - \dot{\psi}_A y_{i,k}} \quad (4.12)$$

Der Schräglaufwinkel $\alpha_{Ri,0}$ des Reifens resultiert neben dem aktuellen Spurwinkel δ_i aus der Quergeschwindigkeit des Aufbaus \dot{y}_A , der Quergeschwindigkeit resultierend aus Giergeschwindigkeit $\dot{\psi}_A$ (mit dem konstanten longitudinalen Abstand $x_{i,k}$ von Aufbau zu Radaufstandspunkt) und Wankgeschwindigkeit $\dot{\phi}_A$ (mit dem konstanten vertikalen Abstand $z_{A,k}$ von Aufbau zu Radaufstandspunkt) des Aufbaus, der relativen Quergeschwindigkeit des Rades gegenüber dem Aufbau \dot{y}_i sowie der durch die Sturzgeschwindigkeit $\dot{\gamma}_i$ (mit dem konstanten vertikalen Abstand $z_{i,k}$ von Radmittelpunkt zu Radaufstandspunkt) hervorgerufenen lateralen Geschwindigkeit im Radaufstandspunkt. Die individuellen Spurwinkel δ_i , Sturzwinkel γ_i und Querverschiebungen y_i ergeben sich direkt aus dem Subsystem Achse. Folglich ist es notwendig, diese Größen in Analogie zu Formel 4.7 ebenfalls auf Basis der Dämpfungen und Steifigkeiten bzw. Nachgiebigkeiten zu beschreiben. Für den Spurwinkel ergibt sich Formel 4.13.

$$\begin{aligned} \delta_i &= \vec{e}_\delta^T \left[\mathbf{N} \left(\vec{L}_{FW} - \mathbf{D} \left(\vec{\dot{x}} - \vec{i} \dot{y}_{ZS} \right) \right) + \vec{i} y_{ZS} \right] \\ &= i_{\delta y_{ZS}} + n_{\delta F_{y_{RAP,Di}}} F_{y_{FWi}} + n_{\delta F_{y_{RAP,In}}} F_{y_{FWj}} \\ &\quad + n_{\delta M_{z,Di}} M_{z_{FWi}} + n_{\delta M_{z,In}} M_{z_{FWj}} + n_{\delta F_{z,Di}} [F_{z_{FWi}} - d_{zz} (\dot{z}_i - i_z \dot{y}_{ZS})] \\ &\quad + n_{\delta F_{z,In}} [F_{z_{FWj}} - d_{zz} (\dot{z}_j - i_z \dot{y}_{ZS})] \end{aligned} \quad (4.13)$$

Demnach bildet das Fahrwerk einen Spurwinkel mithilfe der Zahnstangenverschiebung y_{ZS} , der Einfederung des direkten und indirekten Rades $z_{i,j}$ gegenüber dem Aufbau sowie der direkten und indirekten Fahrwerkkräfte $F_{y_{FWi,j}}$ bzw. Fahrwerkmomente $M_{z_{FWi,j}}$. Diese sind mit dem Spurwinkel über Übersetzungen i , Dämpfungen d und Nachgiebigkeiten n verknüpft.

³⁴unter Annahme eines schlupffreien Abrollvorgangs in Längsrichtung

In Analogie zur Herleitung des Spurwinkels folgt der Sturzwinkel nach Formel 4.14.

$$\begin{aligned}
 \gamma_i &= \vec{e}_\gamma^T \left[\mathbf{N} \left(\vec{L}_{\text{FW}} - \mathbf{D} \left(\dot{\vec{x}} - \vec{i} \dot{y}_{\text{ZS}} \right) \right) + \vec{i} y_{\text{ZS}} \right] \\
 &= i_\gamma y_{\text{ZS}} + n_{\gamma F_{\text{yRAP}, \text{Di}}} F_{\text{yFW}i} + n_{\gamma F_{\text{yRAP}, \text{In}}} F_{\text{yFW}j} \\
 &\quad + n_{\gamma M_{z, \text{Di}}} M_{z\text{FW}i} + n_{\gamma M_{z, \text{In}}} M_{z\text{FW}j} + n_{\gamma F_{z, \text{Di}}} [F_{z\text{FW}i} - d_{zz} (\dot{z}_i - i_z \dot{y}_{\text{ZS}})] \\
 &\quad + n_{\gamma F_{z, \text{In}}} [F_{z\text{FW}j} - d_{zz} (\dot{z}_j - i_z \dot{y}_{\text{ZS}})]
 \end{aligned} \tag{4.14}$$

Dabei ist zu beachten, dass der hergeleitete Sturzwinkel relativ zum Aufbau beschrieben wird. Da sich die Reifenkräfte durch einen Sturzwinkel gegenüber der Fahrbahn ausbilden, ist entsprechend Anhang A.4 der relative Sturzwinkel γ_i in einem Sturzwinkel $\gamma_{i,0}$ gegenüber dem Inertialsystem nach Formel 4.15 zu beschreiben.

$$\gamma_{i,0} = \phi_A + \gamma_i \tag{4.15}$$

Folglich ergibt sich der Sturzwinkel des Rades gegenüber der Fahrbahn $\gamma_{i,0}$ aus dem Aufbauwankwinkel ϕ_A sowie dem Sturzwinkel des Rades gegenüber dem Aufbau γ_i .

In Analogie zum Spur- und Sturzwinkel folgt die Querverschiebung der ungefederten Massen auf Basis der Dämpfungen und Steifigkeiten bzw. Nachgiebigkeiten der Achse zu Formel 4.16.

$$\begin{aligned}
 y_i &= \vec{e}_y^T \left[\mathbf{N} \left(\vec{L}_{\text{FW}} - \mathbf{D} \left(\dot{\vec{x}} - \vec{i} \dot{y}_{\text{ZS}} \right) \right) + \vec{i} y_{\text{ZS}} \right] \\
 &= i_y y_{\text{ZS}} + n_{y F_{\text{yRAP}, \text{Di}}} F_{\text{yFW}i} + n_{y F_{\text{yRAP}, \text{In}}} F_{\text{yFW}j} \\
 &\quad + n_{y M_{z, \text{Di}}} M_{z\text{FW}i} + n_{y M_{z, \text{In}}} M_{z\text{FW}j} + n_{y F_{z, \text{Di}}} [F_{z\text{FW}i} - d_{zz} (\dot{z}_i - i_z \dot{y}_{\text{ZS}})] \\
 &\quad + n_{y F_{z, \text{In}}} [F_{z\text{FW}j} - d_{zz} (\dot{z}_j - i_z \dot{y}_{\text{ZS}})]
 \end{aligned} \tag{4.16}$$

Die laterale Verschiebung des Radträgermittelpunkts y_i ergibt sich aus der Zahnstangenverschiebung bzw. Zahnstangengeschwindigkeit, den vertikalen Geschwindigkeiten der ungefederten Massen, den vertikalen und lateralen Fahrwerkkräften sowie aus den vertikalen Fahrwerkmomenten.

Für die Definition der lateralen Reifenkräfte ist es nach Formel 4.12 notwendig, auch die Sturz- und Querverschiebungsgeschwindigkeiten zu definieren. Diese können einerseits auf Basis des Differenzialgleichungssystems nach Formel 4.6 und andererseits mithilfe der zeitlichen Ableitungen von Formel 4.14 und 4.16 beschrieben werden.

Anhand der vorangegangenen analytischen Formulierungen ist das Gesamtfahrzeugverhalten mit den Subsystemen Achse und Reifen verknüpft. Die Integration des Subsystems Lenkung erfolgt über die Schnittstelle der Zahnstangenverschiebung. Diese folgt aus dem Lenkungssystem aufgrund des durch den Fahrer aufgeprägten Lenkradwinkels δ_H . Zur vollständigen Beschreibung ist es dabei notwendig, die Einzelsysteme in Kapitel 3.1 zu einem Gesamtübertragungssystem zusammenzuführen. Dazu werden die Formeln 3.1 bis 3.8 entsprechend der Randbedingungen linearisiert und ineinander eingesetzt. Es ergibt sich Formel 4.17 für die Beschreibung der Zahnstangenverschiebung.

$$\begin{aligned}
 y_{\text{ZS}} &= \frac{i_C}{i_{\text{ZS}, \text{R}}} \delta_H - \left(\frac{1}{c_{\text{DS}}} + \frac{1}{c_{\text{Rest}}} \right) \left(\frac{i_{\text{M}, \text{ZS}}}{i_{\text{ZS}, \text{R}} (i_{\text{LKU}} + i_{\text{M}, \text{ZS}} i_{\text{ZS}, \text{R}})} \right) F_{\text{ZS}} \\
 \text{mit } F_{\text{ZS}} &= \frac{1}{i_{\delta^*}} \sum_{i=1}^2 (F_{yRi} n_{Ai} + M_{zRi} \pm F_{zRi} p_i)
 \end{aligned} \tag{4.17}$$

Die Zahnstangenverschiebung y_{ZS} resultiert dabei u. a. aus dem mittels der Kardanikübersetzung i_C und der Ritzel-Zahnstangenübersetzung $i_{ZS,R}$ auf die Zahnstange transformierten Lenkradwinkel δ_H . Zusätzlich wirkt die Zahnstangenkraft F_{ZS} , die sich aus den Seitenkräften der Reifen F_{yRi} , der Achsnachlaufstrecke n_{Ai} , dem Reifenrückstellmoment M_{zRi} , der Radlast F_{zRi} und dem Radlasthebelarm p_i ergibt. Des Weiteren fließen die Drehstabsteifigkeit c_{DS} , die Lenkungsrestfedersteifigkeit c_{Rest} , die Übersetzung von Motor zu Zahnstange $i_{M,ZS}$ sowie die Lenkkräftunterstützung i_{LKU} und die Ritzel-Zahnstangenübersetzung $i_{ZS,R}$ in die Berechnung ein. In Analogie zur Querverschiebungs- und Sturzwinkelgeschwindigkeit kann dabei die Zahnstangengeschwindigkeit durch die zeitliche Differenziation von Formel 4.17 beschrieben werden.

Durch die vorangegangenen analytischen Formulierungen ist das Fahrzeugverhalten vollständig mit den Subsystemen Achse, Reifen und Lenkung verknüpft. Auf Basis der Gleichungssysteme kann dabei auf die Wechselwirkungen innerhalb des Fahrwerks geschlossen werden. Zur Analyse der Aussagefähigkeit des entwickelten Einfachmodells zur Beschreibung der Querdynamik wird auf Basis der vorangegangenen Wirkzusammenhänge ein Simulationsmodell abgeleitet und validiert. Die vollständigen Bewegungsgleichungen dieses Simulationsmodells ergeben sich durch Einsetzen der geometrischen Eigenschaften sowie durch Zusammenfassung der individuellen Räder und sind in Anhang A.5 dargestellt. Dabei ist es das Ziel, Massen, Geometrien sowie Kräfte bzw. Momente gesamthaft für die Vorder- oder Hinterachse zu beschreiben. Demnach werden beide Räder einer Achse, soweit analytisch möglich, zusammengefasst.

4.1.2. EINFACHMODELL ZUR BESCHREIBUNG DER LÄNGS- UND VERTIKALDYNAMISCHEN WIRKZUSAMMENHÄNGE

In Analogie zur Ableitung des Einfachmodells der Querdynamik soll nachfolgend ein Modell entwickelt werden, welches das lineare längs- und vertikaldynamische Verhalten des Aufbaus und der ungefederten Massen abbilden kann. Ziel ist dabei die Beschreibung der Bewegungen der Massen aufgrund von Anregungen aus Fahrbahnunebenheiten sowie Längskräften. Für die Ableitung des Modells müssen weitere manöverspezifische Randbedingungen definiert werden:

- Das Fahrzeug fährt während des Komfortmanövers geradeaus. Der Aufbau führt demnach keine Quer- oder Gierbewegungen aus.
- Beschleunigungs- oder Bremsvorgänge finden stationär bei einer augenblicklich definierten Längsgeschwindigkeit $\dot{x}_A = v_x$ statt.
- Es treten keine Lenkradwinkeländerungen während des Manöverablaufs auf. Zahnstangenverschiebungen y_{ZS} , die sich aufgrund der Reifenkräfte und der Lenkungselastizitäten ergeben, werden vernachlässigt. Es gilt $y_{ZS} = 0$.

Entsprechend dieser Randbedingungen ergibt sich der Vektor der generalisierten Koordinaten des Gesamtsystems nach Formel 4.18.

$$\vec{q} = [\dot{x}_A, \dot{z}_A, \dot{\theta}_A, \dot{z}_1, \dot{z}_2, \dot{z}_3, \dot{z}_4]^T \quad (4.18)$$

Der Aufbau besitzt demnach einen longitudinalen Freiheitsgrad \dot{x}_A , einen vertikalen Freiheitsgrad \dot{z}_A und einen Nickfreiheitsgrad $\dot{\theta}_A$. In Analogie zum querdynamischen Einfachmodell wird die Bewegung der ungefederten Massen durch vier vertikale Freiheitsgrade $\dot{z}_{1...4}$ beschrieben. Als Bezugspunkt für die individuellen Körper wird jeweils deren Schwerpunkt verwendet.

Mithilfe dieses Vektors können nachfolgend die Bewegungsgleichungen des Längs- bzw. Vertikaldynamikmodells auf Basis des komplexen Simulationsmodells in Anhang A.4 abgeleitet werden.

AUFSTELLUNG DER BEWEGUNGSGLEICHUNGEN

Durch die Freiheitsgrade in Formel 4.18 können die benötigten Differenzialgleichungen des Modells zur Beschreibung der Längs- und Vertikaldynamik aufgestellt werden. Formel 4.19 zeigt dazu die Differenzialgleichung der Vertikalbewegung des Aufbaus.

$$\left(\ddot{z}_A - \dot{\theta}_A v_x\right) \left(\sum_{i=1}^4 m_i + m_A\right) - \ddot{\theta}_A \left(\sum_{i=1}^4 m_i x_{i,k}\right) + \sum_{i=1}^4 m_i \ddot{z}_i = \sum_{i=1}^4 F_{zRi} \quad (4.19)$$

Demnach ergibt sich die Kräftebilanz des Aufbaus in vertikaler Richtung (z) u. a. aus der Multiplikation der Vertikalbeschleunigung ($\ddot{z}_A - \dot{\theta}_A v_x$) mit den Gesamtmassen, die im Gleichgewicht zu den Reifenvertikalkräften F_{zRi} stehen. Zusätzlich wirken durch die weiteren Freiheitsgrade der Nickbeschleunigung des Aufbaus $\ddot{\theta}_A$ und der Vertikalbeschleunigung der Räder \ddot{z}_i weitere Kräfte der ungefederten Massen in die Bilanz ein. Wird der Nickfreiheitsgrad in der Bilanz vernachlässigt, so ergibt sich ein aus der Literatur bekannter Zwei-Massen-Schwinger [MW14].

Neben dem vertikalen Freiheitsgrad besitzt das Modell auch einen longitudinalen Freiheitsgrad. Die Differenzialgleichung der Längsbewegung zeigt Formel 4.20.

$$\ddot{x}_A \left(\sum_{i=1}^4 m_i + m_A\right) + \ddot{\theta}_A \left(\sum_{i=1}^4 m_i z_{i,k}\right) = \sum_{i=1}^4 F_{xRi} \quad (4.20)$$

Dabei steht die Gesamtmasse des Fahrzeugs multipliziert mit deren Längsbeschleunigung \ddot{x}_A im Gleichgewicht zu den angreifenden longitudinalen Kräften des Reifens F_{xRi} . Zusätzlich wirkt die Nickbeschleunigung des Aufbaus $\ddot{\theta}_A$ über die ungefederten Massen in die Bilanz ein.

Da das Fahrzeug sowohl an der Vorder- als auch an der Hinterachse separat angeregt werden kann, führt der Aufbau neben einer Hub- auch eine Nickbewegung aus. Die Differenzialgleichung zur Beschreibung des Nickverhaltens ist in Formel 4.21 dargestellt.

$$\begin{aligned} \ddot{\theta}_A \left(J_{yyA} + \sum_{i=1}^4 m_i (x_{i,k}^2 + z_{i,k}^2) \right) + \ddot{x}_A \left(\sum_{i=1}^4 m_i z_{i,k} \right) - \left(\ddot{z}_A - \dot{\theta}_A v_x \right) \left(\sum_{i=1}^4 m_i x_{i,k} \right) \\ - \sum_{i=1}^4 m_i x_{i,k} \ddot{z}_i = \sum_{i=1}^4 F_{xRi} z_{i,k} - \sum_{i=1}^4 F_{zRi} x_{i,k} + \sum_{i=1}^4 M_{yRi} \end{aligned} \quad (4.21)$$

In Analogie zu den bisherigen Differenzialgleichungen ergibt sich auch die Momentenbilanz um die Querachse (y) aus der Nickträgheit des Fahrzeugs, die multipliziert mit der Nickbeschleunigung $\ddot{\theta}_A$ im Gleichgewicht zu den angreifenden longitudinalen Reifenkräften F_{xRi} bzw. vertikalen Reifenkräften F_{zRi} und Momenten M_{yRi} steht. Zusätzlich wirken auch innerhalb dieser Bewegungsgleichung die weiteren Freiheitsgrade des Aufbaus mit den ungefederten Massen in die Bilanz ein.

Zuletzt wird in Analogie zum querdynamischen Einfachmodell die Kräftebilanz in vertikaler Richtung (z) für die ungefederten Massen erstellt. Diese ergibt sich nachfolgend zu Formel 4.22.

$$\left(\ddot{z}_i + \ddot{z}_A - \ddot{\theta}_A x_{i,k} - \dot{\theta}_A v_x \right) m_i = F_{zRi} - F_{zFWi} \quad \text{für } i = 1, \dots, 4 \quad (4.22)$$

Dabei steht die individuelle Radmasse multipliziert mit deren Vertikalbeschleunigung \ddot{z}_i , der Vertikalbeschleunigung des Aufbaus \ddot{z}_A , mit der Nickwinkelgeschwindigkeit $\dot{\theta}_A$ (multipliziert mit der Längsgeschwindigkeit v_x) und Nickwinkelbeschleunigung $\ddot{\theta}_A$ (mit dem Hebelarm des longitudinalen Abstands vom Radaufstandspunkt zum Aufbauschwerpunkt $x_{i,k}$) im Gleichgewicht zu den vertikalen Fahrwerkschnittkräften F_{zFWi} und Reifenschnittkräften F_{zRi} . Auf Basis der vorangegangenen Formulierungen sind in Analogie zum Querdynamikmodell die sieben Bewegungsgleichungen des Längs- und Vertikaldynamikmodells mithilfe der angreifenden Kräfte definiert. Nachfolgend werden nun die Subsystemeigenschaften der Achse, des Reifens und der Lenkung in die Formulierungen integriert.

INTEGRATION DER SUBSYSTEMEIGENSCHAFTEN DER ACHSE UND DES REIFENS

Zur Berechnung der Kräftebilanz der ungefederten Massen in vertikaler Richtung (z) nach Formel 4.22 ist die Kenntnis der wirkenden Reifen- und Fahrwerkkräfte notwendig. In Analogie zum vorherigen Kapitel können diese Kräfte aus Formel 4.6 extrahiert werden. Zur Beschreibung der vertikalen Fahrwerkkräfte mithilfe der weiteren Fahrwerkkräfte wird in Analogie zur Herleitung des Querdynamikmodells Formel 4.7 zur Beschreibung der Vertikalbewegung des Radträgers umgestellt. Es folgt Formel 4.23.

$$\begin{aligned} F_{zFWi} = & \frac{1}{n_{zF_{z,Di}}} z_i + d_{zz} \dot{z}_i + \frac{n_{zF_{z,In}}}{n_{zF_{z,Di}}} d_{zz} \dot{z}_j - \frac{n_{zF_{yRAP,Di}}}{n_{zF_{z,Di}}} F_{yFWi} \\ & - \frac{n_{zF_{yRAP,In}}}{n_{zF_{z,Di}}} F_{yFWj} - \frac{n_{zM_{z,Di}}}{n_{zF_{z,Di}}} M_{zFWi} - \frac{n_{zM_{z,In}}}{n_{zF_{z,Di}}} M_{zFWj} \\ & - \frac{n_{zF_{z,In}}}{n_{zF_{z,Di}}} F_{zFWj} - \frac{n_{zF_{x,Di}}}{n_{zF_{z,Di}}} F_{xFWi} - \frac{n_{zM_{y,Di}}}{n_{zF_{z,Di}}} M_{yFWi} \end{aligned} \quad (4.23)$$

Demnach ergeben sich die vertikalen Fahrwerkkräfte F_{zFWi} aus den longitudinalen Kräften F_{xFWi} bzw. lateralen Kräften $F_{yFWi,j}$ sowie den Reifenrückstellmomenten $M_{zFWi,j}$ bzw. Spinnmomenten M_{yFWi} und den Einfederungen z_i bzw. Einfederungsgeschwindigkeiten \dot{z}_i . Da es in Analogie zur Herleitung des Querdynamikmodells das Ziel ist, die Fahrwerkkräfte auf Basis der Reifenkräfte zu beschreiben, ist es notwendig, diese mithilfe der Differenzialgleichungen der ungefederten Massen zu verknüpfen. Die Berechnung der Längskräfte und Spinnmomente erfolgt aus den Bilanzen der ungefederten Massen nach Formel 4.24.

$$F_{xFWi} = F_{xRi} - m_i \left(\ddot{x}_A + \ddot{\theta}_A z_{i,k} \right) \quad \text{und} \quad M_{yFWi} = M_{yRi} = -F_{xRi} r_{si} \quad (4.24)$$

Die longitudinalen Fahrwerkkräfte F_{xFWi} ergeben sich dabei aus der longitudinalen Reifenkraft F_{xRi} sowie aus den zusätzlichen Anteilen der Beschleunigung der ungefederten Massen (\ddot{x}_A und $\ddot{\theta}_A z_{i,k}$). Die Spinnmomente M_{yFWi} werden aus den Reifenlängskräften F_{xRi} auf Basis des statischen Radhalbmessers r_{si} berechnet. Dabei sei darauf hingewiesen, dass nur bei Verzögerung ein Spinnmoment durch die geschlossene Bremse entsteht. Wird das Fahrzeug angetrieben, gilt $M_{yFWi} = 0$.

Analog zur longitudinalen Richtung sind in Formel 4.25 die lateralen Fahrwerkkräfte und vertikalen Fahrwerkkräfte mithilfe der Reifenkräfte beschrieben.

$$F_{yFWi} = F_{yRi} \quad \text{und} \quad M_{zFWi} = M_{zRi} = F_{yRi} n_{Ri} \quad (4.25)$$

Das Reifenrückstellmoment M_{zRi} kann an dieser Stelle ebenfalls durch die Beziehung zur lateralen Reifenkraft F_{yRi} über den Reifennachlauf n_{Ri} definiert werden.

Auf Basis der vorangegangenen Herleitung werden die Differenzialgleichungen des Längs- und Vertikaldynamikmodells ausschließlich durch die Reifenkräfte beschrieben. Im nächsten Schritt ist es nun in Analogie zur Entwicklung des Querdynamikmodells notwendig, diese Reifenkräfte und -momente zu beschreiben.

Die Reifenlängskräfte F_{xRi} sollen mithilfe einer festen Längskraftverteilung definiert werden. Dazu beschreibt Formel 4.26 die Verknüpfung der Längskräfte der individuellen Reifen auf Basis der festen Antriebskraft- bzw. Bremskraftverteilung $q_{A,B}$.

$$F_{xRn} = q_{Av,Bv} \left[\ddot{x}_A \left(\sum_{i=1}^4 m_i + m_A \right) + \ddot{\theta}_A \left(\sum_{i=1}^4 m_i z_{i,k} \right) \right] \quad \text{für } n = 1, 2 \quad (4.26)$$

Neben den longitudinalen Reifenkräften ist es ebenfalls notwendig, die vertikalen Reifenkräfte anzugeben. Diese ergeben sich auf Basis von Formel 3.28 mit der Reifeneinfederung $z_{Ri,0}$ und der Reifeneinfederungsgeschwindigkeit $\dot{z}_{Ri,0}$ nach Formel 4.27.

$$z_{Ri,0} = -z_i + h_i - z_A + \theta_A x_{i,k} \quad \text{und} \quad \dot{z}_{Ri,0} = \frac{\partial z_{Ri,0}}{\partial t} = -\dot{z}_i + \dot{h}_i - \dot{z}_A + \dot{\theta}_A x_{i,k} \quad (4.27)$$

Die lateralen Reifenkräfte werden auf Basis der Differenzialgleichung nach Formel 3.27 durch den Schräglauf- und den Sturzwinkel beschrieben. Der Schräglaufwinkel ergibt sich für die betrachteten Freiheitsgrade dieses Modells nach Formel 4.28.

$$\alpha_{Ri,0} = \delta_i - \frac{\dot{y}_i + \dot{\gamma}_i (z_{A,k} + z_{i,k})}{\dot{x}_i + \dot{x}_A + \dot{\theta}_A z_{i,k}} \quad (4.28)$$

Im Gegensatz zum querdynamischen Simulationsmodell wird der Schräglaufwinkel des Reifens $\alpha_{Ri,0}$ u. a. durch den Spurwinkel δ_i , die Querverschiebung \dot{y}_i sowie durch die Sturzwinkeländerung $\dot{\gamma}_i$ des Rades gegenüber dem Aufbau beschrieben. Die individuellen Spurwinkel, Sturzwinkel und Querverschiebungen ergeben sich aus dem Subsystem der Achse und können in Analogie zu Formel 4.13 auf Basis der Dämpfungen und Steifigkeiten bzw. Nachgiebigkeiten beschrieben werden. Für die Formulierung des Spurwinkels ergibt sich Formel 4.29.

$$\begin{aligned} \delta_i &= \vec{e}_\delta^T \mathbf{N} \left(\vec{L}_{FW} - \mathbf{D} \dot{\vec{x}} \right) \\ &= n_{\delta F_{x,Di}} F_{xFWi} + n_{\delta M_{y,Di}} M_{yFWi} + n_{\delta F_{yRAP,Di}} F_{yFWi} + n_{\delta F_{yRAP,In}} F_{yFWj} \\ &\quad + n_{\delta M_{z,Di}} M_{zFWi} + n_{\delta M_{z,In}} M_{zFWj} + n_{\delta F_{z,Di}} (F_{zFWi} - d_{zz} \dot{z}_i) \\ &\quad + n_{\delta F_{z,In}} (F_{zFWj} - d_{zz} \dot{z}_j) \end{aligned} \quad (4.29)$$

Demnach bildet das Fahrwerk einen Spurwinkel δ_i auf Basis der Einfederung des direkten und indirekten Rades $z_{i,j}$ sowie aus den direkten longitudinalen Fahrwerkkräften F_{xFWi} bzw. Spinnmomenten M_{yFWi} und direkten bzw. indirekten lateralen Fahrwerkkräften $F_{yFWi,j}$ sowie Fahrwerkmomenten $M_{zFWi,j}$. Diese sind in Analogie zum Querdynamikmodell mit dem Spurwinkel über Übersetzungen i , Dämpfungen d und Nachgiebigkeiten n verknüpft.

Parallel zur Herleitung des Spurwinkels δ_i erfolgt die Herleitung der Sturzwinkel γ_i für das betrachtete Modell zu Formel 4.30.

$$\begin{aligned}
 \gamma_i &= \vec{e}_\gamma^T \mathbf{N} \left(\vec{L}_{FW} - \mathbf{D} \dot{\vec{x}} \right) \\
 &= n_{\gamma F_{x,Di}} F_{xFWi} + n_{\gamma M_{y,Di}} M_{yFWi} + n_{\gamma F_{yRAP,Di}} F_{yFWi} + n_{\gamma F_{yRAP,In}} F_{yFWj} \\
 &\quad + n_{\gamma M_{z,Di}} M_{zFWi} + n_{\gamma M_{z,In}} M_{zFWj} + n_{\gamma F_{z,Di}} (F_{zFWi} - d_{zz} \dot{z}_i) \\
 &\quad + n_{\gamma F_{z,In}} (F_{zFWj} - d_{zz} \dot{z}_j)
 \end{aligned} \tag{4.30}$$

Weiterhin erfolgt die Herleitung der Querverschiebung der ungefederten Massen y_i auf Basis der Dämpfungen und Steifigkeiten bzw. Nachgiebigkeiten der Achse zu Formel 4.31.

$$\begin{aligned}
 y_i &= \vec{e}_y^T \mathbf{N} \left(\vec{L}_{FW} - \mathbf{D} \dot{\vec{x}} \right) \\
 &= n_{y F_{x,Di}} F_{xFWi} + n_{y M_{y,Di}} M_{yFWi} + n_{y F_{yRAP,Di}} F_{yFWi} + n_{y F_{yRAP,In}} F_{yFWj} \\
 &\quad + n_{y M_{z,Di}} M_{zFWi} + n_{y M_{z,In}} M_{zFWj} + n_{y F_{z,Di}} (F_{zFWi} - d_{zz} \dot{z}_i) \\
 &\quad + n_{y F_{z,In}} (F_{zFWj} - d_{zz} \dot{z}_j)
 \end{aligned} \tag{4.31}$$

Für die Definition der lateralen Reifenkräfte ist es in Analogie zum Querdynamikmodell ebenfalls notwendig, auch die Sturz- und Querverschiebungsgeschwindigkeiten zu definieren. Diese können auf Basis der zeitlichen Ableitungen von Formel 4.14 und 4.16 beschrieben werden.

Durch die vorangegangenen analytischen Formulierungen ist das längs- und vertikaldynamische Fahrzeugverhalten vollständig mit den Subsystemen Achse und Reifen verknüpft. Auf Basis der Gleichungssysteme kann dabei auf die Wechselwirkungen innerhalb des Fahrwerks geschlossen werden. Zur Analyse der Aussagefähigkeit des entwickelten Einfachmodells zur Beschreibung der Längs- und Vertikaldynamik wird anhand der vorangegangenen Wirkzusammenhänge in Analogie zum vorherigen Kapitel ebenfalls ein Simulationsmodell abgeleitet und validiert. Die vollständigen Bewegungsgleichungen dieses Simulationsmodells ergeben sich durch Einsetzen der geometrischen Eigenschaften sowie durch Zusammenfassung der individuellen Räder und sind in Anhang A.5 dargestellt.

4.2. VALIDIERUNG DER EINFACHMODELLE

Nachfolgend werden die im vorherigen Kapitel hergeleiteten Einfachmodelle hinsichtlich ihrer Abbildungsgenauigkeit für den nach Kapitel 2.2 erarbeiteten Arbeitsbereich untersucht. Dazu wird das in Anhang A.5 abgeleitete Simulationsmodell parametrisiert und Mess- bzw. Simulationsergebnissen gegenübergestellt. Durch den Abgleich zwischen den Einfachmodellen und den Messergebnissen wird dabei zunächst ersichtlich, mit welcher absoluten Genauigkeit die Einfachmodelle das reale Fahrzeugverhalten abbilden können. Abweichungen können dabei einerseits aus der physikalischen Formulierung und andererseits aus der Parametrierung der Einfachmodelle entstehen. Die Einfachmodelle werden auf Basis der Messergebnisse der Subsystemeigenschaften nach Kapitel 3 parametrisiert.

Zudem erfolgt ein Vergleich der Einfachmodelle mit nichtlinearen, kennlinienbasierten Subsystemmodellen (beispielsweise nach [Ril07]) sowie einem auf Komponentenebene erstellten MKS-Modell zur Identifikation der Abweichungen, die primär aus der vereinfachten physikalischen Formulierung entstehen. Dafür werden die kennlinienbasierten Modelle auf Basis virtueller Prüfstandsmessungen des Komponentenmodells parametrisiert. Beide Vergleiche beinhalten demnach unterschiedliche Parametrierungen und können untereinander nicht verglichen werden.

4.2.1. VALIDIERUNG DES EINFACHMODELLS ZUR BESCHREIBUNG DER QUERDYNAMIK

Für die Validierung des Einfachmodells zur Beschreibung der querdynamischen Wirkzusammenhänge ist es zunächst notwendig, geeignete Fahrzeuggrößen und Darstellungsformen zur objektiven Beschreibung des Fahrzeugverhaltens auszuwählen. Entsprechend der Randbedingungen der Auslegungsmethode nach Kapitel 1.3 sowie der Untersuchungen des Aufenthaltsbereichs des Normalfahrers nach Kapitel 2.2 wird die Validität des Querdynamikmodells im Linearbereich unter 4 m/s^2 bis zu einer Anregungsfrequenz von 4 Hz untersucht. Die Analyse des Fahrzeugverhaltens kann nach Kapitel 2.3 sowohl im Zeit- als auch im Frequenzbereich stattfinden. Aufgrund der Linearität der abgeleiteten Einfachmodelle ist es sinnvoll, das Fahrzeugverhalten im Frequenzbereich mithilfe der Bode-Darstellung zu analysieren. Vorteil hierbei ist die Möglichkeit der zeitgleichen Analyse sowohl des statischen als auch des dynamischen Fahrzeugverhaltens.

Zur breitbandigen Anregung wird gemäß Kapitel 2.3 nachfolgend sowohl für die Gesamtfahrzeugmessung als auch für das Subsystem- und Komponentenmodell ein kontinuierlicher, sinusförmiger Lenkradwinkel von 0,2 bis 4 Hz bei konstanter Fahrgeschwindigkeit in das Fahrzeug eingeleitet. Die Amplitude dieser Lenkradwinkelschwingung wird so gewählt, dass sich eine Quereschleunigungsamplitude von 4 m/s^2 einstellt. Auf Basis der gemessenen bzw. berechneten Bewegungsgrößen werden die Übertragungsfunktionen gebildet.³⁵ Durch die lineare Formulierung der Einfachmodelle aus Kapitel 4.1 können direkt deren Übertragungsfunktionen abgeleitet werden. Es erfolgt demnach keine Zeitbereichssimulation für die Einfachmodelle.

Für die Übertragungsfunktionen zwischen den Bewegungsgrößen muss eine Auswahl getroffen werden, welche ein Verständnis des analytischen Aufbaus der Übertragungsfunktionen selbst verlangt. Zudem ist die Kenntnis der die Übertragungsfunktionen bestimmenden Fahrzeugparameter notwendig. Da die Übertragungsfunktionen der in Kapitel 4.1 hergeleiteten Einfachmodelle aufgrund ihrer Größe an dieser Stelle nicht dargestellt werden können, soll der analytische Aufbau der Übertragungsfunktionen anhand eines einfachen Einspurmodells ohne Wankfreiheitsgrad mit den Bewegungsgrößen Schwimmwinkel β_{SP} , Gierrate $\dot{\psi}$ und Quereschleunigung a_y in Relation zum Lenkradwinkel δ_{H} abgeleitet werden. Diese ergeben sich im Frequenzbereich nach Formel 4.32.

$$\begin{aligned} \frac{\dot{\psi}(s)}{\delta_{\text{H}}(s)} &= \frac{c_{\alpha\text{Av}}v_x (l_v m \sigma_{\alpha\text{Ah}} s^2 + l_v m v_x s + c_{\alpha\text{Ah}} (l_v + l_h))}{i_{\text{L}} (A_1 s^4 + B_1 s^3 + C_1 s^2 + D_1 s + E_1)} \\ \frac{\beta_{\text{SP}}(s)}{\delta_{\text{H}}(s)} &= \frac{c_{\alpha\text{Av}} (J_{\text{zz}} \sigma_{\alpha\text{Ah}} s^2 + (J_{\text{zz}} v_x - l_v m \sigma_{\alpha\text{Ah}} v_x) s + c_{\alpha\text{Ah}} l_h^2 - l_v m v_x^2 + c_{\alpha\text{h}} l_h l_v)}{i_{\text{L}} (A_1 s^4 + B_1 s^3 + C_1 s^2 + D_1 s + E_1)} \\ \frac{a_y(s)}{\delta_{\text{H}}(s)} &= \frac{c_{\alpha\text{Av}} v_x (J_{\text{zz}} \sigma_{\alpha\text{Ah}} s^3 + J_{\text{zz}} v_x s^2 + (c_{\alpha\text{Ah}} l_h^2 + c_{\alpha\text{Ah}} l_v l_h) s + c_{\alpha\text{Ah}} v_x (l_v + l_h))}{i_{\text{L}} (A_1 s^4 + B_1 s^3 + C_1 s^2 + D_1 s + E_1)} \end{aligned} \quad (4.32)$$

$$A_1 = J_{\text{zz}} m \sigma_{\alpha\text{Av}} \sigma_{\alpha\text{Ah}}$$

$$B_1 = J_{\text{zz}} m \sigma_{\alpha\text{Av}} v_x + J_{\text{zz}} m \sigma_{\alpha\text{Ah}} v_x$$

$$C_1 = J_{\text{zz}} c_{\alpha\text{Ah}} \sigma_{\alpha\text{Av}} + J_{\text{zz}} c_{\alpha\text{Av}} \sigma_{\alpha\text{Ah}} + J_{\text{zz}} m v_x^2 + c_{\alpha\text{Ah}} m \sigma_{\alpha\text{Av}} l_h^2 + c_{\alpha\text{Av}} m \sigma_{\alpha\text{Ah}} l_v^2$$

$$D_1 = J_{\text{zz}} c_{\alpha\text{Ah}} v_x + J_{\text{zz}} c_{\alpha\text{Av}} v_x + c_{\alpha\text{Ah}} m v_x l_h^2 + c_{\alpha\text{Av}} m v_x l_v^2 + c_{\alpha\text{Ah}} l_h m \sigma_{\alpha\text{Av}} v_x - c_{\alpha\text{Av}} l_v m \sigma_{\alpha\text{Ah}} v_x$$

$$E_1 = c_{\alpha\text{Av}} c_{\alpha\text{Ah}} l_v^2 + c_{\alpha\text{Av}} c_{\alpha\text{Ah}} l_h^2 + c_{\alpha\text{Ah}} l_h m v_x^2 - c_{\alpha\text{Av}} l_v m v_x^2 + 2 c_{\alpha\text{Av}} c_{\alpha\text{Ah}} l_v l_h$$

³⁵Dazu erfolgt die schnelle Fourier-Transformation mit einer Hamming-Fensterlänge von einem Sechstel der Signallänge bei einer Überlappung von 90 %.

4. Aufbau eines analytisch-physikalischen Wirkkettenverständnisses zwischen Gesamtfahrzeug- und Subsystemverhalten

Die Formel zeigt, wie sich die Übertragungsfunktionen aus der Fahrgeschwindigkeit v_x , den Konzeptparametern Aufbaumasse m_G , Achslastverteilung $l_{v,h}$, Gierträgheit J_{zz} sowie aus der Lenkübersetzung i_L , den Schräglaufsteifigkeiten $c_{\alpha Av,h}$ und den Einlaufängen $c_{\sigma Av,h}$ zusammensetzen. Dabei beinhalten die Übertragungsfunktionen sowohl Vorderachs- als auch Hinterachseigenschaften zu gleichen Anteilen im Zähler und im Nenner. Entsprechend des Systemaufbaus besitzen alle Übertragungsfunktionen einen identischen Nennerterm. Zudem wird ersichtlich, dass die in Klammern zusammengefassten Zählerterme der einzelnen Übertragungsfunktionen neben den Konzeptparametern ausschließlich Fahrwerkeigenschaften der Hinterachse beinhalten.

Auf Basis dieser Erkenntnis ist es möglich, durch Betrachtung der Übertragungsfunktion zwischen zwei Bewegungsgrößen ausschließlich Fahrwerkeigenschaften der Hinterachse zu identifizieren. Formel 4.33 zeigt am Beispiel der Übertragungsfunktion von Querbewegung a_y zu Gierrate $\dot{\psi}$ und anhand der Übertragungsfunktion von Schwimmwinkel der Hinterachse zu Querbewegung diesen Zusammenhang.

$$\begin{aligned} \frac{a_y(s)}{\dot{\psi}(s)} &= \frac{a_y(s) \delta_H(s)}{\delta_H(s) \dot{\psi}(s)} \\ &= \frac{J_{zz} \sigma_{\alpha Ah} s^3 + J_{zz} v_x s^2 + (c_{\alpha Ah} l_h^2 + c_{\alpha Ah} l_v l_h) s + c_{\alpha Ah} v_x (l_v + l_h)}{l_v m \sigma_{\alpha Ah} s^2 + l_v m v_x s + c_{\alpha Ah} (l_v + l_h)} \\ \frac{\beta_{HA}(s)}{a_y(s)} &= \frac{\delta_H(s)}{a_y(s)} \left(-\frac{\beta_{SP}(s)}{\delta_H(s)} + \frac{\dot{\psi}(s) l_h}{\delta_H(s) v_x} \right) \\ &= \frac{(v_x + s \sigma_{\alpha Ah}) (l_v m v_x - J_{zz} s + l_v l_h m s)}{v_x (c_{\alpha Ah} l_h^2 s + c_{\alpha Ah} l_v l_h s + c_{\alpha Ah} v_x l_h + J_{zz} \sigma_{\alpha Ah} s^3 + J_{zz} v_x s^2 + c_{\alpha Ah} l_v v_x)} \end{aligned} \quad (4.33)$$

Formel 4.33 zeigt, dass die Übertragungsfunktion von Querbewegung zu Gierrate und von Schwimmwinkel der Hinterachse zu Querbewegung neben den Konzeptparametern nur die Achsschräglaufsteifigkeit $c_{\alpha Ah}$ und die Achseinlaufänge $\sigma_{\alpha Ah}$ der Hinterachse aufweisen.^{36,37} Demnach ist es möglich, durch Betrachtung dieser Übertragungsfunktion direkt Rückschlüsse auf das stationäre und dynamische Hinterachsverhalten zu ziehen. Der weiterführende Zusammenhang zwischen dem Lenkradwinkel, den Bewegungsgrößen und den abgebildeten Fahrwerkeigenschaften ist in Abbildung 4.2 dargestellt.

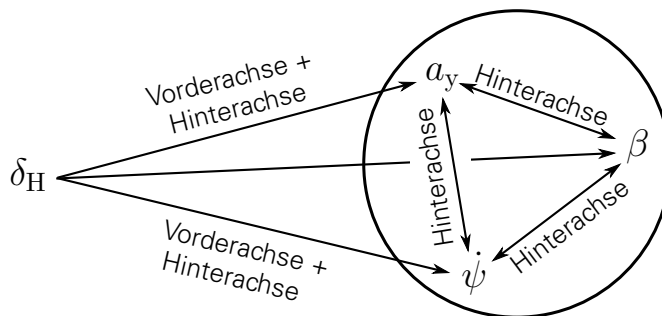


Abbildung 4.2.: Zusammenhang zwischen dem Lenkradwinkel, den Bewegungsgrößen und den abgebildeten Fahrwerkeigenschaften der Vorder- und Hinterachse.

³⁶An dieser Stelle sei darauf hingewiesen, dass es sich bei der Übertragungsfunktion von Querbewegung zu Gierrate um eine instabile („impropre“) Übertragungsfunktionen handelt [Rei14]. Da es aber lediglich das Ziel ist, die gemessenen Systemantworten des Fahrzeugs zu analysieren, ist die Systemstabilität unerheblich.

³⁷Die Beschreibung der Achsschräglaufsteifigkeit und der Achseinlaufänge erfolgt detailliert in Kapitel 5.1.2.

Entsprechend den analytischen Übertragungsfunktionen kann daher eine ideale Analysereihenfolge der Messgrößen abgeleitet werden. Demnach ist es sinnvoll, anhand des stationären Wertes der Übertragungsfunktion von Schwimmwinkel der Hinterachse zu Querbesehleunigung die Achsschräglaufsteifigkeit der Hinterachse zu überprüfen. Daran anschließend erfolgt die dynamische Analyse der Hinterachse mithilfe der Übertragungsfunktion von Querbesehleunigung zu Gierrate bzw. von Schwimmwinkel der Hinterachse zu Querbesehleunigung. Zuletzt kann nun das Vorderachsverhalten mithilfe der Übertragungsfunktion von Lenkradwinkel zu Gierrate überprüft werden.

Die beschriebenen Zusammenhänge sind auch für komplexere Simulationsmodelle beobachtbar. Hier kommt es jedoch zu einer zusätzlichen Kopplung der Vorder- und Hinterachse beispielsweise durch das Wankverhalten, in dessen Folge auch Vorderachsparemeter in der Hinterachsübertragungsfunktion vorkommen. Deren Auswirkungen auf die Übertragungsfunktion sind für das Beispielfahrzeug nach Kapitel 3 jedoch gering.

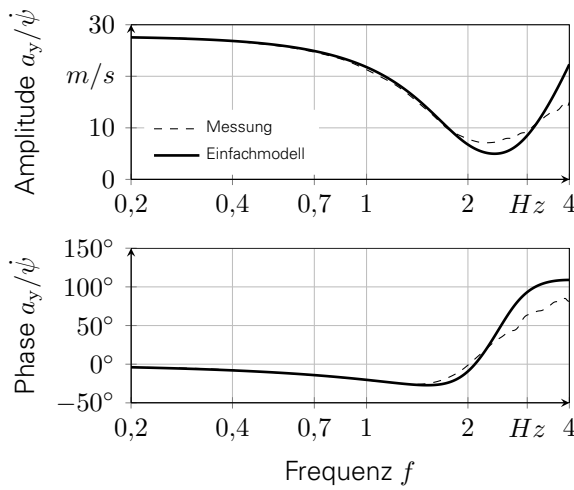
Auf Basis der physikalischen Zusammenhänge werden nachfolgend die entsprechenden Übertragungsfunktionen der in Kapitel 4.1 entwickelten Einfachmodelle in der genannten Reihenfolge analysiert. Dazu zeigen die Abbildungen 4.3a,b den Vergleich der Übertragungsfunktionen von Querbesehleunigung zu Gierrate für Messung und Simulation.

Es wird ersichtlich, dass das Einfachmodell der Querdynamik sowohl gegenüber der Messung in Abbildung 4.3a als auch gegenüber dem nichtlinearen Subsystemmodell und dem Komponentenmodell in Abbildung 4.3b ein ähnliches Hinterachsverhalten aufweist. Da die Fahrzeuge für die annähernd stationäre Verstärkung des Amplitudengangs identisch sind, wird ersichtlich, dass gemäß $a_y/\dot{\psi} = v_x$ alle Fahrzeuge mit der gleichen Fahrgeschwindigkeit bewegt werden. Abweichungen bei höheren Frequenzen ergeben sich einerseits aus der verringerten Anregungsenergie³⁸ (gilt ausschließlich für die Messung) und können andererseits durch die Zunahme nichtlinearer Effekte entstehen. Der Phasenverlauf zeigt erwartungsgemäß ebenfalls eine gute Übereinstimmung zur Messung und zu den weiteren Simulationsmodellen.

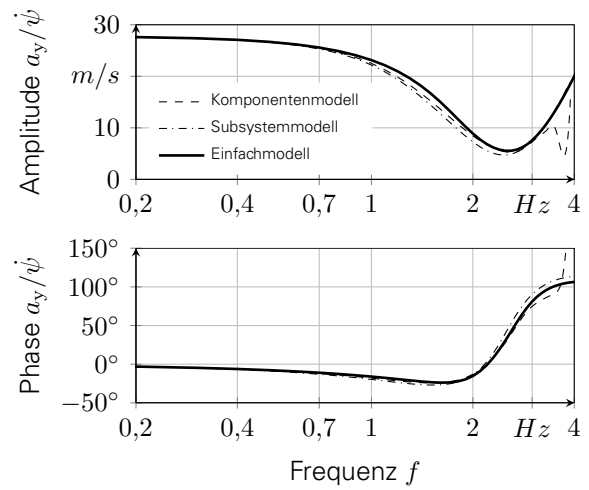
Zur weiteren Analyse des Hinterachsverhaltens zeigen die Abbildungen 4.3c und d die Übertragungsfunktion von Querbesehleunigung zu Schwimmwinkel der Hinterachse. Bei Betrachtung der Abbildungen wird ersichtlich, dass die stationäre Verstärkung des Amplitudengangs sowohl mit der in Abbildung 4.3c gezeigten Messung als auch mit den weiteren Simulationsmodellen in Abbildung 4.3d übereinstimmt. Demnach ist das Einfachmodell zur Beschreibung der Querdynamik in der Lage, das stationäre Hinterachsverhalten mit ausreichender Genauigkeit zu beschreiben. Dagegen zeigt das dynamische Verhalten des Schwimmwinkels der Hinterachse bei hohen Frequenzen deutliche Abweichungen zur Messung. Ersichtlich wird bei Betrachtung von Abbildung 4.3d jedoch, dass die Abweichung der dynamischen Verstärkung zwischen dem Einfachmodell und den komplexeren Simulationsmodellen deutlich geringer ist. Eine mögliche Schlussfolgerung wäre ein bisher unbekannter, in der Messung auftretender physikalischer Zusammenhang oder eine fehlerbehaftete Messung. Erklärt werden kann diese Abweichung wie bereits erwähnt beispielsweise auch durch die stark verringerte Anregungsenergie bei hohen Anregungsfrequenzen. In Analogie zu den Abweichungen der Amplitudengänge ergibt sich eine Abweichung im Phasengang. Zusammenfassend kann demnach das Hinterachsverhalten gegenüber den komplexeren Simulationsmodellen in ausreichender Genauigkeit mithilfe des Einfachmodells beschrieben werden.

³⁸Da das Sweep-Manöver mithilfe eines menschlichen Fahrers durchgeführt wird, nimmt bei hohen Anregungsfrequenzen die Anregungsamplitude ab. Anhand der Kohärenz zeigt sich, dass dabei auch die Linearität stark abnimmt.

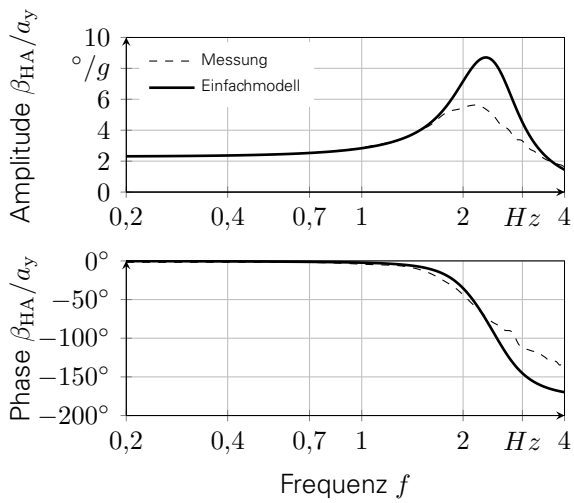
4. Aufbau eines analytisch-physikalischen Wirkkettenverständnisses zwischen Gesamtfahrzeug- und Subsystemverhalten



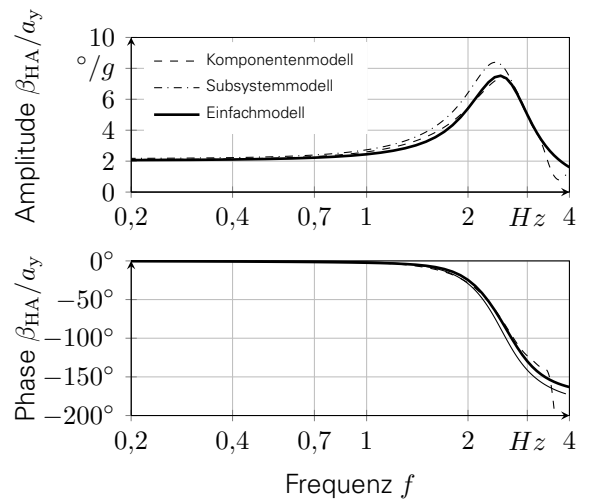
(a) Übertragungsfunktion von Gierrate zu Querbeschleunigung gegen Messung.



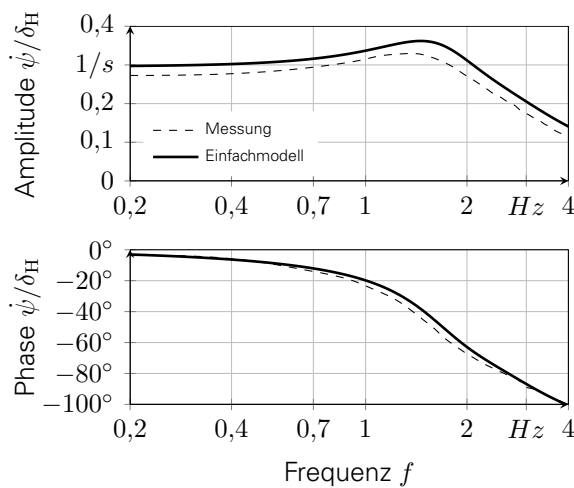
(b) Übertragungsfunktion von Gierrate zu Querbeschleunigung gegen Simulation.



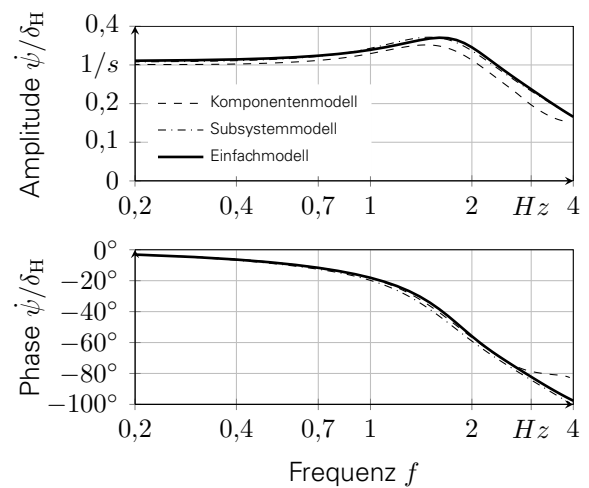
(c) Übertragungsfunktion von Querbeschleunigung zu Schwimmwinkel der Hinterachse gegen Messung.



(d) Übertragungsfunktion von Querbeschleunigung zu Schwimmwinkel der Hinterachse gegen Simulation.



(e) Übertragungsfunktion von Lenkradwinkel zu Gierrate gegen Messung.

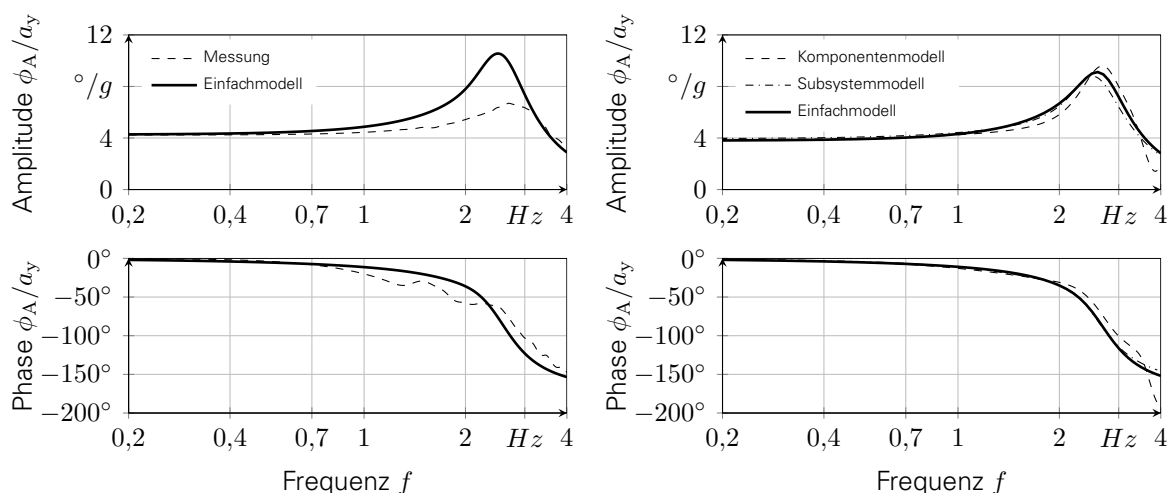


(f) Übertragungsfunktion von Lenkradwinkel zu Gierrate gegen Simulation.

Abbildung 4.3.: Abbildungsgenauigkeit des Einfachmodells der Querdynamik anhand der charakteristischen Übertragungsfunktionen gegenüber Simulation und Messung.

Nach der Analyse des Hinterachsverhaltens folgt die Validierung des Vorderachsverhaltens mithilfe der Übertragungsfunktion von Lenkradwinkel zu Gierrate gemäß Abbildung 4.3e,f. Anhand Abbildung 4.3e wird zunächst ersichtlich, dass die stationäre Gierverstärkung um 11 % zwischen Messung und Simulation abweicht. Bei Vergleich des Einfachmodells zum nichtlinearen Subsystemmodell in Abbildung 4.3f wird jedoch ersichtlich, dass beide den gleichen stationären Wert der Gierverstärkung aufweisen. Das Komponentenmodell besitzt eine geringfügig abweichende Parametrierung des Lenkungssystems, was zu einer Abweichung zu den beiden anderen Modellen führt. Auf Basis dieser Erkenntnis wird demnach ersichtlich, dass die stationäre Abweichung zwischen Messung und Simulation erneut entweder aus einem bisher unbekanntem physikalischen Effekt entsteht oder die Folge einer fehlerhaften Parametrierung ist. Bei Betrachtung des weiteren dynamischen Verlaufs wird erkennbar, dass das Einfachmodell ein ähnliches Verhalten wie das nichtlineare Subsystemmodell aufweist. Beide Modelle weisen eine höhere Giereigenfrequenz und Gierüberhöhung als das komplexe Komponentenmodell auf. Diese Abweichung kann auch gegenüber der Messung beobachtet werden. Ursächlich dafür können eine fehlerhafte Parametrierung der Kennlinienmodelle oder Fehler infolge der Superposition der Achseffekte nach Kapitel 3.2 sein. Auch im Phasengang zeigen sich die beobachteten Abweichungen. Demnach besitzt die Beschreibung der Vorderachse Abweichungen sowohl im stationären als auch im dynamischen Verhalten, die in den nachfolgenden Betrachtungen berücksichtigt werden müssen.

Auf die Analyse des dynamischen Vorder- und Hinterachsverhaltens folgt zuletzt die Betrachtung des dynamischen Wankverhaltens. Dazu zeigt Abbildung 4.4 die Übertragungsfunktion von Querbeschleunigung zu Wankwinkel für Messung und Simulation.



(a) Übertragungsfunktion von Querbeschleunigung zu Wankwinkel gegen Messung.

(b) Übertragungsfunktion von Querbeschleunigung zu Wankwinkel gegen Simulation.

Abbildung 4.4.: Abbildungsgenauigkeit des Einfachmodells der Querdynamik anhand der Übertragungsfunktion von Querbeschleunigung zu Wankwinkel gegenüber Simulation und Messung.

Anhand Abbildung 4.4 wird ersichtlich, dass der stationäre Wankwinkelgradient sowohl zwischen Messung und Einfachmodell als auch zwischen Subsystem- bzw. Komponentenmodell und Einfachmodell identisch ist. Demnach bildet das Einfachmodell das Wankverhalten des Fahrzeugs mit einer ausreichenden Genauigkeit (Fehler $< 2\%$) ab. In Analogie zu den bereits beobachteten Abweichungen der dynamischen Schwimmwinkelverstärkung zeigt sich auch eine höhere Abweichung beim dynamischen Wankverhalten. Die Wankeigenfrequenzen erscheinen zwischen den Simulationsmodellen annähernd identisch. Die in der Messung identifizierte Wankeigenfrequenz ist jedoch deutlich größer als die über die jeweiligen Si-

mulationsmodelle ermittelte. Diese Beobachtungen lassen auf einen bisher unbetrachteten physikalischen Effekt, eine fehlerhafte Parametrierung oder eine fehlerhafte Messung als Ursache für diese Abweichungen schließen. Demnach ist das Einfachmodell in der Lage, das stationäre Wankverhalten ausreichend zu beschreiben. Jedoch müssen die größeren Abweichungen in der Wankdynamik nachfolgend bei der Anwendung der Auslegungsmethode berücksichtigt werden.

Zusammenfassend sind in Tabelle 4.1 die charakteristischen Größen der Kennlinien quantitativ gezeigt.

| Parameter | Mess. | Sim. EM | Sim. KOM | Sim. SUB | Sim. EM |
|---|-------|------------|-------------|-------------|------------|
| Stat. Gierverstärkung in 1/s | 0,27 | 0,30 | 0,30 | 0,31 | 0,31 |
| Giereigenfrequenz in Hz | 1,38 | 1,45 | 1,49 | 1,50 | 1,60 |
| Gierüberhöhung in % | 20,8 | 21,7 | 16,8 | 20,7 | 19,2 |
| Phase Lenkradw./Gierrate bei 0,5 Hz in ° | -8,42 | -8,10 | -7,85 | -8,72 | -8,05 |
| Eigenfrequenz Querbeschl. in Hz | 2,26 | 2,40 | 2,58 | 2,48 | 2,54 |
| Max. Abfall Querbeschl. in % | -74,2 | -81,9 | -80,9 | -82,8 | -80,0 |
| Phase Gierrate/Querbeschl. bei 0,5 Hz in ° | -10,1 | -10,0 | -8,02 | -8,87 | -7,79 |
| Schwimmwinkelgradient in °/g | 2,32 | 2,32 | 2,11 | 2,19 | 2,07 |
| Eigenfrequenz Schwimmwinkel in Hz | 2,18 | 2,33 | 2,53 | 2,42 | 2,48 |
| Schwimmwinkelüberhöhung in % | 143 | 275 | 250 | 283 | 263 |
| Phase Querbeschl./Schwimmw. bei 0,5 Hz in ° | -1,74 | -0,82 | -0,60 | -0,24 | -1,00 |
| Wankwinkelgradient in °/g | 4,24 | 4,28 | 3,88 | 3,97 | 3,81 |
| Wankeigenfrequenz in Hz | 2,69 | 2,48 | 2,68 | 2,52 | 2,59 |
| Wanküberhöhung in % | 57,9 | 146 | 147 | 121 | 139 |
| Phase Querbeschl./Wankw. bei 0,5 Hz in ° | -3,36 | -5,08 | -4,82 | -3,97 | -4,92 |

Tabelle 4.1.: Quantitative Abweichung des Einfachmodells (EM) der Querdynamik gegenüber Messung und einem nichtlinearen Subsystemmodell (SUB) bzw. einem komplexen Komponentenmodell (KOM).

Es wird ersichtlich, dass das Einfachmodell eine ausreichende Übereinstimmung mit der Messung und den komplexeren Modellen (Subsystem- und Komponentenmodell) aufweist. Da das Einfachmodell die Fahrzeugeigenschaften gegenüber den komplexeren Modellen besser beschreibt als gegenüber Messung kann gezeigt werden, dass der Abstraktionsansatz anhand des Stands der Technik ausreichend ist.

4.2.2. VALIDIERUNG DES EINFACHMODELLS ZUR BESCHREIBUNG DER LÄNGS- UND VERTIKALDYNAMIK

In Analogie zur Vorgehensweise des vorherigen Kapitels wird nachfolgend das Einfachmodell zur Beschreibung der Längs- und Vertikaldynamik mit Messungen und einem komplexeren nichtlinearen Subsystemmodell verglichen. Dazu wird die Validität des Einfachmodells auf Basis der Randbedingungen in Kapitel 1.3 innerhalb des Primary-Ride bis 6 Hz untersucht. Nach Kapitel 2.3 können dafür die Hub- und Nickübertragungsfunktionen verwendet werden. Diese werden auf Basis der Beschleunigungen der ungefederten Massen und des Aufbaus bestimmt und im Frequenzbereich anhand des Amplitudengangs dargestellt.

Zur breitbandigen Anregung wird gemäß Kapitel 2.3 die Gesamtfahrzeugmessung anhand einer Straßenanregung und das Subsystemmodell mit einer äquivalenten sinusförmigen Anregung mit steigender Frequenz beaufschlagt. Da das Einfachmodell zur Beschreibung der Längs- und Vertikaldynamik vollständig linear abgebildet ist, können direkt die relevanten Übertragungsfunktionen gebildet werden. Daher ist eine Zeitbereichssimulation für das

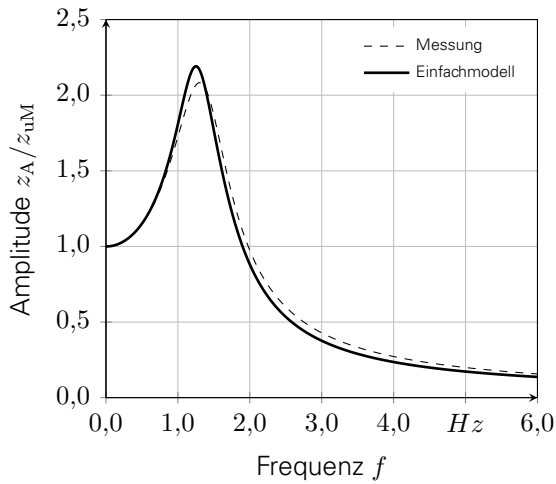
Einfachmodell nicht notwendig.

Abbildung 4.5a,b zeigt die Hubübertragungsfunktion des Einfachmodells des Fahrkomforts sowohl gegenüber der Messung als auch gegenüber dem Subsystemmodell. Aufgrund einer gleichen Parametrierung können an dieser Stelle sowohl die Validierung zur Messung als auch die Validierung zum komplexeren Simulationsmodell verglichen werden. Anhand der Abbildung wird ersichtlich, dass das Einfachmodell zur Beschreibung des Fahrkomforts eine gute Übereinstimmung mit Messung und Simulation aufweist. Die Abweichung der Hubeigenfrequenz beträgt 3,8 % und die Abweichung der Hubverstärkung beträgt maximal 10,2 %. Dabei sind für beide Vergleiche eine geringere Hubeigenfrequenz und eine höhere Hubüberhöhung des Einfachmodells erkennbar. Diese Abweichungen sind einerseits durch die getroffenen Vereinfachungen sowie andererseits durch die Vernachlässigung der Schwingungen weiterer Aggregate begründet (bspw. Hilfsrahmen oder Motor). Zusammenfassend kann festgestellt werden, dass das Einfachmodell zur Beschreibung der Vertikaldynamik das Hubverhalten des Aufbaus ausreichend darstellen kann.

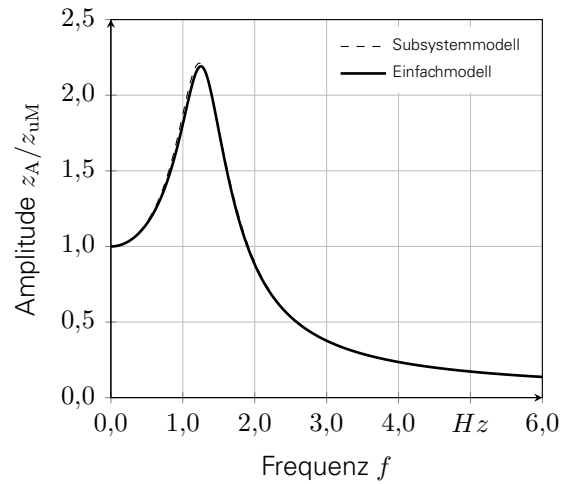
Auf die Validierung der Hubübertragungsfunktion folgt die Validierung der Nickübertragungsfunktion anhand Abbildung 4.5c,d für Messung und Simulation. Abbildung 4.5c zeigt, dass das Einfachmodell zur Beschreibung der Vertikaldynamik sowohl eine geringere Nickeigenfrequenz als auch eine größere Nickverstärkung aufweist. Bei Betrachtung von Abbildung 4.5d wird eine geringe Abweichung des Einfachmodells zum nichtlinearen Subsystemmodell erkennbar. Die beobachteten Abweichungen der Nick- und auch Hubübertragungsfunktion gegenüber Messung und Simulation können daher entweder auf Basis fehlender physikalischer Zusammenhänge in den Simulationsmodellen entstehen oder sind auf eine fehlerbehaftete Parametrierungsmethode zurückzuführen. Beispielsweise kann die Achsreibung sowohl wie eine zusätzliche Dämpfung als auch Steifigkeit wirken und so das Aufbauübertragungsverhalten beeinflussen [APK⁺15]. Trotz dieser Abweichungen ist das Einfachmodell zur Beschreibung der Vertikaldynamik demnach in der Lage, das Aufbauübertragungsverhalten ausreichend zu beschreiben. Jedoch müssen Abweichungen in der Nickübertragungsfunktion bei der nachfolgenden Entwicklung der Auslegungsmethode beachtet werden.

Neben der Validierung der Hub- und Nickübertragungsfunktion ist ebenfalls die Betrachtung der dynamischen Radlastschwankungen von Interesse, da diese einen wesentlichen Einfluss auf die Querdynamik besitzen und daher im Rahmen einer Fahrwerksauslegung beachtet werden sollten. Dazu zeigen die Abbildungen 4.5e und f den Vergleich der Übertragungsfunktion von Straßenanregung zu Radlast zwischen dem komplexeren nichtlinearen Subsystemmodell und dem Einfachmodell für die Vorder- und Hinterachse. An dieser Stelle erfolgt keine Gegenüberstellung zwischen Messung und Simulation, da die Straßenanregung im Radaufstandspunkt innerhalb der Messung nicht als Messgröße zur Verfügung steht. Im Vergleich zwischen Subsystemmodell und Einfachmodell wird für beide Achsen ersichtlich, dass überwiegend Abweichungen im Bereich oberhalb des in dieser Arbeit betrachteten Bereichs des Primary-Ride auftreten. Dabei zeigt das Subsystemmodell eine höhere Eigenfrequenz der ungefederten Massen sowie an der Hinterachse ein deutlich überlagertes Schwingungsverhalten im Bereich der Eigenfrequenz. Diese Unterschiede sind auf die komplexere Modellierung des Subsystemmodells zurückzuführen. So weist das Subsystemmodell zusätzlich die Modellierung weiterer Schwingungssysteme wie das Aggregat, Differenziale, Hilfsrahmen sowie Dämpferlager auf. Diese führen zu Schwingungsüberlagerungen, die eine Veränderung der Übertragungsfunktion von Straßenanregung zu Radlast bewirken. Werden diese zusätzlichen Schwingungssysteme im Subsystemmodell entfernt, zeigt sich entsprechend der Abbildungen 4.5e und f, dass das Einfachmodell und das nichtlineare Subsystemmodell annähernd übereinstimmen.

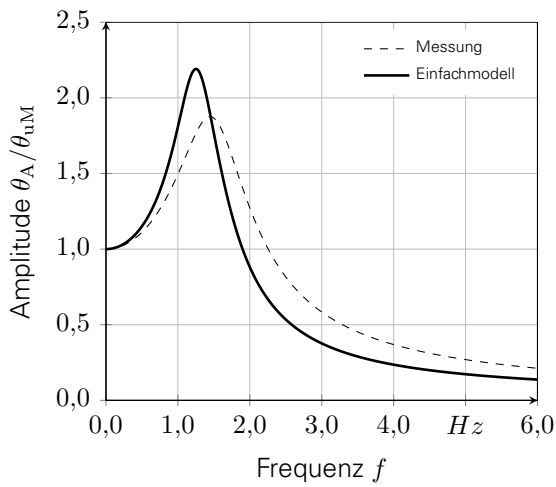
4. Aufbau eines analytisch-physikalischen Wirkkettenverständnisses zwischen Gesamtfahrzeug- und Subsystemverhalten



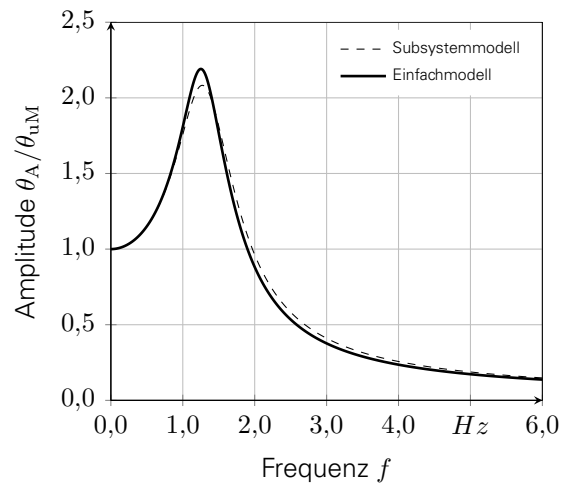
(a) Hubübertragungsfunktion gegen Messung.



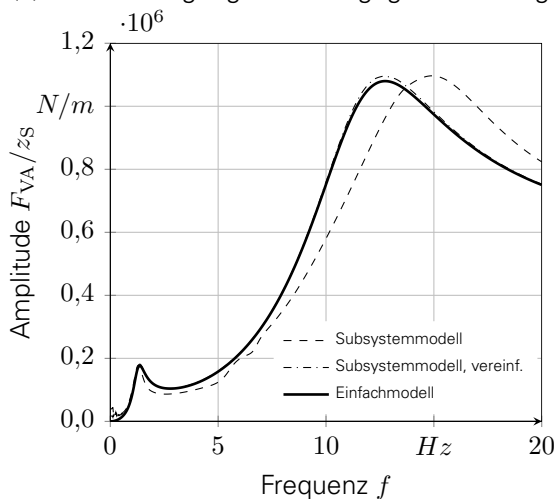
(b) Hubübertragungsfunktion gegen Simulation.



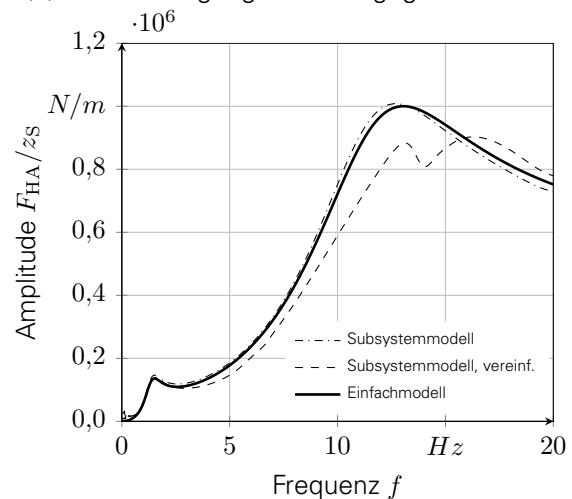
(c) Nickübertragungsfunktion gegen Messung.



(d) Nickübertragungsfunktion gegen Simulation.



(e) Übertragungsfunktion der Radlastschwankungen der Vorderachse gegen Simulation.



(f) Übertragungsfunktion der Radlastschwankungen der Hinterachse gegen Simulation.

Abbildung 4.5.: Abbildungsgenauigkeit des Einfachmodells zur Beschreibung der Vertikaldynamik anhand der Hub- und Nickübertragungsfunktion gegenüber Simulation und Messung.

Anhand dieser Untersuchungen wird ersichtlich, dass die gewählte Modellierung entsprechend den Randbedingungen nach Kapitel 1.3 innerhalb des Primary-Ride das Fahrzeugverhalten abbilden kann, außerhalb dieses Bereichs jedoch zusätzliche Schwingungssysteme zur Verbesserung der Abbildungsgenauigkeit integriert werden müssen.

Zusammenfassend sind in Tabelle 4.2 die charakteristischen Größen der Kennlinien im Primary-Ride quantitativ aufgeführt.

| Parameter | Mess. | Sim. EM | Sim. SUB |
|-------------------------|-------|------------|-------------|
| Hubeigenfrequenz in Hz | 1,30 | 1,25 | 1,23 |
| Hubverstärkung in % | 108 | 119 | 121 |
| Nickeigenfrequenz in Hz | 1,44 | 1,25 | 1,27 |
| Nickverstärkung in % | 87,6 | 119 | 108 |

Tabelle 4.2.: Quantitative Abweichung des Einfachmodells (EM) zur Beschreibung der Vertikaldynamik gegenüber Messung und einem nichtlinearen Subsystemmodell (SUB).

4.3. ZUSAMMENFASSUNG

Ziel dieses Kapitels ist die Herleitung der physikalischen Zusammenhänge zwischen dem Gesamtfahrzeugverhalten und dem Subsystemverhalten der Achsen, der Reifen und der Lenkung. Auf Basis eines komplexen Fünf-Massen-Modells mit 30 Freiheitsgraden erfolgt dafür die Ableitung von Einfachmodellen zur Beschreibung des Gesamtfahrzeugverhaltens. Dazu wird das Fahrzeugverhalten durch definierte Randbedingungen in zwei Einfachmodelle unterteilt. Dabei handelt es sich einerseits um ein lineares transientes Einspurmodell mit einem Wankschwingungssystem zur Beschreibung der Querdynamik und andererseits um einen linearen transienten Hub-Nick-Schwinger zur Beschreibung der Längs- und Vertikaldynamik. Durch die schrittweise Herleitung der Bewegungsgleichungen beider Modelle auf Basis der in Kapitel 3 beschriebenen Fahrwerk-, Reifen- und Lenkungseigenschaften ist es möglich, die analytischen Wirkzusammenhänge innerhalb der Modelle nachzuvollziehen.

Auf Basis der entwickelten Einfachmodelle wird die Fahrwerksauslegungsmethode aufgebaut. Zur Überprüfung der Abbildungsgenauigkeit werden die Einfachmodelle daher sowohl gegen Messungen als auch gegen komplexere nichtlineare Modelle im Rahmen des nach Kapitel 2.2 erarbeiteten Arbeitsraums validiert. Die Eignung der Modelle als Ausgangsbasis für die Entwicklung der Fahrwerksauslegungsmethode wird bestätigt.

Auf Basis dieses Kapitels sind somit die Zusammenhänge zwischen dem Gesamtfahrzeugverhalten und den zu betrachtenden Subsystemen hergestellt. Nachfolgend wird nun eine Auslegungsmethode auf Basis dieser Zusammenhänge entwickelt.

5. ENTWICKLUNG EINER ACHSAUSLEGUNGSMETHODE FÜR DIE KONZEPTPHASE DER FAHRWERKENTWICKLUNG

Nachfolgend wird auf Basis der in Kapitel 3 ausgewählten Fahrwerkeigenschaften sowie des in Kapitel 4 erarbeiteten analytisch-physikalischen Wirkkettenverständnisses eine Fahrwerkeauslegungsmethode für die Konzeptphase entwickelt. Dazu findet zunächst eine Strukturierung des Auslegungsprozesses mithilfe des Target-Cascading-Ansatzes statt. Daran angeschlossen erfolgen die detaillierte Beschreibung der einzelnen Auslegungsschritte zur Ableitung der Subsystemeigenschaften und die Definition von Auslegungsreihenfolgen. Zuletzt wird auf Basis des Solution-Space-Ansatzes eine Erweiterung und Automatisierung der erarbeiteten Auslegungsmethode vorgestellt. Es sei an dieser Stelle entsprechend Kapitel 1.3 darauf hingewiesen, dass die entwickelte Auslegungsmethode mithilfe von objektiven Gesamtfahrzeugeigenschaftszielen abgeleitet wird. Subjektive Gesamtfahrzeugeigenschaftsziele sind für die nachfolgenden Betrachtungen bereits in objektive Gesamtfahrzeugeigenschaftsziele transformiert und werden nicht weiter betrachtet.

5.1. STRUKTURIERUNG DES AUSLEGUNGSPROZESSES

Ziel der Fahrwerkeauslegung in der Konzeptphase ist es, die Gesamtfahrzeugeigenschaftsziele für Fahrdynamik und Fahrkomfort in Subsystemeigenschaftsziele für die Reifen, das aktive Lenkungssystem und die Achsen zu überführen. Die Auslegung beginnt demnach auf der Gesamtfahrzeugebene mit definierten Gesamtfahrzeugeigenschaftszielen und endet auf der Subsystemebene mit abgeleiteten Subsystemeigenschaftszielen. Verknüpft werden beide Eigenschaftsziele durch die in Kapitel 4 hergeleiteten Wirkzusammenhänge auf Basis der Fahrzeugphysik. Dabei handelt es sich um ein unterbestimmtes System, da die Gesamtfahrwerkeigenschaften durch eine Vielzahl von Subsystemeigenschaften definiert werden können. Zur Verringerung dieser Auslegungskomplexität wird daher nachfolgend eine Auslegungsstrategie auf Basis des Target-Cascading-Ansatzes nach KIM entwickelt [KRP⁺01, KMP⁺03].

Wie bereits in Kapitel 2 vorgestellt, handelt es sich bei der Target-Cascading-Methode um einen Auslegungsansatz aus dem Bereich der strukturellen Auslegungsmethoden. Dabei wird das Gesamtoptimierungsproblem in Teiloptimierungsprobleme mithilfe von sogenannten Key-Links unterteilt und die Entwicklungsziele in Untersysteme kaskadiert. Die Anzahl der Subebenen ist dabei frei wählbar, wobei eine zu feine Aufteilung des Auslegungsprozesses die Komplexität der Methode sogar vergrößern kann. Nachfolgend soll der Auslegungsprozess daher durch die Integration nur einer zusätzlichen Ebene entsprechend Abbildung 5.1 in drei verschiedene Eigenschaftsebenen unterteilt werden.

Die Gesamtfahrzeugebene umfasst die das objektive Fahrverhalten des Fahrzeugs definierenden Fahrzeugkenngrößen. Ausschließlich auf Basis dieser objektiven Kenngrößen werden die Subsystemeigenschaftsziele der Lenkung, des Reifens und der Achse abgeleitet. Das entwickelte Fahrwerk kann demnach nur die in der Gesamtfahrzeugebene definierten Eigenschaftsziele erfüllen. Daher ist eine sorgsame Auswahl der Objektivierungskennwerte notwendig, die zeitgleich durch die dahinterliegende Physik beschreibbar sein müssen. Für die Gesamtfahrzeugebene gilt nachfolgende Definition:

Definition 1 *Die Gesamtfahrzeugebene umfasst die das objektive Verhalten des Gesamtfahrzeugs definierenden Fahrzeugeigenschaften wie beispielsweise Eigenlenkgradienten oder Aufbaueigenfrequenzen.*

Zur Durchführung der Auslegungsmethode sind neben den Gesamtfahrzeugeigenschaftszielen ebenfalls Konzepteigenschaften des zu entwickelnden Fahrzeugs erforderlich. Diese Konzepteigenschaften werden gebildet durch die Konzeptparameter bspw. die Fahrzeugmassen, die Achslastverteilung, die Trägheitsmomente, die Spurweiten, den Radstand und die Antriebs- bzw. Bremskraftverteilung.

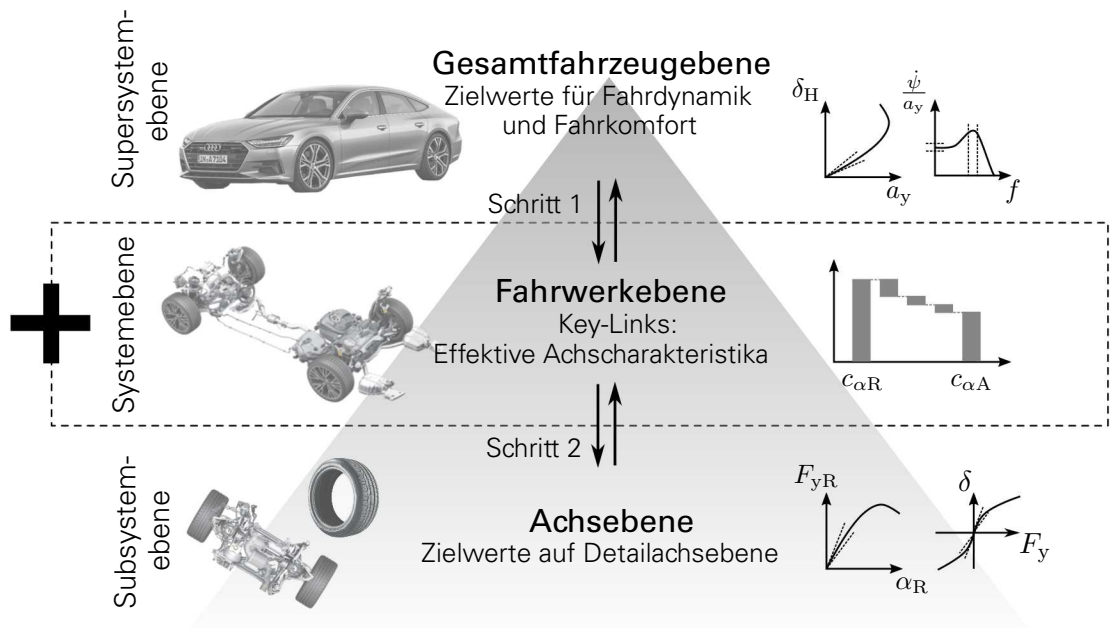


Abbildung 5.1.: Auslegungsstruktur der Fahrwerksauslegungsmethode mit der Ableitung von Eigenschaftszielen von der Gesamtfahrzeugebene über die Fahrwerkebene in die Achsebene, in Anlehnung an [ACW⁺16, ACW⁺17b].

Auf Basis dieser Konzepteigenschaften ist es die Aufgabe, ein Fahrwerk zu entwickeln, das die definierten Gesamtfahrzeugziele für Fahrdynamik und Fahrkomfort erreicht. Die Konzepteigenschaften stellen in der Methode daher bindende Grundeigenschaften dar und werden im nachfolgenden Auslegungsprozess nicht verändert.

Entsprechend der in Abbildung 5.1 dargestellten Hierarchie folgt auf die Gesamtfahrzeugebene die neu definierte Fahrwerkebene. Zur Aufteilung des physikalischen Modells in Kapitel 4 ist es wie bereits erwähnt nach dem Target-Cascading-Ansatz notwendig, Key-Links zu identifizieren, die die Verbindung der Modellebenen untereinander darstellen. Diese werden nachfolgend als effektive Achscharakteristika bezeichnet und bilden die Fahrwerkeigenschaften der Fahrwerkebene. Die Definition der Fahrwerkebene lautet somit:

Definition 2 Die Fahrwerkebene umfasst die effektiven Achscharakteristika, die die zusammengefassten Fahrwerkeigenschaften der Subsysteme Reifen, Achse und Lenkung definieren. Dabei handelt es sich beispielsweise um Achsschräglauftiefigkeiten und Achseinlaufängen.

In Schritt 1 der Auslegungsmethode ist es dabei die Aufgabe, die Eigenschaftsziele des Gesamtfahrzeugs auf der Gesamtfahrzeugebene in Ziele für die effektiven Achscharakteristika auf Fahrwerkebene umzuwandeln.

Auf die Fahrwerkebene folgt entsprechend Abbildung 5.1 die Achsebene. Die Achsebene bildet bereits die letzte Ebene im entwickelten Auslegungsprozess und beinhaltet Parameter zur Beschreibung der Reifen-, Lenkungs-, Achs- und Elastokinematikeigenschaften. Diese sind dabei achsindividuell und werden separat für Vorder- und Hinterachse in Schritt 2 aus den effektiven Achscharakteristika abgeleitet. Nachfolgende Definition beschreibt die Achsebene.

Definition 3 Die Achsebene umfasst die einzelnen Subsystemeigenschaften der individuellen Achsen inklusive Reifen. Dabei handelt es sich beispielsweise um die Reifenschräglauftiefigkeit oder die Nachgiebigkeit der Spur durch Seitenkraft.

Das Ergebnis der Auslegungsmethode für die Konzeptphase sind demnach Reifen-, Achs- und Lenkungseigenschaften. Dabei sei darauf hingewiesen, dass die abgeleiteten Eigenschaften nicht den vollständigen Umfang der Eigenschaften der jeweiligen Subsysteme darstellen. So ist es einfach nachzuvollziehen, dass beispielsweise an einen Reifenhersteller neben rein querdynamischen Reifenanforderungen ebenfalls Energieeffizienzanforderungen (beispielsweise Rollwiderstandsbeiwerte) gestellt werden. Im Rahmen dieser Arbeit werden entsprechend der Randbedingungen nach Kapitel 1.3 ausschließlich Eigenschaften abgeleitet, die das Fahrzeugverhalten hinsichtlich Fahrdynamik und Fahrkomfort beeinflussen. Diese Eigenschaften bilden dann die Ausgangsbasis für die Detailentwicklung der einzelnen Subsysteme.

In der Achskonstruktion werden auf Basis der abgeleiteten Achskennlinien geeignete Achstypen ausgewählt und die geforderte Kinematik und Elastokinematik durch die Anordnung der Bauteile realisiert. Dabei ist es wichtig, dass die Achsentwicklung nur die für sie benötigten Daten der Vorder- und Hinterachse erhält. So kann sich die Achsentwicklung in eine Vorder- und Hinterachskonstruktion unterteilen. Beide Bereiche sollen dabei unabhängig und autark voneinander ihre jeweilige Achsgestaltung umsetzen können.

Die Reifen- und Lenkungsentwicklung findet zumeist nicht beim Automobilhersteller, sondern bei entsprechenden Subsystemlieferanten statt. Dabei stellen die abgeleiteten Eigenschaften dieser Auslegungsmethode die Kommunikationsbasis zwischen dem Automobilhersteller und dem Zulieferer dar. Mithilfe dieser Anforderungen ist es den Zulieferern in einer bereits sehr frühen Entwicklungsphase möglich, Komponenteneigenschaften für das zu entwickelnde Subsystem auf Basis ihres eigenen Auslegungsprozesses abzuleiten.

Mithilfe der vorangegangenen Strukturierung des Auslegungsprozesses entsteht eine zweistufige Achsauslegungsmethode. Nachfolgend sollen nun die effektiven Achscharakteristika als essenzielle Verbindungselemente der Subsystem- und Gesamtfahrzeugebene definiert und hergeleitet werden.

5.1.1. DEFINITION UND HERLEITUNG DER EFFEKTIVEN ACHSCHARAKTERISTIKA

Anhand des vorangegangenen Kapitels werden die effektiven Achscharakteristika als Schnittstellenvariablen zur Aufteilung der Gesamtfahrzeugauslegung in zwei Auslegungsschritte ausgewählt. Nachfolgend werden die effektiven Achscharakteristika genauer definiert. Die ersten Beschreibungen der effektiven Achscharakteristika gehen auf die Arbeiten von CHIESA und PACEJKA zurück [CR67, Pac12]. Ausgangspunkt dafür stellt das Einspurmodell dar, das neben den Konzepteneigenschaften durch die Achsschräglaufsteifigkeiten beschrieben wird. Diese Achsschräglaufsteifigkeiten beinhalten die Reifeneigenschaften und die kinematischen bzw. elastokinematischen Eigenschaften der Achse. Aufgrund der bisher unbekanntem Zusammensetzung werden die Achsschräglaufsteifigkeiten in der Literatur zumeist anhand von Gesamtfahrzeugmessungen iterativ bestimmt [MT08, Wes10]. PACEJKA zeigt hingegen die erste analytische Beschreibung der Achsschräglaufsteifigkeit auf Basis der Subsystem- und Komponenteneigenschaften und ordnet diese Größe den effektiven Achscharakteristika zu. Diese Beschreibung beinhaltet die Ausbildung eines Spurwinkels infolge einer Seitenkraft und eines Rückstellmoments sowie infolge eines Wankwinkels.

Nachfolgend werden die effektiven Achscharakteristika auf Basis der in Kapitel 4 erarbeiteten physikalischen Wirkzusammenhänge hergeleitet. Die Herleitung erfolgt dabei für die Vorderachse, die Hinterachse ergibt sich analog. Ausgangspunkt für die Herleitung ist das nach Formel 3.27 definierte dynamische Reifenverhalten auf Basis der Achsreifenseitenkraft F_{yRv} , des mittleren Reifenschräglaufwinkels $\alpha_{Rv,0}$ und des mittleren Reifensturzwinkels $\gamma_{Rv,0}$ zur Fahrbahn in Formel 5.1.

$$F_{yRv} + \frac{\sigma_{\alpha R}}{v_x} \dot{F}_{yRv} = c_{\alpha Rv} \alpha_{Rv,0} + c_{\gamma Rv} \gamma_{Rv,0} \quad (5.1)$$

Der mittlere Reifenschräglaufwinkel der Vorderachse kann entsprechend durch Zusammenfassung beider Radseiten in Formel 4.12 bzw. Formel 4.28 zu Formel 5.2 aufgestellt werden. Vereinfacht wird dabei angenommen, dass die Fahrgeschwindigkeit deutlich größer ist als die individuelle Radlängsgeschwindigkeit gegenüber dem Aufbau und somit $\dot{x}_i + \dot{x}_A - \dot{\psi}_A y_{i,k} + \dot{\theta}_A z_{i,k} \approx v_x$ gilt.

$$\alpha_{Rv,0} = \delta_v - \frac{\dot{y}_v + \dot{y}_A + \dot{\psi}_A l_v + \dot{\phi}_A z_{SP} + \dot{\gamma}_v r_{sv}}{v_x} \quad (5.2)$$

Dabei ergibt sich dieser Achsreifenschräglaufwinkel $\alpha_{Rv,0}$ neben der Gesamtfahrzeugbewegung aus dem mittleren Spurwinkel δ_v , der mittleren Querverschiebungsgeschwindigkeit \dot{y}_v sowie der mittleren Sturzwinkelgeschwindigkeit $\dot{\gamma}_v$ der Radträger zum Aufbau. Auf Basis der Formulierungen in Kapitel 4 können diese mithilfe der Kinematik und Elastokinematik der Achse beschrieben werden. Eine detaillierte Herleitung dieser einzelnen Größen erfolgt in Anhang A.5 sowie A.6. Auf Basis der dort gezeigten Herleitung ergibt sich der mittlere Spurwinkel der Vorderachse zu Formel 5.3.

$$\begin{aligned} \delta_v = & + \frac{1}{i_{\delta^*}} y_{ZS} + \frac{1}{i_{\delta z}} z_v + \frac{1}{i_{\delta \phi}} \phi_v + \left(\frac{1}{c_{\delta F_{y,Di}}} + \frac{1}{c_{\delta F_{y,In}}} + \frac{n_{Rv}}{c_{\delta M_{z,Di}}} + \frac{n_{Rv}}{c_{\delta M_{z,In}}} \right) F_{yRv} \\ & + \left(\frac{1}{c_{\delta F_{x,Di}}} \right) F_{xRv} + \left(\frac{1}{c_{\delta M_{y,Di}}} \right) M_{yRv} \end{aligned} \quad (5.3)$$

Demnach resultiert der mittlere Spurwinkel der Achse δ_v einerseits aus den kinematischen Achseigenschaften infolge einer Zahnstangenverschiebung y_{ZS} , einer gleichseitigen Einfederung z_v sowie einer wechselseitigen Einfederung ϕ_v und andererseits aus den elastokinematischen Achseigenschaften infolge einer Reifenseitenkraft F_{yRv} , einer Reifenlängskraft F_{xRv} und eines Spinnmoments M_{yRv} . Die kinematischen Eigenschaften der Achse sind dabei durch kinematische Übersetzungen i definiert. Die elastokinematischen Eigenschaften dagegen basieren auf Nachgiebigkeiten bzw. Steifigkeiten c . Analog zum Spurwinkel ergibt sich der durch die kinematischen und elastokinematischen Eigenschaften geprägte mittlere Sturzwinkel der Achse γ_v zu Formel 5.4.

$$\begin{aligned} \gamma_v = & + \frac{1}{i_{\gamma^*}} y_{ZS} + \frac{1}{i_{\gamma z}} z_v + \frac{1}{i_{\gamma \phi}} \phi_v + \left(\frac{1}{c_{\gamma F_{y,Di}}} + \frac{1}{c_{\gamma F_{y,In}}} + \frac{n_{Rv}}{c_{\gamma M_{z,Di}}} + \frac{n_{Rv}}{c_{\gamma M_{z,In}}} \right) F_{yRv} \\ & + \left(\frac{1}{c_{\gamma F_{x,Di}}} \right) F_{xRv} + \left(\frac{1}{c_{\gamma M_{y,Di}}} \right) M_{yRv} \end{aligned} \quad (5.4)$$

Zuletzt folgt die mittlere Querverschiebung der Vorderachse y_v gemäß Formel 5.5.

$$\begin{aligned} y_v = & + \frac{1}{i_{y^*}} y_{ZS} + \frac{1}{i_{yz}} z_v + \frac{1}{i_{y\phi}} \phi_v + \left(\frac{1}{c_{y F_{y,Di}}} + \frac{1}{c_{y F_{y,In}}} + \frac{n_{Rv}}{c_{y M_{z,Di}}} + \frac{n_{Rv}}{c_{y M_{z,In}}} \right) F_{yRv} \\ & + \left(\frac{1}{c_{y F_{x,Di}}} \right) F_{xRv} + \left(\frac{1}{c_{y M_{y,Di}}} \right) M_{yRv} \end{aligned} \quad (5.5)$$

Neben dem mittleren Spurwinkel, dem mittleren Sturzwinkel und der mittleren Querverschiebung sind zur Aufstellung der vollständigen Differenzialgleichung der Vorderachse nach Formel 5.2 auch die Sturzwinkelgeschwindigkeit $\dot{\gamma}_v$ und die Querverschiebungsgeschwindigkeit \dot{y}_v notwendig. Diese resultieren aus der zeitlichen Differenzierung von Formel 5.4 bzw. Formel 5.5.

Da es das Ziel ist, das Achsverhalten und auch die effektiven Achscharakteristika auf Basis des Lenkradwinkels zu beschreiben, wird im letzten Schritt die Zahnstangenbewegung mithilfe von Formel 4.17 mit dem Lenkradwinkel verknüpft und gesamthaft für die Vorderachse nach Formel 5.6 beschrieben.

$$y_{ZS} = \frac{i_C}{i_{ZS,R}} \delta_H - \frac{i_{F_y}}{c_L} F_{yRv} \quad (5.6)$$

Demnach resultiert der Zahnstangenweg y_{ZS} aus dem Lenkradwinkel δ_H mithilfe der Kardanübersetzung i_C und der Ritzel-Zahnstangen-Übersetzung $i_{ZS,R}$. Zusätzlich bewirkt die Reifenseitenkraft F_{yRv} ein Handmoment durch eine Seitenkraftübersetzung i_{F_y} , das zusammen mit der Lenkungssteifigkeit c_L zu einer Verringerung der Zahnstangenbewegung führt. Die Lenkungssteifigkeit ergibt sich entsprechend Formel 4.17 aus einer Reihenschaltung der Drehstabsteifigkeit c_{DS} und der Restsystemsteifigkeit c_{Rest} zu Formel 5.7.

$$\frac{1}{c_L} = \frac{1}{c_{DS}} + \frac{1}{c_{Rest}} \quad (5.7)$$

Die Seitenkraftübersetzung i_{F_y} besteht nach Formel 5.8 aus dem Achsnachlauf n_{Av} , dem Reifennachlauf n_{Rv} , der Übersetzung von Spurwinkel zu Zahnstange i_{δ^*} , der Übersetzung von Unterstützungsmotor zu Zahnstange $i_{M,ZS}$, der Ritzelübersetzung $i_{ZS,R}$ und der Lenkkraftunterstützung i_{LKU} . Anhand Formel 5.8 wird dabei ersichtlich, dass die Lenkkraftunterstützung i_{LKU} die Seitenkraftübersetzung i_{F_y} reduziert, weshalb in Formel 5.6 das Handmoment ebenfalls sinkt. Existiert keine Lenkkraftunterstützung ($i_{LKU} = 0$), dann ergibt sich die Seitenkraftübersetzung erwartungsgemäß ausschließlich aus dem Achsnachlauf n_{Av} , dem Reifennachlauf n_{Rv} , der Ritzelübersetzung $i_{ZS,R}$ und der Übersetzung von Spurwinkel zu Zahnstange i_{δ^*} .

$$i_{F_y} = \left(\frac{i_{M,ZS}}{i_{ZS,R} (i_{LKU} + i_{M,ZS} i_{ZS,R})} \right) (n_{Av} + n_{Rv}) \frac{1}{i_{\delta^*}} \quad (5.8)$$

Da es nachfolgend das Ziel sein soll, die Radbewegung nicht auf Basis der Zahnstangenbewegung sondern auf Basis der Lenkradwinkeländerung zu beschreiben, ergeben sich zusätzlich die Substitutionen nach Formel 5.9.

$$\frac{1}{i_{\delta^*}} = \frac{i_{ZS,R}}{i_C i_L} \quad \text{bzw.} \quad \frac{1}{i_{\gamma^*}} = \frac{i_{ZS,R}}{i_C i_L i_{\gamma\delta}} \quad \text{bzw.} \quad \frac{1}{i_{y^*}} = \frac{i_{ZS,R}}{i_C i_L i_{y\delta}} \quad (5.9)$$

$$\text{mit} \quad i_{y\delta} = -(n_{Av} + i_{\gamma\delta} r_{sv})$$

Werden nun die Formeln 5.3 bis 5.9 in Formel 5.1 eingesetzt, dann wird die Reifenmodellierung mit der Achs- sowie Lenkungsmodellierung gekoppelt und es ergibt sich die Differenzialgleichung zur Beschreibung des lateralen Seitenkraftaufbaus der Vorderachse zu Formel 5.10.

$$\begin{aligned}
 F_{yRv} + \frac{\sigma_{\alpha Av}}{v_x} \dot{F}_{yRv} &= (c_{\alpha Av} + c_{\delta Av}) \frac{\delta_H}{i_L} + \frac{d_{\delta Av}}{v_x} \frac{\dot{\delta}_H}{i_L} - c_{\alpha Av} \frac{\dot{y}_A}{v_x} - c_{\alpha Av} \frac{\dot{\psi}_A l_v}{v_x} \\
 &- c_{\alpha Av} \frac{\dot{\phi}_A z_{SP}}{v_x} + c_{\alpha Av} \frac{\dot{\phi}_v h_{WPv}}{v_x} + c_{\gamma Av} \phi_A + c_{zAv} z_v + \frac{d_{zAv}}{v_x} \dot{z}_v \quad (5.10) \\
 &+ i_{AF_{xv}} F_{xRv} + c_{\alpha Av} \frac{\dot{z}_v 2h_{WPv}}{v_x b_v} + c_{\phi Av} \phi_v + \frac{d_{\phi Av}}{v_x} \dot{\phi}_v \\
 &\text{mit } \phi_v = \phi_A - \phi_{uMv} \quad \text{bzw.} \quad z_v = z_A - \theta_A l_v - z_{uMv}
 \end{aligned}$$

Durch Zusammenfassung der zeitinvarianten Eigenschaften resultieren aus dieser Differenzialgleichung die effektiven Achscharakteristika $c_{\alpha Av}$, $\sigma_{\alpha Av}$, $c_{\delta Av}$, $d_{\delta Av}$, $c_{\gamma Av}$, $i_{AF_{xv}}$, c_{zAv} , d_{zAv} , $c_{\phi Av}$ und $d_{\phi Av}$. Die effektiven Achscharakteristika werden nachfolgend in den entsprechenden Unterkapiteln im Detail vorgestellt und analysiert. Mithilfe dieser Formulierung sowie deren Visualisierung in Abbildung 5.2 wird ersichtlich, welche Freiheitsgrade der Achse zur Verfügung stehen, um eine Seitenkraft auszubilden. So kann die Achse Seitenkräfte aus dem Reifenschräglaufwinkel mit der Achsschräglaufsteifigkeit $c_{\alpha Av}$, aus angreifenden Reifenlängskräften mit der Achslängskraftübersetzung $i_{AF_{xv}}$, aus dem Lenkradwinkel mit der Achslenkkinematiksteifigkeit $c_{\delta Av}$, aus der Lenkradwinkelgeschwindigkeit mit der Achslenkkinematikdämpfung $d_{\delta Av}$, aus dem stationären und dynamischen gleichseitigen Einfedern mithilfe der Achshubkinematiksteifigkeit c_{zAv} bzw. der Achshubkinematikdämpfung d_{zAv} , aus dem stationären und dynamischen wechselseitigen Einfedern der Achse mithilfe der Achswankkinematiksteifigkeit $c_{\phi Av}$ und der Achswankkinematikdämpfung $d_{\phi Av}$ und aus dem Aufbauwankwinkel mit der Achssturzsteifigkeit $c_{\gamma Av}$ erzeugen. Zusätzlich wird der Seitenkraftaufbau in Analogie zum Reifenverhalten auf Basis der Achseinlauflänge $\sigma_{\alpha Av}$ beeinflusst.

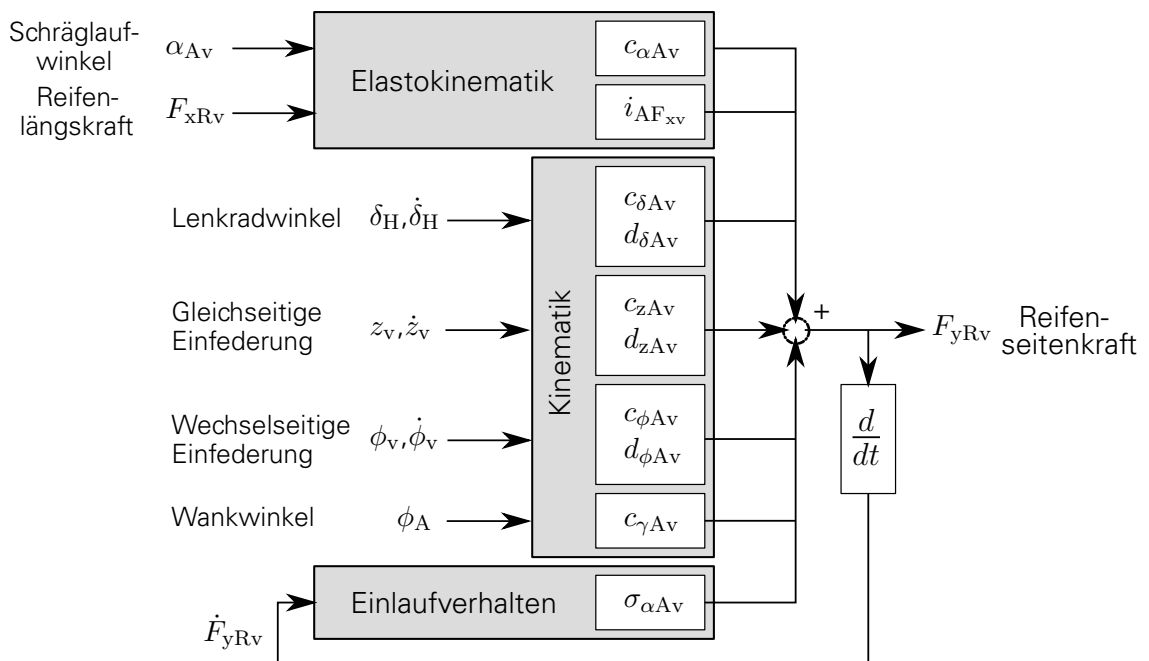


Abbildung 5.2.: Schematischer Aufbau der Differenzialgleichung zur Beschreibung des lateralen Seitenkraftaufbaus der Vorderachse auf Basis von Kinematik und Elastokinematik.

Zur vollständigen Darstellung zeigt Formel 5.11 die Differenzialgleichung zur Beschreibung des lateralen Seitenkraftaufbaus der Hinterachse, die sich in Analogie zur Herleitung der Vorderachse ergibt.

$$\begin{aligned}
 F_{yRh} + \frac{\sigma_{\alpha Ah}}{v_x} \dot{F}_{yRh} = & -c_{\alpha Ah} \frac{\dot{y}_A}{v_x} + c_{\alpha Ah} \frac{\dot{\psi}_A l_h}{v_x} - c_{\alpha Ah} \frac{\dot{\phi}_A z_{SP}}{v_x} \\
 & + c_{\alpha Ah} \frac{\dot{\phi}_h h_{WP h}}{v_x} + c_{\gamma Ah} \phi_A + i_{AF_{xh}} F_{xRh} + c_{zAh} z_h + \frac{d_{zAh}}{v_x} \dot{z}_h \\
 & + c_{\alpha Ah} \frac{\dot{z}_h 2h_{WP h}}{v_x b_h} + c_{\phi Ah} \phi_h + \frac{d_{\phi Ah}}{v_x} \dot{\phi}_h \\
 \text{mit } \phi_h = & \phi_A - \phi_{uMh} \quad \text{bzw.} \quad z_h = z_A + \theta_A l_h - z_{uMh}
 \end{aligned} \tag{5.11}$$

Damit sind die effektiven Achscharakteristika als Schnittstellenvariablen zwischen der Gesamtfahrzeug- und der Subsystemebene aufgezeigt. Nachfolgend werden nun der Aufbau und die Eigenschaften dieser effektiven Achscharakteristika untersucht.

5.1.2. AUFBAU UND EIGENSCHAFTEN DER EFFEKTIVEN ACHSCHARAKTERISTIKA

Da die effektiven Achscharakteristika die Schnittstellenvariablen zwischen der Gesamtfahrzeug- und der Subsystemebene darstellen, ist es für den Auslegungsprozess notwendig, deren Aufbau und Eigenschaften zu verstehen. Nachfolgend werden daher auf Basis der im vorangegangenen Kapitel hergeleiteten Formulierungen die effektiven Achscharakteristika im Detail für die Vorder- und Hinterachse analysiert. Da deren Aufbau für die Vorder- und Hinterachse identisch ist, wird auf eine Indexbezeichnung der Variablen verzichtet.

ACHSSCHRÄGLAUFSTEIFIGKEIT

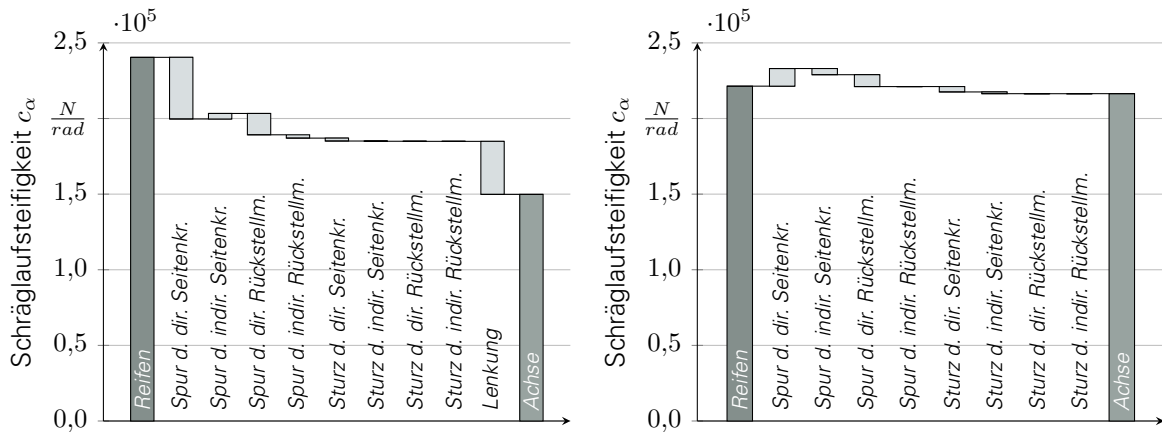
Die Achsschräglaufsteifigkeit verknüpft die Achsseitenkraft mit dem Reifenschräglaufwinkel. Sie ergänzt somit die Formulierung der Reifenschräglaufsteifigkeit um die Steifigkeitsanteile, die die Achselastokinematik und die Lenkung hinzufügen. Der Aufbau der Achsschräglaufsteifigkeit ist nach der Herleitung im vorherigen Kapitel in Formel 5.12 dargestellt.

$$\begin{aligned}
 c_{\alpha A} = c_{\alpha R} \left(1 - \frac{c_{\alpha R}}{c_{\delta F_{y,Di}}} - \frac{c_{\alpha R}}{c_{\delta F_{y,In}}} - \frac{c_{\alpha R} n_R}{c_{\delta M_{z,Di}}} - \frac{c_{\alpha R} n_R}{c_{\delta M_{z,In}}} - \frac{c_{\gamma R}}{c_{\gamma F_{y,Di}}} - \frac{c_{\gamma R}}{c_{\gamma F_{y,In}}} \right. \\
 \left. - \frac{c_{\gamma R} n_R}{c_{\gamma M_{z,Di}}} - \frac{c_{\gamma R} n_R}{c_{\gamma M_{z,In}}} + \frac{c_{\alpha R} i_{F_y}}{c_L i_{\delta^*}} + \frac{c_{\gamma R} i_{F_y}}{c_L i_{\gamma^*}} \right)^{-1} \tag{5.12}
 \end{aligned}$$

Bei Betrachtung von Formel 5.12 wird ersichtlich, dass es sich um einen Quotienten handelt, der sich wie eine Reihenschaltung aus Achs-, Lenkungs- und Reifensteifigkeiten zusammensetzt. Dabei wird die Reifenschräglaufsteifigkeit durch eine dimensionslose Summe von Steifigkeiten des Reifens, der Achselastokinematik und der Lenkung dividiert. Demnach führen die elastokinematischen Achseigenschaften und die Lenkungeigenschaften je nach Vorzeichen zu einer Verkleinerung oder Vergrößerung der Reifenschräglaufsteifigkeit. Dabei ist zu beachten, dass das Vorzeichen der elastokinematischen Achssteifigkeiten durch die Achsauslegung definiert wird. Beispielsweise kann das Rad durch eine entsprechende Anordnung der Lenker und Elastomerlager unter Kräften und Momenten einen positiven oder negativen Spurwinkel ausbilden. Es ergibt sich eine positive bzw. negative Steifigkeit. Diese Beziehung kann genutzt werden, um die Achsschräglaufsteifigkeit gezielt zu modulieren.

Die Definition der Achsschräglaufsteifigkeit kann anhand der analytischen Formulierungen in Formel 5.12 nachvollzogen werden. Unter der Annahme, dass der Reifen an einer Achse montiert ist, die keine Nachgiebigkeiten durch die Achselastokinematik und die Lenkung besitzt (demnach unendlich hohe Steifigkeiten aufweist), ergibt sich die Achsschräglaufsteifigkeit direkt aus der Reifenschräglaufsteifigkeit. Andererseits kann abgeleitet werden, dass die Achsschräglaufsteifigkeit ohne Vorhandensein einer Reifenschräglaufsteifigkeit ($c_{\alpha R} = 0$) ebenfalls nicht existieren kann ($c_{\alpha A} = 0$).

Zur Untersuchung des Aufbaus der Achsschräglaufsteifigkeit auf Basis der Reifen-, Lenkungs- und Achseigenschaften zeigt Abbildung 5.3 die Achsschräglaufsteifigkeit des Beispielfahrzeugs aus Kapitel 3 für die Vorder- und Hinterachse.



(a) Aufbau der Achsschräglaufsteifigkeit der Vorderachse. (b) Aufbau der Achsschräglaufsteifigkeit der Hinterachse.

Abbildung 5.3.: Aufbau der Achsschräglaufsteifigkeit aus Reifen-, Lenkungs- und Achseigenschaften für die Vorder- und Hinterachse des Beispielfahrzeugs.

Das Balkendiagramm in Abbildung 5.3 ist kumulativ aufgetragen und beginnt auf der linken Seite mit der Reifenschräglaufsteifigkeit, die durch die Steifigkeiten der Elastokinematik und der Lenkung auf der rechten Seite zur Achsschräglaufsteifigkeit resultiert.

Bei Betrachtung der Vorderachse in Abbildung 5.3a wird zunächst ersichtlich, dass die Reifenschräglaufsteifigkeit durch die zusätzlichen Elastokinematik- und Lenkungssteifigkeiten stark reduziert wird. Von den elastokinematischen Eigenschaften hat bei dieser Auslegung das Seitenkraftlenken den größten Anteil an der Reduzierung der Reifenschräglaufsteifigkeit. Zur Erklärung dieser Reduktion müssen die Geschwindigkeitsverhältnisse im Radaufstandspunkt näher analysiert werden. Dazu zeigt Abbildung 5.4 die Geschwindigkeiten im Radaufstandspunkt für das kurvenäußere Vorderrad mit und ohne Elastokinematik.

Zunächst wird das Vorderrad ohne die Wirkung der Elastokinematik betrachtet. Das Rad wird hierbei um den Lenkwinkel δ_v ausgelenkt, worauf sich aufgrund der wirkenden Seitenkräfte ein Reifenschräglaufwinkel zwischen dem Geschwindigkeitsvektor und der Radmittelebene ausbildet. Wird nun die Elastokinematik hinzugefügt, führen die zusätzlichen Elastizitäten durch die wirkenden Kräfte und Momente zu einem zusätzlichen Lenkwinkel ψ_R des Rades. In Abbildung 5.4 verdreht sich das Rad unter Seitenkraft in Richtung Nachspur. Dadurch wird entsprechend der Abbildung der wirksame Achsschräglaufwinkel α_A vergrößert, was unter Annahme gleicher Seitenkraft zu einer Verringerung der Achsschräglaufsteifigkeit führt. Analog dazu bewirkt auch das Reifenrückstellmoment bei dieser Achse eine Verdrehung des Rades zur kurvenäußeren Seite und somit eine Verringerung der Achsschräglaufsteifigkeit. Dem entgegen steht die Wirkung der Seitenkraft am unbeobachteten Rad.

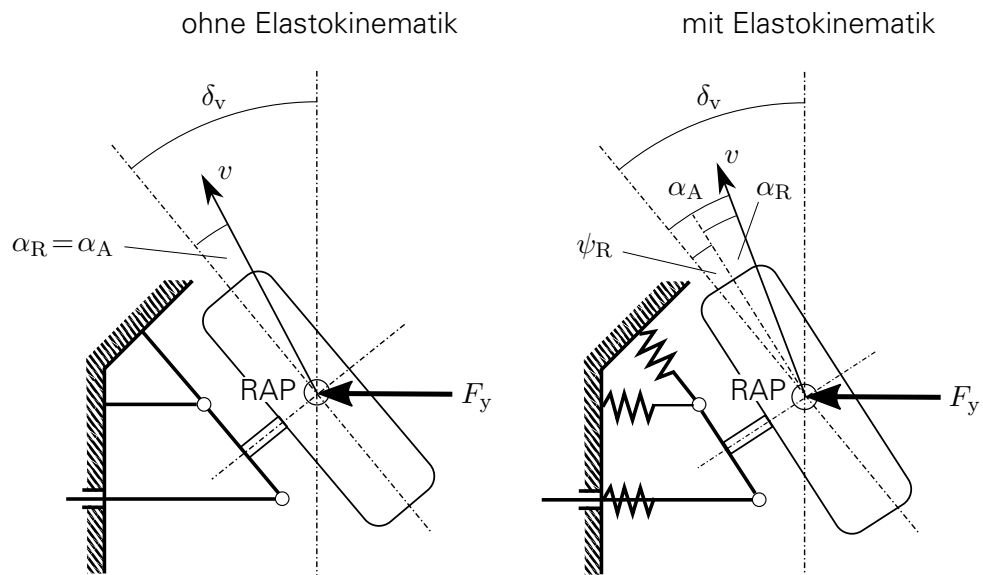


Abbildung 5.4.: Geschwindigkeitsverhältnisse im Radaufstandspunkt für ein kurvenäußeres Vorderrad mit und ohne Elastokinematik, in Anlehnung an [ACW⁺17a].

Dabei führt eine positive Seitenkraft am unbeobachteten Rad, wie bereits in Abbildung A.5 gezeigt werden konnte, zu einer Verdrehung des beobachteten Rades in Richtung Vorspur. Durch diese Verdrehung wird der wirksame Achsschräglaufwinkel entsprechend Abbildung 5.4 verringert, was unter Annahme einer konstanten Seitenkraft zu einer Vergrößerung der Achsschräglaufsteifigkeit führt. Anhand Abbildung 5.3 wird jedoch ersichtlich, dass dieser Effekt nur einen minimalen Einfluss auf die gesamte Achsschräglaufsteifigkeit dieser Vorderachse hat.

Vergleichbar ist der Zusammenhang zwischen Sturzausbildung und Achsschräglaufsteifigkeit. Wird das Rad durch eine Seitenkraft in einen positiven Sturz geführt, verringert sich die effektive Seitenkraft des Reifens. Dieses Verhalten entspricht einem zusätzlichen Spurwinkel in Richtung Nachspur, der die Achsschräglaufsteifigkeit reduziert. Anhand Abbildung 5.3 wird ebenfalls ersichtlich, dass diese Anteile bei der Vorderachse des Beispielfahrzeugs von geringer Bedeutung sind.

Zuletzt wirken die Lenkungssteifigkeiten, die den eingegebenen Lenkradwinkel durch den Lenkungsstrang in Verbindung mit dem wirkenden Lenkmoment reduzieren. Auch dieses Verhalten ist äquivalent zu einem zusätzlichen Spurwinkel in Richtung Nachspur, der die Achsschräglaufsteifigkeit reduziert.

Bei Betrachtung der Hinterachsschräglaufsteifigkeit in Abbildung 5.3b wird ersichtlich, dass die Achsschräglaufsteifigkeit je nach Auslegung auch die Reifenschräglaufsteifigkeit vergrößern kann. Trotz geringerer Reifenschräglaufsteifigkeit (infolge geringerer Radlast) besitzt die Hinterachse eine höhere Achsschräglaufsteifigkeit als die Vorderachse. Gesamthaft betrachtet führen die Radstellungsänderungen an der Hinterachse bei dieser Auslegung jedoch kaum zu Veränderungen der Reifen- bzw. Achsschräglaufsteifigkeit. Lediglich die Wirkung des Seitenkraft- und Rückstellmomentenlenkens hat einen deutlichen Einfluss. Abbildung A.5 ist zu entnehmen, dass sich das Rad unter Wirkung einer positiven Seitenkraft im Gegensatz zur Vorderachse in Richtung Vorspur verdreht. Zur Erklärung, wie diese Veränderung die Achsschräglaufsteifigkeit beeinflusst, zeigt Abbildung 5.5 die Geschwindigkeitsverhältnisse im Radaufstandspunkt eines kurvenäußeren Hinterrades mit und ohne Elastokinematik.

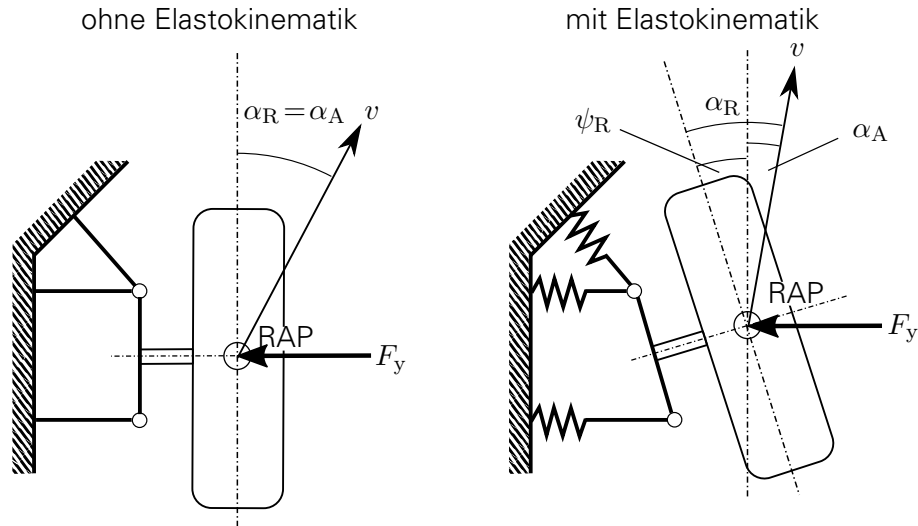


Abbildung 5.5.: Geschwindigkeitsverhältnisse im Radaufstandspunkt für ein kurvenäußeres Hinterrad mit und ohne Elastokinematik, in Anlehnung an [ACW⁺17a].

Anhand Abbildung 5.5 wird zunächst erkennbar, dass sich der Schräglaufwinkel des Reifens ohne Elastokinematik für eine un gelenkte Hinterachse zwischen der Rad- und somit auch Fahrzeugmittelebene und dem Geschwindigkeitsvektor ergibt. Wird nun die Elastokinematik hinzugefügt, wobei das Rad entsprechend des Beispielfahrzeugs in Richtung Vorspur lenkt, wird durch den zusätzlichen Spurwinkel ψ_R der Achsschräglaufwinkel der Hinterachse verkleinert. Damit das Rad dabei in Richtung Vorspur lenkt, ist es notwendig, dass der elastische Drehpol in Fahrtrichtung hinter der angreifenden Seitenkraft F_y liegt. Das kann beispielsweise durch weiche vordere und steife hintere Elastomerlager erreicht werden. Bei Wirkung der gleichen Seitenkraft besitzt die Hinterachse somit eine größere Achsschräglaufsteifigkeit, was die Darstellung in Abbildung 5.3 bestätigt.

ACHSEINLAUFLÄNGE

Neben der Achsschräglaufsteifigkeit existiert in Analogie zum Reifeneinlaufverhalten die Achseinlauflänge. Diese konnte bereits auf Basis von Prüfstandsmessungen nachgewiesen werden [ZAC⁺16]. Die Achseinlauflänge ergibt sich nach Formel 5.13 aus der Reifeneinlauflänge sowie aus den elastokinematischen Steifigkeiten der Achse und der Lenkung.

$$\sigma_{\alpha A} = \left(\sigma_{\alpha R} + \frac{c_{\alpha R}}{c_{yF_y, Di}} + \frac{c_{\alpha R}}{c_{yF_y, In}} + \frac{c_{\alpha R} n_R}{c_{yM_z, Di}} + \frac{c_{\alpha R} n_R}{c_{yM_z, In}} + \frac{c_{\alpha R} r_s}{c_{\gamma F_y, Di}} + \frac{c_{\alpha R} r_s}{c_{\gamma F_y, In}} \right. \\ \left. + \frac{c_{\alpha R} r_s n_R}{c_{\gamma M_z, Di}} + \frac{c_{\alpha R} r_s n_R}{c_{\gamma M_z, In}} - \frac{c_{\alpha R} i_{F_y}}{c_L i_{\gamma^*}} - \frac{c_{\alpha R} r_s i_{F_y}}{c_L i_{\gamma^*}} \right) \\ \left(1 - \frac{c_{\alpha R}}{c_{\delta F_y, Di}} - \frac{c_{\alpha R}}{c_{\delta F_y, In}} - \frac{c_{\alpha R} n_R}{c_{\delta M_z, Di}} - \frac{c_{\alpha R} n_R}{c_{\delta M_z, In}} - \frac{c_{\gamma R}}{c_{\gamma F_y, Di}} - \frac{c_{\gamma R}}{c_{\gamma F_y, In}} \right. \\ \left. - \frac{c_{\gamma R} n_R}{c_{\gamma M_z, Di}} - \frac{c_{\gamma R} n_R}{c_{\gamma M_z, In}} + \frac{c_{\alpha R} i_{F_y}}{c_L i_{\delta^*}} + \frac{c_{\gamma R} i_{F_y}}{c_L i_{\gamma^*}} \right)^{-1} \quad (5.13)$$

Dabei wird zunächst ersichtlich, dass sich die Achseinlauflänge im Gegensatz zur Achsschräglaufsteifigkeit aus Reifen-, Achs- und Lenkungseigenschaften sowohl im Nenner als auch im Zähler zusammensetzt. Der Nenner weist dabei entsprechend der Herleitung der effektiven Achscharakteristika in Kapitel 5.1.1 die gleiche Struktur wie der Nenner der Achs-

schräglaufsteifigkeit auf. Daran wird bereits an dieser Stelle der aus den Reifeneigenschaften bekannte Zielkonflikt zwischen Schräglaufsteifigkeit und Einlauf­länge ersichtlich. Im Reifen ist durch die PT1-Vereinfachung die Reifenschräglaufsteifigkeit mit der Reifeneinlauf­länge über die Reifenlateralsteifigkeit verknüpft [Pac12]. Bei gleicher Reifenlateralsteifigkeit führt eine Vergrößerung der Reifenschräglaufsteifigkeit zu einer Vergrößerung der Reifeneinlauf­länge. Dieses Verhalten ist auch auf Achsebene zu beobachten. Auch hier kann die Achsschräglaufsteifigkeit mit der Achseinlauf­länge über eine zur Reifenlateralsteifigkeit äquivalente Achslateralsteifigkeit nach Formel 5.14 verknüpft werden.

$$\sigma_{\alpha A} = \frac{c_{\alpha A}}{c_{yA}} \quad (5.14)$$

Demnach führt eine Vergrößerung der Achsschräglaufsteifigkeit bei konstanter Achslateralsteifigkeit zu einer Vergrößerung der Achseinlauf­länge. Dabei zeigt sich jedoch direkt das Potenzial der Achslateralsteifigkeit, diesen Zielkonflikt aufzulösen. Um eine Verringerung der Achseinlauf­länge bei gleichzeitiger Vergrößerung der Achsschräglaufsteifigkeit zu bewirken, muss daher die Achslateralsteifigkeit überproportional vergrößert werden. Auf Basis von Formel 5.13 und Formel 5.14 kann die Achslateralsteifigkeit zu Formel 5.15 hergeleitet werden.

$$\begin{aligned} \frac{1}{c_{yA}} = & \frac{1}{c_{yR}} + \frac{1}{c_{yF_{y,Di}}} + \frac{1}{c_{yF_{y,In}}} + \frac{n_R}{c_{yM_{z,Di}}} + \frac{n_R}{c_{yM_{z,In}}} + \frac{r_s}{c_{\gamma F_{y,Di}}} \\ & + \frac{r_s}{c_{\gamma F_{y,In}}} + \frac{r_s n_R}{c_{\gamma M_{z,Di}}} + \frac{r_s n_R}{c_{\gamma M_{z,In}}} - \frac{\dot{i}_{F_y}}{c_L \dot{i}_{y^*}} - \frac{r_s \dot{i}_{F_y}}{c_L \dot{i}_{\gamma^*}} \end{aligned} \quad (5.15)$$

Nachfolgend soll in Analogie zur Achsschräglaufsteifigkeit die Definition der Achseinlauf­länge näher untersucht werden. Unter der Annahme, dass das Rad an einer Achse montiert ist, die keine elastokinematischen Nachgiebigkeiten für Achse und Lenkung aufweist (und somit unendlich hohe Steifigkeiten besitzt), entspricht die Achseinlauf­länge der Reifeneinlauf­länge. Jedoch wird an dieser Stelle ersichtlich, dass eine Achse auch ohne Reifeneinlauf­länge eine Achseinlauf­länge ausbildet. Mit einer Verringerung der Reifeneinlauf­länge geht dementsprechend nicht zwangsläufig auch eine Verringerung der Achseinlauf­länge einher.

Zur Analyse der physikalischen Wirkung der Achseinlauf­länge stellt Abbildung 5.6 die Achseinlauf­länge des Beispielfahrzeugs nach Kapitel 3 für die Vorder- und Hinterachse dar. Anhand Abbildung 5.6 wird ersichtlich, dass die Achseinlauf­länge je nach Auslegung der Achse und der Lenkung vergrößert oder verringert werden kann. Demnach ist der Seitenkraftaufbau hinsichtlich seines zeitlichen Verhaltens durch das zusätzliche Achsverhalten weniger oder stärker verzögert, als bei alleiniger Betrachtung des Reifens selbst. Dieser Zusammenhang zeigt das bisher unbekannte Potenzial der Achse, das Verzögerungsverhalten des Seitenkraftaufbaus zu beeinflussen. So kann eine Achsauslegung gezielt dazu genutzt werden, den verzögernden Seitenkraftaufbau des Reifens zu kompensieren, um so den Seitenkraftaufbau der Achse zu beschleunigen.

Zur Erklärung der physikalischen Vorgänge ist es notwendig, die Entstehung der Einlauf­länge im Reifen und in der Achse nachzuvollziehen. Dazu zeigt Abbildung 5.7 die Wirkung der Einlauf­länge auf Basis der lateralen Steifigkeit zwischen dynamischen und stationären Radaufstandspunkt.

5. Entwicklung einer Achsauslegungsmethode für die Konzeptphase der Fahrwerkentwicklung

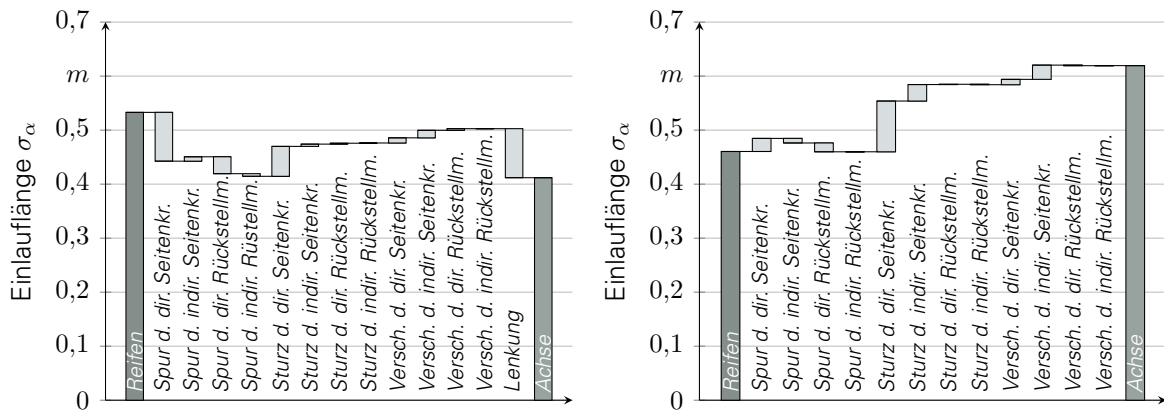


Abbildung 5.6.: Aufbau der Achseinlaufänge aus Reifen-, Lenkungs- und Achseigenschaften für die Vorder- und Hinterachse des Beispielfahrzeugs.

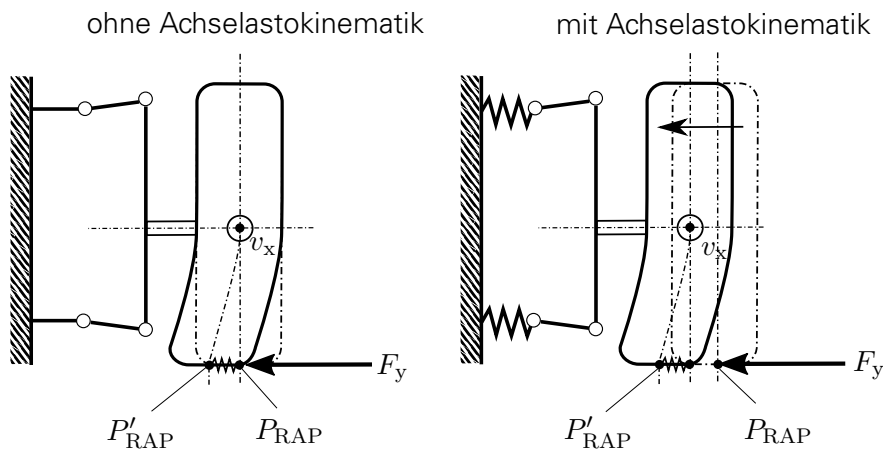


Abbildung 5.7.: Ausbildung der Reifen- und Achseinlaufänge mit und ohne Elastokinematik.

Dazu soll zunächst das dynamische Verhalten auf Basis des Reifenverhaltens ohne Elastokinematik analysiert werden. Entsprechend Abbildung 5.7 entsteht die Einlaufänge durch die zusätzliche laterale Auslenkung des Radaufstandspunkts P'_{RAP} gegenüber dem statischen Radaufstandspunkt P_{RAP} . Beide Radaufstandspunkte sind durch die Lateralsteifigkeit des Reifens verknüpft. Diese führt zu einer Veränderung der lateralen Radaufstandspunktgeschwindigkeit und somit zu einem veränderten Reifenschräglaufwinkel. [Pac12]

Analog dazu kann die Wirkung der Achseinlaufänge beschrieben werden. Dabei führt die angreifende Seitenkraft aufgrund der Quersteifigkeit der Achse zu einer lateralen Verschiebung und einer Sturzausbildung des Radträgers. Durch die dynamisch angreifende Seitenkraft ergibt sich eine zusätzliche Quergeschwindigkeit im Radaufstandspunkt, die einerseits aus der Querverschiebungsgeschwindigkeit und andererseits aus der Sturzgeschwindigkeit des Radträgers resultiert. Diese Lateralgeschwindigkeit wirkt zusätzlich zu den Reifenlateralgeschwindigkeiten in die Geschwindigkeitsbilanz in lateraler Richtung ein. Der wirksame dynamische Schräglaufwinkel ergibt sich nun aus der Lateralgeschwindigkeit des maximal ausgelenkten Punkts P'_{RAP} . Da diese Lateralgeschwindigkeiten ausschließlich durch die zeitliche Veränderung der Lateralkräfte verursacht werden, handelt es sich hierbei um ein dynamisches Verhalten, das im stationären Zustand nicht auftritt.

In gleicher Weise lässt sich der Einfluss des Lenkverhaltens auf die Einlaufänge erklären. Durch eine dynamische Seitenkraft entsteht über die Lenkung ein dynamisches Lenkungs-

moment. Dieses Lenkmoment führt zu einer dynamischen Veränderung des Spurwinkels infolge der Elastizitäten der Lenkung. Durch die kinematische Kopplung von Lenkradwinkel und Querverschiebung des Radaufstandspunkts entsteht eine laterale Querverschiebungsgeschwindigkeit, die das dynamische Verhalten der Achse beeinflusst.

Auf Basis dieser Erklärungen lässt sich nun die Balkendarstellung nach Abbildung 5.6 physikalisch deuten. Dazu wird zunächst die Wirkung der Elemente der Vorderachse diskutiert. Es kommt zu einer Reduzierung der Einlauflänge durch die Effekte des direkten bzw. indirekten Seitenkraft- und Rückstellmomentenlenkens gemäß Abbildung A.5. Diese Reduktion zeigt die in Formel 5.14 beschriebene Wechselwirkung zwischen Achsschräglaufsteifigkeit und Achseinlauflänge. Dabei führt eine Verringerung der Achsschräglaufsteifigkeit ebenfalls zu einer Verringerung der Achseinlauflänge, da die Achslateralsteifigkeit unbeeinflusst bleibt.

Weiterhin führen die Sturzeigenschaften der Vorderachse zu einer deutlichen Vergrößerung der Achseinlauflänge. Dieses Verhalten konnte bereits anhand Abbildung 5.7 diskutiert werden. Da die Achse entsprechend Abbildung A.5 unter positiver Seitenkraft einen positiven Sturzwinkel ausprägt, ergibt sich eine weitere Radaufstandspunktgeschwindigkeit, die in Richtung der angreifenden Seitenkraft wirkt. Ebenfalls führen die Lateralverschiebungen der Achse infolge der Seitenkraft zu einer Vergrößerung der Achseinlauflänge.

Zuletzt beeinflusst auch die Lenkung die Achseinlauflänge. Dabei sind zwei wesentliche Effekte der Lenkung auf die Achseinlauflänge zu unterscheiden. Einerseits führt die Reduktion der Lenkungssteifigkeit, wie bereits im vorherigen Kapitel gezeigt werden konnte, zu einer Verringerung der Achsschräglaufsteifigkeit. Daraus resultiert entsprechend Formel 5.14 auch eine Verringerung der Achseinlauflänge. Der zweite wesentliche Effekt entsteht aus der Lenkungs kinematik. Entsprechend Abbildung A.1 wird ersichtlich, dass bei positivem Zahnstangenweg das Rad sowohl positiv lateral ausweicht als auch eine negative Sturzänderung aufweist. Bei einem Lenkvorgang besitzt der Radaufstandspunkt somit durch die Querverschiebung eine laterale Geschwindigkeit in Richtung der wirkenden Kraft sowie eine laterale Geschwindigkeit durch den negativen Sturz entgegen Kraftangriffsrichtung. Die Querverschiebung beim Lenken führt demnach zu einer Vergrößerung, die Sturzausbildung beim Lenken zu einer Verringerung der Achseinlauflänge.

Bei Betrachtung der Hinterachse in Abbildung 5.6b wird ersichtlich, dass die Auslegung des Beispielfahrzeugs zu einer starken Vergrößerung der Reifeneinlauflänge führt. Trotz der geringeren Reifeneinlauflänge weist die Hinterachse eine höhere Achseinlauflänge als die Vorderachse auf. Dabei führt zunächst die Vergrößerung der Achsschräglaufsteifigkeit zu einem proportionalen Anstieg der Einlauflänge der Hinterachse. Durch die im Vergleich zur Vorderachse geringe Quer- und Sturzsteifigkeit der Hinterachse kommt es anschließend zu einer weiteren Vergrößerung der Achseinlauflänge.

ACHSLENKKINEMATIKSTEIFIGKEIT

Die Achslenkkinematiksteifigkeit als weiterer Bestandteil der effektiven Achscharakteristika beschreibt den Zusammenhang zwischen der Seitenkraft der Achse und einer Lenkradwinkelveränderung. Die Achslenkkinematiksteifigkeit ist im Gegensatz zur Achsschräglaufsteifigkeit nicht vom Schräglaufwinkel sondern ausschließlich vom Lenkradwinkel abhängig. Demnach muss die Achslenkkinematiksteifigkeit als separate Größe der effektiven Achscharakteristika betrachtet werden und ist nicht in die Achsschräglaufsteifigkeit integrierbar.

Im folgenden Abschnitt findet zunächst die Analyse der Struktur der Achslenkkinematiksteifigkeit statt. Da die Achslenkkinematiksteifigkeit direkt an den Lenkradwinkel gekoppelt ist, kann diese nachfolgend ausschließlich für die Vorderachse diskutiert werden. Besitzt die Hinterachse ebenfalls einen kinematischen Lenkfreiheitsgrad (beispielsweise durch eine Hinterachslenkung) kann die Achslenkkinematiksteifigkeit auch für diese Achse betrachtet werden. Formel 5.16 zeigt die analytische Formulierung der Achslenkkinematiksteifigkeit.

$$c_{\delta A} = \left(\frac{c_{\gamma R}}{i_{\gamma \delta}} \right) \left(1 - \frac{c_{\alpha R}}{c_{\delta F_{y,Di}}} - \frac{c_{\alpha R}}{c_{\delta F_{y,In}}} - \frac{c_{\alpha R} n_R}{c_{\delta M_{z,Di}}} - \frac{c_{\alpha R} n_R}{c_{\delta M_{z,In}}} - \frac{c_{\gamma R}}{c_{\gamma F_{y,Di}}} - \frac{c_{\gamma R}}{c_{\gamma F_{y,In}}} - \frac{c_{\gamma R} n_R}{c_{\gamma M_{z,Di}}} - \frac{c_{\gamma R} n_R}{c_{\gamma M_{z,In}}} + \frac{c_{\alpha R} i_{F_y}}{c_L i_{\delta^*}} + \frac{c_{\gamma R} i_{F_y}}{c_L i_{\gamma^*}} \right)^{-1} \quad (5.16)$$

Entsprechend der Herleitung der effektiven Achscharakteristika nach Kapitel 5.1.1 ergibt sich die Achslenkkinematiksteifigkeit in ihrem Aufbau in Analogie zur Achsschräglaufsteifigkeit. So gleicht die Achslenkkinematiksteifigkeit der Achsschräglaufsteifigkeit im Nenner. Im Zähler hingegen weist die Achslenkkinematiksteifigkeit einen Term aus Reifensturzsteifigkeit $c_{\gamma R}$ und der kinematischen Übersetzung von Spurwinkel zu Sturzwinkel $i_{\gamma \delta}$ auf. Es wird ersichtlich, dass eine Achse ohne Sturzkinematik (die Übersetzung ist demnach unendlich hoch) keine Seitenkraft ausschließlich infolge eines Lenkradwinkels ausbilden kann.

Zur vollständigen Betrachtung der Achslenkkinematiksteifigkeit zeigt Abbildung 5.8 die Bestandteile und den Aufbau dieser Größe für das in Kapitel 3 definierte Beispielfahrzeug. Erwartungsgemäß ergibt sich der Aufbau der Achslenkkinematiksteifigkeit in Analogie zur Achsschräglaufsteifigkeit in Abbildung 5.3. So wirken die Elastokinematik- und Lenkungsanteile gleich verstärkend bzw. reduzierend. Unterschiedlich ist ausschließlich der Anteil im Zähler, der sich aus Reifensturzsteifigkeit und Spur-Sturz-Kinematik zusammensetzt. Entsprechend Abbildung 5.8 wird ersichtlich, dass die Achse bei positiven Lenkradwinkeln eine zusätzliche positive Seitenkraft generiert. Anhand Kapitel A.1 kann dieses Verhalten erklärt werden, da die Achse bei positiver Zahnstangenbewegung eine negative Sturzwinkeländerung ausbildet. Das führt aufgrund des Reifensturzverhaltens zur Ausbildung einer zusätzlichen Seitenkraft.

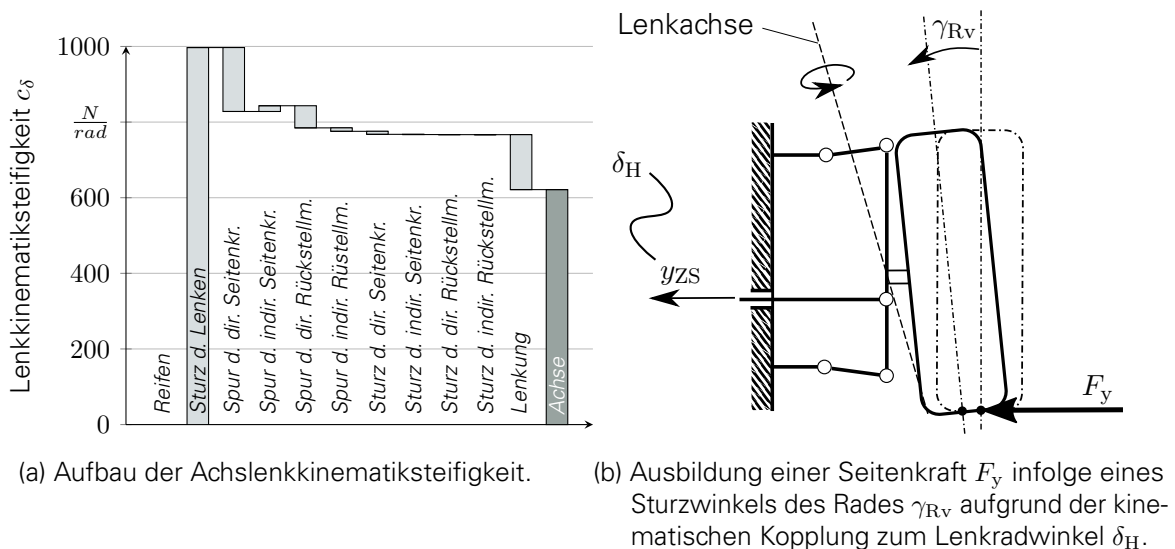


Abbildung 5.8.: Ausbildung und Aufbau der Achslenkkinematiksteifigkeit aus Reifen-, Lenkungs- und Achseigenschaften für die Vorderachse des Beispielfahrzeugs.

Entsprechend Formel 5.16 wirkt die Achslenkkinematiksteifigkeit ähnlich wie die Achsschräglaufsteifigkeit. Dabei bietet sie die Möglichkeit, Seitenkräfte der Achsen ausschließlich auf Basis des Lenkradwinkels zu erhöhen oder zu verringern. Zu beachten ist jedoch, dass dieser Effekt entsprechend Abbildung 5.8 um die Nennerterme aus Formel 5.16 vergrößert bzw. verkleinert wird. Zudem sei erwähnt, dass die Achslenkkinematiksteifigkeit in ihrer Dimension deutlich kleiner ist als die Achsschräglaufsteifigkeit. Demnach müssen eine sehr geringe Spur-Sturz-Übersetzung und somit hohe Sturzwinkel beim Lenken auftreten, um zur Achsschräglaufsteifigkeit vergleichbare Kraftwirkungen am Fahrzeug zu erzielen.

ACHSLENKKINEMATIKDÄMPFUNG

Neben der stationären Seitenkraftausbildung der Achse infolge eines Lenkradwinkels kommt es ebenfalls zu einer Seitenkraft auf Basis einer Lenkradwinkelgeschwindigkeit mithilfe der Achslenkkinematikdämpfung. Dabei handelt es sich physikalisch betrachtet um eine fahrgeschwindigkeitsunabhängige Dämpfung in Analogie zur Achseinlauflänge. Die Achslenkkinematikdämpfung kann dabei nicht in die Achseinlauflänge integriert werden, da sie im Gegensatz zur Achseinlauflänge ausschließlich Seitenkräfte auf Basis einer Lenkradwinkelgeschwindigkeit ausbilden kann. In Analogie zur Achslenkkinematiksteifigkeit existiert die Achslenkkinematikdämpfung nur bei gelenkten Achsen. Daher wird nachfolgend die Achslenkkinematikdämpfung ausschließlich an der Vorderachse betrachtet. Zunächst soll die Struktur der Achslenkkinematikdämpfung anhand Formel 5.17 näher untersucht werden.

$$d_{\delta A} = \left(-\frac{c_{\alpha R}}{i_{y\delta}} - \frac{c_{\alpha R} r_s}{i_{\gamma\delta}} \right) \left(1 - \frac{c_{\alpha R}}{c_{\delta F_{y,Di}}} - \frac{c_{\alpha R}}{c_{\delta F_{y,In}}} - \frac{c_{\alpha R} n_R}{c_{\delta M_{z,Di}}} - \frac{c_{\alpha R} n_R}{c_{\delta M_{z,In}}} - \frac{c_{\gamma R}}{c_{\gamma F_{y,Di}}} - \frac{c_{\gamma R}}{c_{\gamma F_{y,In}}} - \frac{c_{\gamma R} n_R}{c_{\gamma M_{z,Di}}} - \frac{c_{\gamma R} n_R}{c_{\gamma M_{z,In}}} + \frac{c_{\alpha R} i_{F_y}}{c_L i_{\delta^*}} + \frac{c_{\gamma R} i_{F_y}}{c_L i_{\gamma^*}} \right)^{-1} \quad (5.17)$$

Entsprechend der Herleitung der effektiven Achscharakteristika in Kapitel 5.1.1 wird ersichtlich, dass sich die Achslenkkinematikdämpfung in Analogie zur Achslenkkinematiksteifigkeit ausschließlich im Zählerterm von den bisherigen Achscharakteristika differenziert. Im Zähler setzt sich die Achslenkkinematikdämpfung aus der Reifenschräglaufsteifigkeit $c_{\alpha R}$, der kinematischen Übersetzung von Spurwinkel zu Querverschiebung $i_{y\delta}$, der kinematischen Übersetzung von Spurwinkel zu Sturzwinkel $i_{\gamma\delta}$ und dem statischen Radhalbmesser r_s zusammen. Es wird ersichtlich, dass ohne eine Lenkkinematik (d. h. $i_{y\delta}$ und $i_{\gamma\delta}$ sind unendlich hoch), die zur Sturzbildung bzw. Querverschiebung führt, die Achslenkkinematikdämpfung nicht existiert.

Zur Analyse des Aufbaus der Achslenkkinematikdämpfung zeigt Abbildung 5.9 die Bestandteile der Formel 5.17 in Balkendarstellung für die Vorderachse des Beispielfahrzeugs nach Kapitel 3 sowie die Ausbildung der Seitenkraft auf Basis einer Lenkradwinkelgeschwindigkeit. Anhand Abbildung 5.9 wird ersichtlich, dass die Achslenkkinematikdämpfung bei der Beispielachse durch die Übersetzung von Lenkradwinkel zu Sturzwinkel geprägt ist. Dabei generiert die Achse eine positive dynamische Seitenkraft infolge der Sturzkinematik, die anschließend durch die elastokinematischen Anteile der Achse und der Lenkung deutlich verringert wird. Trotz der analytischen Ähnlichkeit zur Achslenkkinematiksteifigkeit ist die Wirkungsweise deutlich unterschiedlich. Anhand Abbildung A.1 kann gezeigt werden, dass sich durch eine positive Zahnstangenverschiebung eine negative Sturzwinkeländerung ausbildet. Eine positive Zahnstangen- bzw. Lenkradwinkelgeschwindigkeit führt somit zu einer negativen Sturzwinkelgeschwindigkeit. Durch den Hebelarm des statischen Radhalbmessers wird diese Sturzwinkelgeschwindigkeit in eine laterale Geschwindigkeit im Radaufstandspunkt transformiert. Somit ist die Achslenkkinematikdämpfung in der Lage, das dynamische Fahrzeugverhalten analog zur Achseinlauflänge zu beeinflussen.

Neben der Achssturzkinematik wirkt ebenfalls die Querverschiebung des Radmittelpunkts entsprechend Abbildung 5.9 infolge einer Zahnstangen- bzw. Lenkradwinkelgeschwindigkeit auf die Geschwindigkeitsverhältnisse im Radaufstandspunkt ein. Entsprechend Abbildung A.1 kommt es dabei durch eine positive Zahnstangenverschiebung zu einer positiven Querverschiebung des Radaufstandspunkts. Wird eine Zahnstangengeschwindigkeit aufgeprägt, führt diese Übersetzung somit zu einer Lateralgeschwindigkeit, die wie in Abbildung 5.9 in Richtung der angreifenden Kraft wirkt.

5. Entwicklung einer Achsauslegungsmethode für die Konzeptphase der Fahrwerkentwicklung

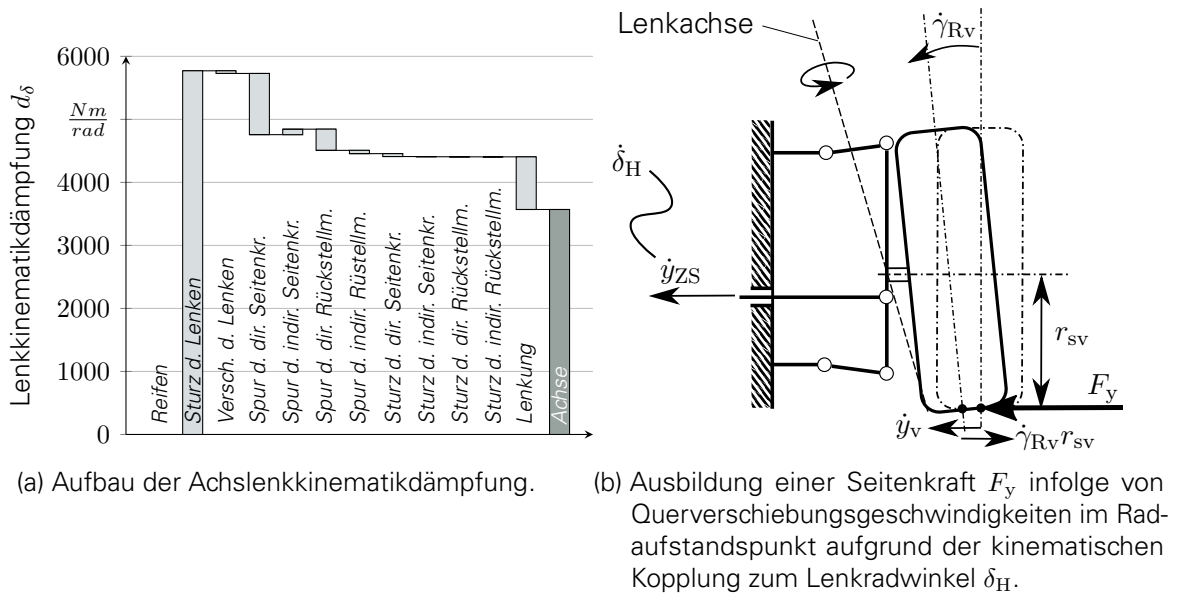


Abbildung 5.9.: Ausbildung und Aufbau der Achslenkkinematikdämpfung aus Reifen-, Lenkungs- und Achseigenschaften für die Vorderachse des Beispielfahrzeugs.

Dieser Anteil führt somit zu einem verlangsamten Seitenkraftaufbau der Vorderachse. Da die Querverschiebung beim Lenkvorgang bei dieser Achse jedoch gering ist, wirkt sich deren Einfluss auf die Achslenkkinematikdämpfung nur geringfügig aus.

Auch bei der Achslenkkinematikdämpfung ist zu beachten, dass ihre Wirkung auf die Achse in Verbindung mit der Lenkradwinkelgeschwindigkeit deutlich geringer ist als die Wirkung der Achseinlaufänge in Verbindung mit einer zeitlichen Lateralkraftänderung. Entsprechend müssen die kinematischen Lenkübersetzungen oder die Lenkradwinkelgeschwindigkeiten sehr groß gewählt werden, um einen Einfluss gleicher Größenordnung zu erzielen.

ACHSWANKKINEMATIK- UND ACHSHUBKINEMATIKSTEIFIGKEIT

Durch wechselseitiges bzw. gleichseitiges Einfedern bildet die Achse entsprechend Formel 5.10 Seitenkräfte mithilfe der Achswankkinematik- bzw. Achshubkinematiksteifigkeit aus. Dabei ähnelt die Achswankkinematik- bzw. Achshubkinematiksteifigkeit der Wirkung einer Achsschräglaufsteifigkeit, jedoch bezogen auf die wechselseitige bzw. gleichseitige Einfederung des Fahrwerks. In den Formulierungen von PACEJKA wurde die Wankkinematik der Achse direkt in die Achsschräglaufsteifigkeit integriert [Pac12]. Diese Integration ist jedoch nur bei Vernachlässigung der Wank- bzw. Hubdynamik muss die Achswankkinematik- bzw. Achshubkinematiksteifigkeit von der Achsschräglaufsteifigkeit entkoppelt werden.

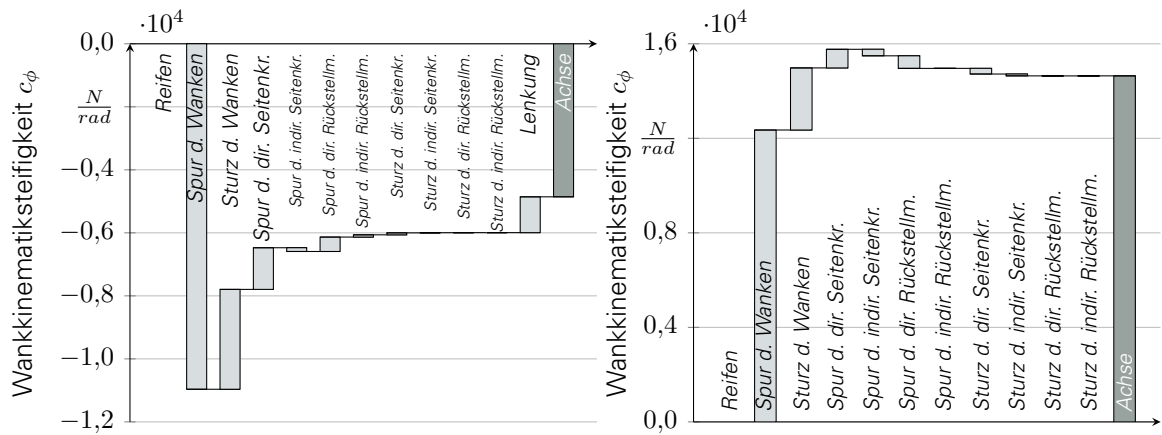
Nachfolgend wird zunächst die Struktur der Achswankkinematiksteifigkeit anhand Formel 5.18 analysiert.

$$c_{\phi A} = \left(-\frac{c_{\alpha R}}{i_{\delta\phi}} - \frac{c_{\gamma R}}{i_{\gamma\phi}} \right) \left(1 - \frac{c_{\alpha R}}{c_{\delta F_{y,Di}}} - \frac{c_{\alpha R}}{c_{\delta F_{y,In}}} - \frac{c_{\alpha R} n_R}{c_{\delta M_{z,Di}}} - \frac{c_{\alpha R} n_R}{c_{\delta M_{z,In}}} - \frac{c_{\gamma R}}{c_{\gamma F_{y,Di}}} - \frac{c_{\gamma R}}{c_{\gamma F_{y,In}}} - \frac{c_{\gamma R} n_R}{c_{\gamma M_{z,Di}}} - \frac{c_{\gamma R} n_R}{c_{\gamma M_{z,In}}} + \frac{c_{\alpha R} i_{F_y}}{c_L i_{\delta^*}} + \frac{c_{\gamma R} i_{F_y}}{c_L i_{\gamma^*}} \right)^{-1} \quad (5.18)$$

Die Achswankkinematiksteifigkeit differenziert sich ausschließlich im Zählerterm durch die Reifenschräglaufsteifigkeit $c_{\alpha R}$, die Reifensturzsteifigkeit $c_{\gamma R}$, die kinematische Übersetzung

von wechselseitiger Einfederung zu Spurwinkel $i_{\delta\phi}$ und die kinematische Übersetzung von wechselseitiger Einfederung zu Sturzwinkel $i_{\gamma\phi}$ von den bisherigen Achscharakteristika. Dabei wird ersichtlich, dass ohne eine Wankkinematik die Achswankkinematiksteifigkeit keinen Einfluss auf die Seitenkräfte der Achse besitzt.

Zur Analyse der physikalischen Eigenschaften der Achswankkinematiksteifigkeit zeigt Abbildung 5.10 den Aufbau dieser Größe für die Vorder- und Hinterachse des Beispielfahrzeugs nach Kapitel 3.



(a) Aufbau der Achswankkinematiksteifigkeit der Vorderachse.

(b) Aufbau der Achswankkinematiksteifigkeit der Hinterachse.

Abbildung 5.10.: Aufbau der Achswankkinematiksteifigkeit aus Reifen-, Lenkungs- und Achseigenschaften für die Vorder- und Hinterachse des Beispielfahrzeugs.

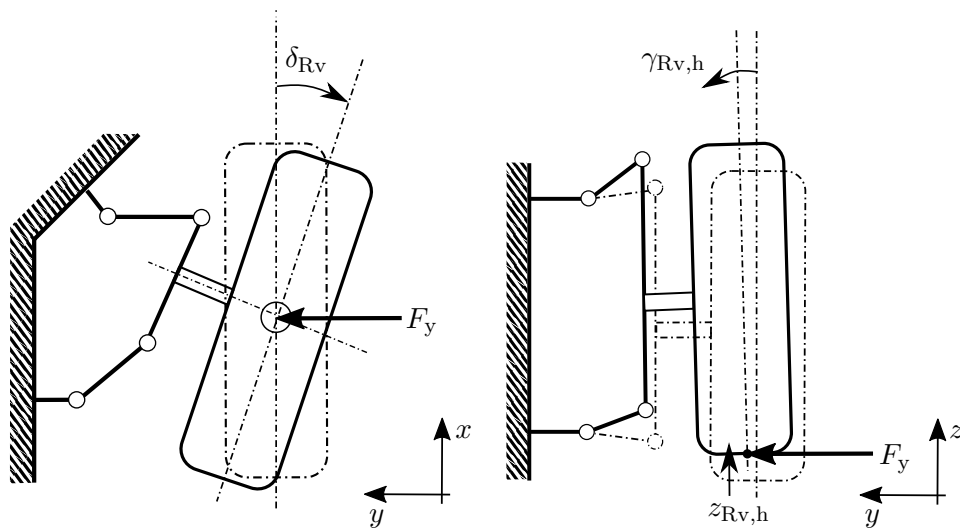


Abbildung 5.11.: Ausbildung einer Seitenkraft F_y infolge eines Spur- $\delta_{Rv,h}$ bzw. Sturzwinkel $\gamma_{Rv,h}$ aufgrund der kinematischen Kopplung zur gleich- bzw. wechselseitigen Einfederung $z_{Rv,h}$.

Zunächst soll der Einfluss der kinematischen Übersetzung von wechselseitiger Einfederung zu Spurwinkel betrachtet werden. Ein positiver Aufbauwankwinkel führt dabei zu einer Einfederung des rechten Rades und zu einer Ausfederung des linken Rades. Entsprechend Abbildung A.7 bzw. Abbildung 5.11 führt diese Ein- bzw. Ausfederung (bei positiver bzw. negativer Vertikalkraft) zu einer negativen Spurwinkeländerung des rechten Rades und einer positiven Spuränderung des linken Rades. Beide Räder verdrehen sich demnach zur kur-

venäußeren Seite des Fahrzeugs. In Analogie zu Abbildung 5.10a führen diese zusätzlichen Spurwinkel beider Räder zu einer Verringerung der Seitenkraft und dementsprechend zu einer Verringerung der Achswankkinematiksteifigkeit. An der Hinterachse verhält sich die Wirkung dieser kinematischen Übersetzung gegensätzlich. Entsprechend des in Abbildung A.7 gezeigten kinematischen Zusammenhangs verdrehen sich beide Räder zur kurveninneren Seite des Fahrzeugs. Dieses Verhalten führt analog zu Abbildung 5.10b zu einer Vergrößerung der Seitenkraft der Achse und somit zu einer Vergrößerung der Achswankkinematiksteifigkeit. Dem entgegen wirkt der kinematische Zusammenhang zwischen Wank- und Sturzwinkel. Anhand Abbildung A.7 und Abbildung 5.11 wird ersichtlich, dass das Rad bei positiver wechselseitiger Einfederung einen negativen Sturzwinkel sowohl an der Vorder- als auch an der Hinterachse ausbildet. Entsprechend des Reifenverhaltens führt dieser Effekt zur Ausbildung einer positiven Seitenkraft und vergrößert somit die Achswankkinematiksteifigkeit. Die elastokinematischen Eigenschaften führen dabei nach Abbildung 5.10 zu einer Vergrößerung der Achswankkinematiksteifigkeit an der Vorderachse und zu einer Verringerung an der Hinterachse.

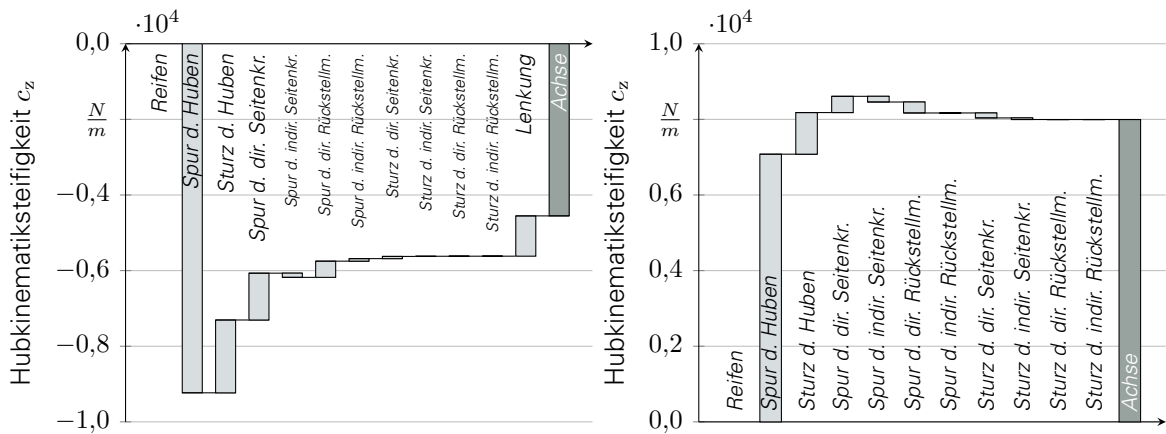
Führt das Fahrwerk keine wechselseitige, sondern eine gleichseitige Einfederungsbewegung aus, bildet die Achse entsprechend Kapitel 3 ebenfalls Seitenkräfte. Im Gegensatz zur wechselseitigen Einfederung heben sich die entstehenden Achsseitenkräfte beider Räder in diesem Belastungsfall gegeneinander auf. Durch die Querabstützung infolge der Wankpollage können beide Kräfte jedoch zu einer Vertikalkraft auf den Aufbau führen. Der Zusammenhang zwischen der gleichseitigen Einfederung und der Ausbildung von Seitenkräften kann auf Basis der Herleitung nach Kapitel 5.1.1 mithilfe der Achshubkinematiksteifigkeit ausgedrückt werden. Die gleichseitige und wechselseitige Einfederung unterscheiden sich dabei gemäß Kapitel 3 durch die gekoppelte Wirkung beider Radseiten (beispielsweise durch die Stabilisatorwirkung). Zur Analyse der Achshubkinematiksteifigkeit zeigt Formel 5.19 die Struktur dieser Größe.

$$c_{zA} = \left(-\frac{c_{\alpha R}}{i_{\delta z}} - \frac{c_{\gamma R}}{i_{\gamma z}} \right) \left(1 - \frac{c_{\alpha R}}{c_{\delta F_{y,Di}}} - \frac{c_{\alpha R}}{c_{\delta F_{y,In}}} - \frac{c_{\alpha R} n_R}{c_{\delta M_{z,Di}}} - \frac{c_{\alpha R} n_R}{c_{\delta M_{z,In}}} - \frac{c_{\gamma R}}{c_{\gamma F_{y,Di}}} - \frac{c_{\gamma R}}{c_{\gamma F_{y,In}}} - \frac{c_{\gamma R} n_R}{c_{\gamma M_{z,Di}}} - \frac{c_{\gamma R} n_R}{c_{\gamma M_{z,In}}} + \frac{c_{\alpha R} i_{F_y}}{c_L i_{\delta^*}} + \frac{c_{\gamma R} i_{F_y}}{c_L i_{\gamma^*}} \right)^{-1} \quad (5.19)$$

Anhand Formel 5.19 wird ersichtlich, dass sich der Aufbau der Achshubkinematiksteifigkeit und der Achswankkinematiksteifigkeit ähneln. Lediglich die kinematischen Übersetzungen beziehen sich nun nicht mehr auf die wechselseitige sondern die gleichseitige Einfederung mithilfe der kinematischen Übersetzung von gleichseitiger Einfederung zu Spurwinkel $i_{\delta z}$ und der kinematischen Übersetzung von gleichseitiger Einfederung zu Sturzwinkel $i_{\gamma z}$. Besitzt ein Fahrzeug keine gleichseitige Achskinematik, so kann die Achshubkinematiksteifigkeit keine Achsseitenkräfte produzieren.

Zur Analyse des Aufbaus dieser Größe zeigt Abbildung 5.12 die Balkendiagramme für die Vorder- und Hinterachse des Beispielfahrzeugs nach Kapitel 3 mit den einzelnen Elementen, die bei der gegebenen Achse zur Achshubkinematiksteifigkeit führen. Anhand Abbildung 5.12 zeigt sich erwartungsgemäß ein ähnlicher Aufbau der Achshubkinematiksteifigkeit im Vergleich zur Achswankkinematiksteifigkeit.

Im Gegensatz zur Achslenkkinematiksteifigkeit ist der Einfluss der Achswankkinematik- und Achshubkinematiksteifigkeit auf die Ausbildung der Seitenkraft nicht zu vernachlässigen.



(a) Aufbau der Achshubkinematiksteifigkeit der Vorderachse. (b) Aufbau der Achshubkinematiksteifigkeit der Hinterachse.

Abbildung 5.12.: Aufbau der Achshubkinematiksteifigkeit aus Reifen-, Lenkungs- und Achseigenschaften für die Vorder- und Hinterachse des Beispielfahrzeugs.

ACHSSTURZSTEIFIGKEIT

Neben der Ausbildung von Seitenkräften infolge der wechselseitigen Einfederung der Achse aufgrund der Achswankkinematiksteifigkeit bildet die Achse zusätzlich Seitenkräfte durch das Auftreten eines Aufbauwankwinkels. Der Zusammenhang beider Größen kann mithilfe der Achssturzsteifigkeit beschrieben werden. Die Achssturzsteifigkeit kann dabei nicht in die bisherigen effektiven Achscharakteristika eingeordnet werden, da sie entgegen der Achswankkinematiksteifigkeit ausschließlich vom Absolutwert des Aufbauwankwinkels und nicht vom Relativwinkel zwischen Aufbau und ungefederten Massen abhängt. Führt das Rad eines Fahrzeugs keine Bewegung infolge einer wechselseitigen Einfederung aus, so existiert im Gegensatz zur Achswankkinematiksteifigkeit dennoch die Achssturzsteifigkeit.

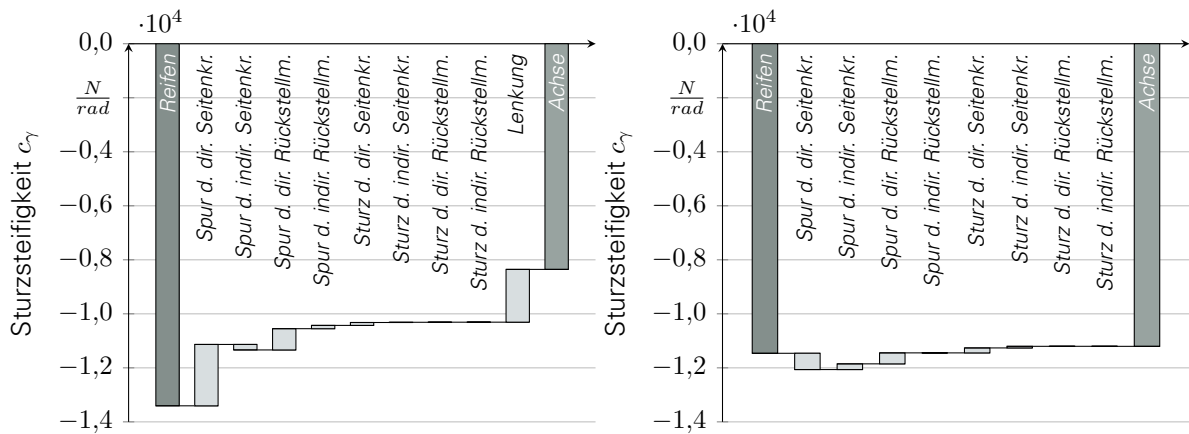
Formel 5.20 stellt den analytischen Aufbau der Achssturzsteifigkeit vor.

$$c_{\gamma A} = c_{\gamma R} \left(1 - \frac{c_{\alpha R}}{c_{\delta F_{y,Di}}} - \frac{c_{\alpha R}}{c_{\delta F_{y,In}}} - \frac{c_{\alpha R} n_R}{c_{\delta M_{z,Di}}} - \frac{c_{\alpha R} n_R}{c_{\delta M_{z,In}}} - \frac{c_{\gamma R}}{c_{\gamma F_{y,Di}}} - \frac{c_{\gamma R}}{c_{\gamma F_{y,In}}} - \frac{c_{\gamma R} n_R}{c_{\gamma M_{z,Di}}} - \frac{c_{\gamma R} n_R}{c_{\gamma M_{z,In}}} + \frac{c_{\alpha R} i_{F_y}}{c_L i_{\delta^*}} + \frac{c_{\gamma R} i_{F_y}}{c_L i_{\gamma^*}} \right)^{-1} \quad (5.20)$$

Die Achssturzsteifigkeit besteht dabei im Nennerterm entsprechend der Herleitung der effektiven Achscharakteristika nach Kapitel 5.1.1 aus den bereits vorgestellten elastokinetischen Eigenschaften der Achsen. Im Zähler wird die Achssturzsteifigkeit ausschließlich durch die Reifensturzsteifigkeit $c_{\gamma R}$ definiert.

Zur Analyse der physikalischen Eigenschaften der Achssturzsteifigkeit zeigt Abbildung 5.13 deren Zusammensetzung für die Vorder- und Hinterachse des Beispielfahrzeugs nach Kapitel 3. Anhand Abbildung 5.13 und Abbildung 5.14 wird zunächst ersichtlich, dass die Achse bei Auftreten eines Aufbauwankwinkels durch den Reifen induzierte negative Seitenkräfte aufbaut. Diese Eigenschaft lässt sich durch die physikalische Beeinflussung des Sturzwinkels des Rades gegenüber der Fahrbahn durch den Aufbauwankwinkel beschreiben. Führt ein Fahrzeug in eine Linkskurve ein, so führt die Lateralbeschleunigung des Aufbaus zu einem positiven Aufbauwankwinkel, in dessen Folge sich ein positiver Sturzwinkel gegenüber der Fahrbahn ergibt. Dieser positive Sturzwinkel resultiert entsprechend des Reifenverhaltens in einer negativen Achsseitenkraft.

5. Entwicklung einer Achsauslegungsmethode für die Konzeptphase der Fahrwerkentwicklung



(a) Aufbau der Achssturzsteifigkeit der Vorderachse. (b) Aufbau der Achssturzsteifigkeit der Hinterachse.

Abbildung 5.13.: Aufbau der Achssturzsteifigkeit aus Reifen-, Lenkungs- und Achseigenschaften für die Vorder- und Hinterachse des Beispielfahrzeugs.

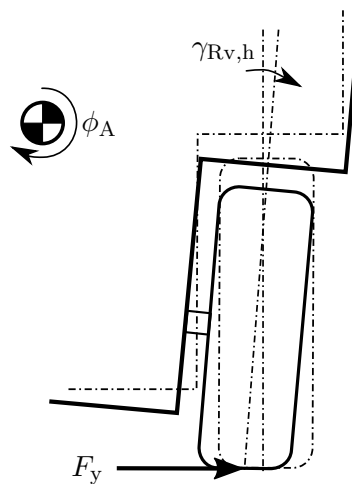


Abbildung 5.14.: Ausbildung einer Seitenkraft F_y infolge eines Sturzwinkels des Rades $\gamma_{Rv,h}$ aufgrund eines Aufbauwankwinkels ϕ_A .

Da die Achssturzsteifigkeit einen wesentlichen Einfluss auf den Aufbau der Achsseitenkräfte hat, darf sie in der nachfolgenden Auslegung nicht vernachlässigt werden.

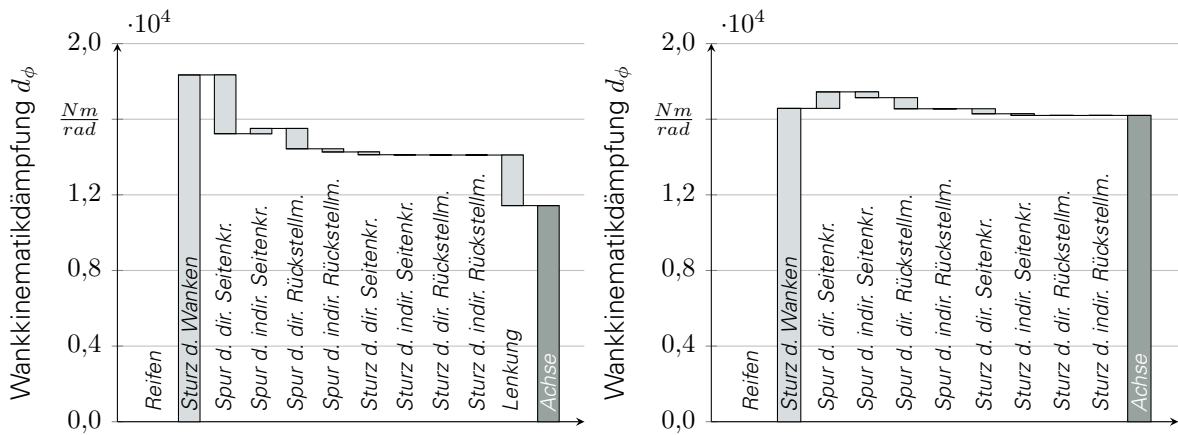
ACHSWANKKINEMATIK- UND ACHSHUBKINEMATIKDÄMPFUNG

Zusätzlich zum Seitenkraftaufbau bei Auftreten einer wechsel- bzw. gleichseitigen Einfederung führt die Achskinematik ebenfalls zu lateralen Geschwindigkeiten im Radaufstandspunkt. Diese Geschwindigkeiten folgen aus der wechsel- bzw. gleichseitigen Einfederungsgeschwindigkeit und werden mithilfe der Achswankkinematik- bzw. Achshubkinematikdämpfung beschrieben. Entsprechend der Beeinflussung der Geschwindigkeiten im Radaufstandspunkt wirkt die Achswankkinematik- bzw. Achshubkinematikdämpfung wie eine Achseinlaufänge. In Analogie zur Achslenkkinematikdämpfung handelt es sich bei diesen Größen physikalisch betrachtet um eine fahrgeschwindigkeitsunabhängige Dämpfung. Da die Achswankkinematik- bzw. Achshubkinematikdämpfung jedoch keine Seitenkräfte infolge dynamischer Schräglaufwinkeländerungen bildet, kann sie nicht in die Achseinlaufänge integriert werden und

definiert somit eine separate Größe innerhalb der effektiven Achscharakteristika. Nachfolgend werden beide Kinematikdämpfungen näher betrachtet. Zur Analyse der Struktur der Achswankkinematikdämpfung zeigt Formel 5.21 den analytischen Aufbau dieser Größe.

$$d_{\phi A} = \left(\frac{c_{\alpha R} r_s}{i_{\gamma \phi}} \right) \left(1 - \frac{c_{\alpha R}}{c_{\delta F_{y,Di}}} - \frac{c_{\alpha R}}{c_{\delta F_{y,In}}} - \frac{c_{\alpha R} n_R}{c_{\delta M_{z,Di}}} - \frac{c_{\alpha R} n_R}{c_{\delta M_{z,In}}} - \frac{c_{\gamma R}}{c_{\gamma F_{y,Di}}} - \frac{c_{\gamma R}}{c_{\gamma F_{y,In}}} - \frac{c_{\gamma R} n_R}{c_{\gamma M_{z,Di}}} - \frac{c_{\gamma R} n_R}{c_{\gamma M_{z,In}}} + \frac{c_{\alpha R} i_{F_y}}{c_L i_{\delta^*}} + \frac{c_{\gamma R} i_{F_y}}{c_L i_{\gamma^*}} \right)^{-1} \quad (5.21)$$

Dabei differenziert sich die Achswankkinematikdämpfung im Vergleich zu den bisher vorgestellten effektiven Achscharakteristika im Zählerterm durch die Reifenschräglaufsteifigkeit $c_{\alpha R}$, den statischen Radhalbmesser r_s sowie die Übersetzung von Wankwinkel zu Sturzwinkel $i_{\gamma \phi}$. Besitzt die Achse keine kinematischen Wankeigenschaften, so existiert auch keine Achswankkinematikdämpfung. Zur Analyse der physikalischen Eigenschaften der Achswankkinematikdämpfung zeigt Abbildung 5.15 diese effektive Achscharakteristik für die Vorder- und Hinterachse des Beispielfahrzeugs nach Kapitel 3.



(a) Aufbau der Achswankkinematikdämpfung der Vorderachse. (b) Aufbau der Achswankkinematikdämpfung der Hinterachse.

Abbildung 5.15.: Aufbau der Achswankkinematikdämpfung aus Reifen-, Lenkungs- und Achseigenschaften für die Vorder- und Hinterachse des Beispielfahrzeugs.

Anhand Abbildung 5.15 sowie Abbildung 5.16 wird ersichtlich, dass sowohl die Vorder- als auch die Hinterachse mit zunehmender positiver Wankwinkelgeschwindigkeit positive Seitenkräfte ausbilden. Wie bereits im vorherigen Kapitel diskutiert wurde, führt eine positive Einfederung zur Ausbildung eines negativen Sturzwinkels. Diese kinematische Übersetzung führt gleichsam durch eine positive Wankwinkelgeschwindigkeit zu einer negativen Sturzwinkelgeschwindigkeit. Über den statischen Radhalbmesser führt diese negative Sturzwinkelgeschwindigkeit zu einer Lateralgeschwindigkeit im Radaufstandspunkt, die der angreifenden Lateralkraft entgegenwirkt. Dadurch bildet die Achse bei hohen Wankwinkelgeschwindigkeiten verstärkt Seitenkräfte. Die Achswankkinematikdämpfung ergibt sich, wie es in Abbildung 5.15 ersichtlich ist. Daran anschließend erfolgt die Vergrößerung bzw. Verringerung der Achswankkinematikdämpfung verursacht durch die elastokinematischen Eigenschaften im Nennerterm.

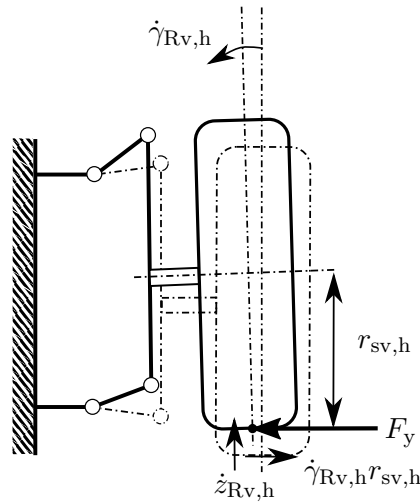


Abbildung 5.16.: Ausbildung einer Seitenkraft F_y infolge einer Querverschiebung im Radaufstandspunkt durch die kinematische Kopplung zur gleich- bzw. wechselseitigen Einfederung $z_{Rv,h}$.

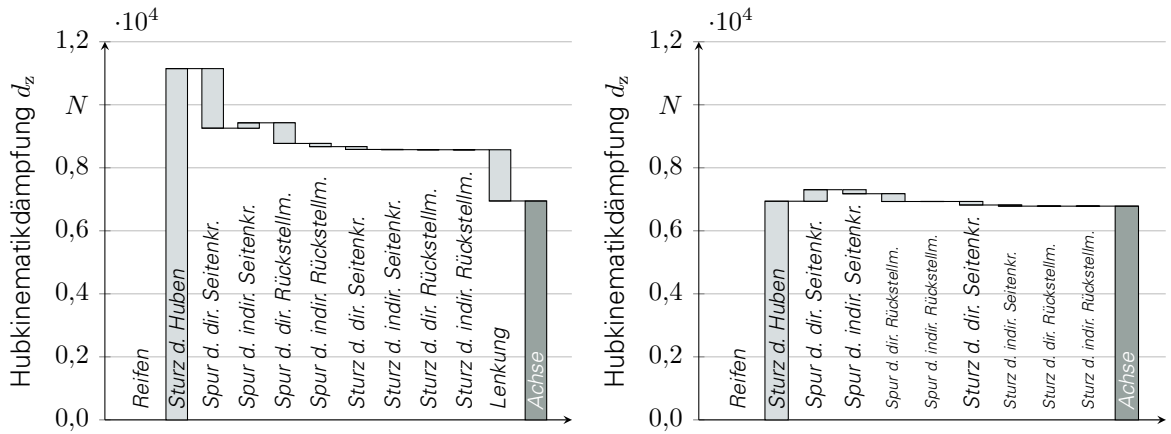
Neben der Sturzausbildung kommt es entsprechend Abbildung 5.16 ebenfalls zu einer Querverschiebung und auf Basis einer Einfederungsgeschwindigkeit zu einer Querverschiebungsgeschwindigkeit. Dieser Zusammenhang wird im Rahmen der Auslegungsmethode mithilfe der Wankpolhöhe beschrieben und ist entsprechend Kapitel 5.1.1 aus den effektiven Achscharakteristika herausgelöst.

In Analogie zur Achswankkinematikdämpfung sollen nachfolgend die Struktur sowie die physikalischen Eigenschaften der Achshubkinematikdämpfung betrachtet werden. Dazu zeigt Formel 5.22 den analytischen Aufbau dieser Größe.

$$d_{zA} = \left(\frac{c_{\alpha R} r_s}{i_{\gamma z}} \right) \left(1 - \frac{c_{\alpha R}}{c_{\delta F_{y,Di}}} - \frac{c_{\alpha R}}{c_{\delta F_{y,In}}} - \frac{c_{\alpha R} n_R}{c_{\delta M_{z,Di}}} - \frac{c_{\alpha R} n_R}{c_{\delta M_{z,In}}} - \frac{c_{\gamma R}}{c_{\gamma F_{y,Di}}} - \frac{c_{\gamma R}}{c_{\gamma F_{y,In}}} - \frac{c_{\gamma R} n_R}{c_{\gamma M_{z,Di}}} - \frac{c_{\gamma R} n_R}{c_{\gamma M_{z,In}}} + \frac{c_{\alpha R} i_{F_y}}{c_L i_{\delta^*}} + \frac{c_{\gamma R} i_{F_y}}{c_L i_{\gamma^*}} \right)^{-1} \quad (5.22)$$

Es wird ersichtlich, dass der Aufbau der Achshubkinematikdämpfung nahezu identisch mit der Achswankkinematikdämpfung ist. Sie besteht im Nennerterm aus den bereits vorgestellten Elementen der Elastokinematik sowie im Zählerterm aus der Reifenschräglaufsteifigkeit $c_{\alpha R}$, dem statischen Radhalbmesser r_s und der Übersetzung zwischen Sturz und gleichseitiger Einfederung $i_{\gamma z}$. Es wird in Analogie zur Achswankkinematikdämpfung ersichtlich, dass die Achshubkinematikdämpfung ohne kinematische Hubeigenschaften der Achse nicht existieren kann.

Zur Analyse der physikalischen Eigenschaften zeigt Abbildung 5.17 den Aufbau der Achshubkinematikdämpfung für die Vorder- und Hinterachse des Beispielfahrzeugs nach Kapitel 3. Es wird der ähnliche Aufbau der Achshubkinematikdämpfung zur Achswankkinematikdämpfung ersichtlich.



(a) Aufbau der Achshubkinematikdämpfung der Vorderachse.

(b) Aufbau der Achshubkinematikdämpfung der Hinterachse.

Abbildung 5.17.: Aufbau der Achshubkinematikdämpfung aus Reifen-, Lenkungs- und Achseigenschaften für die Vorder- und Hinterachse des Beispielfahrzeugs.

ACHSLÄNGSKRAFTÜBERSETZUNG

Neben den bisherigen Freiheitsgraden kann die Achse ebenfalls Seitenkräfte infolge von angreifenden Antriebs- und Bremskräften mithilfe der Achslängskraftübersetzung produzieren. Physikalisch betrachtet handelt es sich hierbei nicht wie bei den restlichen effektiven Achscharakteristika um eine Nachgiebigkeit bzw. Steifigkeit, sondern um eine direkte Übersetzung der Längskräfte in Seitenkräfte. Dieser Zusammenhang wird nachfolgend anhand des Aufbaus der Achslängskraftübersetzung für den angetriebenen Zustand in Formel 5.23 verdeutlicht.

$$i_{AF_x} = \left(\frac{c_{\alpha R}}{c_{\delta F_{x,Di}}} + \frac{c_{\gamma R}}{c_{\gamma F_{x,Di}}} \right) \left(1 - \frac{c_{\alpha R}}{c_{\delta F_{y,Di}}} - \frac{c_{\alpha R}}{c_{\delta F_{y,In}}} - \frac{c_{\alpha R} n_R}{c_{\delta M_{z,Di}}} - \frac{c_{\alpha R} n_R}{c_{\delta M_{z,In}}} - \frac{c_{\gamma R}}{c_{\gamma F_{y,Di}}} - \frac{c_{\gamma R}}{c_{\gamma F_{y,In}}} - \frac{c_{\gamma R} n_R}{c_{\gamma M_{z,Di}}} - \frac{c_{\gamma R} n_R}{c_{\gamma M_{z,In}}} + \frac{c_{\alpha R} i_{F_y}}{c_L i_{\delta^*}} + \frac{c_{\gamma R} i_{F_y}}{c_L i_{\gamma^*}} \right)^{-1} \quad (5.23)$$

Anhand Formel 5.23 wird ersichtlich, dass die Achslängskraftübersetzung den gleichen Nennerterm besitzt wie die bisher vorgestellten effektiven Achscharakteristika. Im Zählerterm dagegen weist die Achslängskraftübersetzung zusätzliche Anteile der Reifenschräglauftsteifigkeit $c_{\alpha R}$ und der Reifensturzsteifigkeit $c_{\gamma R}$ sowie elastokinematische Steifigkeiten zwischen Längskraft und Spurwinkel $c_{\delta F_{x,Di}}$ bzw. Sturzwinkel $c_{\gamma F_{x,Di}}$ auf. Anhand Formel 5.23 kann geschlossen werden, dass die Achslängskraftübersetzung die Achsseitenkraft beeinflusst, wenn die Achse elastokinematische Eigenschaften in Längsrichtung aufweist.

Zur näheren Analyse der physikalischen Struktur dieser Größe zeigt Abbildung 5.18 das Balkendiagramm des Aufbaus der Achslängskraftübersetzung für den angetriebenen Zustand der Vorder- und Hinterachse des Beispielfahrzeugs nach Kapitel 3.

Anhand Abbildung 5.18 wird ersichtlich, dass die Achslängskraftübersetzung wesentlich durch die elastokinematischen Nachgiebigkeiten zwischen Spurwinkel und Längskräften $c_{\delta F_{x,Di}}$ sowie Sturzwinkel und Längskräften $c_{\gamma F_{x,Di}}$ beeinflusst wird. An der Vorderachse führt eine positive Längskraft entsprechend Abbildung A.3 und Abbildung 5.19 zu einem positiven Spurwinkel. Demnach bildet sich bei Geradeausfahrt ein Achsschräglaufwinkel aus, der zum Aufbau einer Seitenkraft führt. An der Hinterachse ist dieser Effekt umgekehrt. Dabei führt eine positive Längskraft entsprechend Abbildung A.3 zu einer negativen Spurwinkeländerung.

5. Entwicklung einer Achsauslegungsmethode für die Konzeptphase der Fahrwerkentwicklung

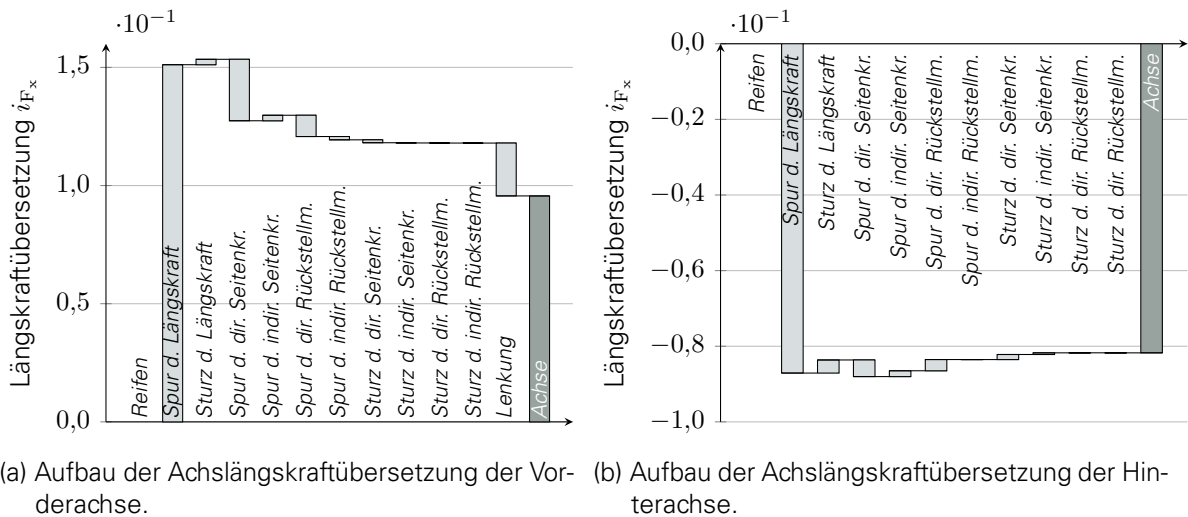


Abbildung 5.18.: Aufbau der Achslängskraftübersetzung aus Reifen-, Lenkungs- und Achseigenschaften für die Vorder- und Hinterachse des Beispielfahrzeugs im angetriebenen Zustand.

Dadurch baut sich ein negativer Schräglaufwinkel aus, der eine negative Achsseitenkraft zur Folge hat.

Neben der Achslängskraftübersetzung infolge der kinematischen Übersetzung zwischen Längskraft und Spurwinkel existiert ebenfalls eine weitere Verknüpfung von Längskraft zu Sturzwinkel. Anhand Abbildung A.3 und Abbildung 5.19 wird ersichtlich, dass die Vorderachse unter positiver Längskraft einen negativen Sturzwinkel ausbildet. Dadurch wird der Reifen in einen günstigeren Betriebszustand geführt und es erhöhen sich die Achsseitenkräfte der Vorderachse. Die Hinterachse hingegen weist bei positiver Längskraft einen positiven Sturzwinkel auf, in dessen Folge sich die Achsseitenkräfte verringern. Entsprechend Abbildung 5.18 wird dabei ersichtlich, dass diese Sturzausbildung einen deutlich geringeren Einfluss auf das Achsverhalten zeigt als die Spurausbildung.

Bremst das Fahrzeug, so wirken neben negativen Längskräften durch die Verbindung von Bremsscheibe und Bremssattel zusätzliche Spinmomente auf den Radträger ein. Dieser Effekt führt zu einer veränderten Radstellung und muss daher nachfolgend gesondert analysiert werden. Die analytische Formulierung der Längskraftübersetzung ergibt sich dann zu Formel 5.24.

$$i_{AF_x} = \left(\frac{c_{\alpha R}}{c_{\delta F_{x,Di}}} + \frac{c_{\gamma R}}{c_{\gamma F_{x,Di}}} + \frac{c_{\alpha R} r_s}{c_{\delta M_{y,Di}}} + \frac{c_{\gamma R} r_s}{c_{\gamma M_{y,Di}}} \right) \left(1 - \frac{c_{\alpha R}}{c_{\delta F_{y,Di}}} - \frac{c_{\alpha R}}{c_{\delta F_{y,In}}} - \frac{c_{\alpha R} n_R}{c_{\delta M_{z,Di}}} - \frac{c_{\alpha R} n_R}{c_{\delta M_{z,In}}} - \frac{c_{\gamma R}}{c_{\gamma F_{y,Di}}} - \frac{c_{\gamma R}}{c_{\gamma F_{y,In}}} - \frac{c_{\gamma R} n_R}{c_{\gamma M_{z,Di}}} - \frac{c_{\gamma R} n_R}{c_{\gamma M_{z,In}}} + \frac{c_{\alpha R} i_{F_y}}{c_L i_{\delta^*}} + \frac{c_{\gamma R} i_{F_y}}{c_L i_{\gamma^*}} \right)^{-1} \quad (5.24)$$

Im Unterschied zur Achslängskraftübersetzung im angetriebenen Fall besitzt die Achslängskraftübersetzung im gebremsten Zustand weitere elastokinematische Steifigkeiten als Koppel-elemente zwischen Spurwinkel und Spinmoment $c_{\delta M_{y,Di}}$ sowie Sturzwinkel und Spinmoment $c_{\gamma M_{y,Di}}$.

Zur Analyse der physikalischen Wirkung zeigt Abbildung 5.20 den Aufbau der Längskraftübersetzung im Bremsfall. Anhand der Abbildung wird ersichtlich, dass sich das Achsverhalten im gebremsten Zustand (bei negativen Längskräften) vom Achsverhalten im angetriebenen Zustand unterscheidet. An der Vorderachse führt das zusätzliche Spinmoment entsprechend Abbildung A.4 zu einer Verdrehung des Vorderrades in Richtung Vorspur.

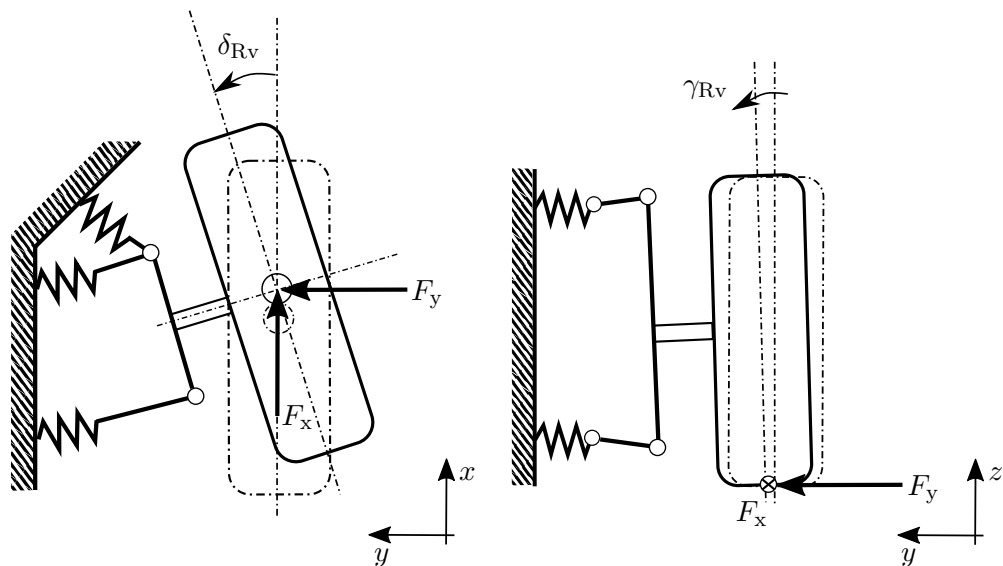
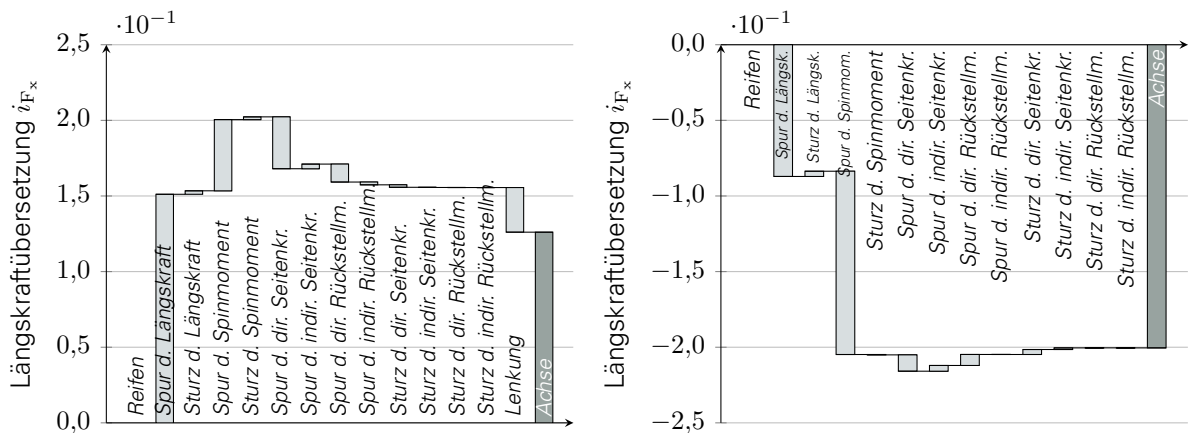


Abbildung 5.19.: Ausbildung einer Seitenkraft F_y infolge eines Spurwinkels $\delta_{Rv,h}$ und eines Sturzwinkel $\gamma_{Rv,h}$ durch die elastokinematische Kopplung zur Längskraft F_x .

Diese Verdrehung ist geringer als die Verdrehung aus reiner Längskraft nach Abbildung A.3. Bei einem statischen Radhalbmesser von 0,315 m und einer Bremskraft von 500 N im Radaufstandspunkt entstehen Spurwinkel von ca. -2,7 min aus Längskraft und ca. 0,7 min aus Spinnmoment. Die Folge ist, dass das Rad im gebremsten Zustand in Nachspur lenkt und somit die Achsseitenkräfte reduziert werden.



(a) Aufbau der Achslängskraftübersetzung der Vorderachse. (b) Aufbau der Achslängskraftübersetzung der Hinterachse.

Abbildung 5.20.: Aufbau der Achslängskraftübersetzung aus Reifen-, Lenkungs- und Achseigenschaften für die Vorder- und Hinterachse des Beispielfahrzeugs im gebremsten Zustand.

An der Hinterachse hingegen führt das zusätzliche Spinnmoment entsprechend Abbildung A.4 zu einer weiteren Verdrehung des Hinterrades in Richtung Vorspur, was eine Vergrößerung der Achsseitenkräfte zur Folge hat. In Analogie zum Achsverhalten unter positiver Längskraft führt das Rad unter der Wirkung einer negativen Längskraft (Bremskraft) und einem positiven Spinnmoment eine positive Sturzwinkeländerung aus, was durch die Reifeneigenschaften zu einer Verringerung der wirksamen Seitenkräfte der Achse führt.

Aufgrund der geringen Größenordnung der durch die Längskräfte hervorgerufenen Seitenkraft und damit auch der Vertikalkraft auf den Aufbau kann die Achslängskraftübersetzungen nicht wirksam zur Auslegung des Nickausgleichs für das betrachtete Beispielfahrzeug verwendet werden.

5.2. DETAILLIERUNG DER AUSLEGUNGSMETHODE

Im vorangegangenen Kapitel wurde der Achsauslegungsprozess auf Basis des Target-Cascading-Ansatzes und mithilfe der effektiven Achscharakteristika strukturiert. Nachfolgend werden nun die einzelnen Schritte der Auslegungsmethode detailliert. Dazu erfolgt zunächst die Auswahl objektiver Gesamtfahrzeugeigenschaften zur Beschreibung der Fahrdynamik und des Fahrkomforts (Primary Ride) mithilfe des Kapitels 2.3. Auf Basis dieser Gesamtfahrzeugeigenschaften werden dann die beiden Auslegungsschritte zur Ableitung der Subsystemeigenschaften vorgestellt. Dabei ist es das Ziel, die physikalischen Abhängigkeiten zwischen den objektiven Größen, den effektiven Achscharakteristika und den Subsystemeigenschaften zu analysieren sowie Auslegungsreihenfolgen für die einzelnen Schritte zu definieren.

5.2.1. DEFINITION DER OBJEKTIVEN GESAMTFAHRZEUGEIGENSCHAFTEN

Zur Entwicklung der Fahrwerksauslegungsmethode ist die Definition der zur Achsauslegung eines Fahrzeugs zu verwendenden Objektivierungsgrößen nötig. Diese Gesamtfahrzeugziele werden vor der Zielwertableitung bestimmt und stellen die Anforderungen an das zu entwickelnde Fahrwerk dar. Sind die Eigenschaften der Subsysteme abgeleitet, erfüllt das Fahrzeug diese definierten Gesamtfahrzeugziele. Die Gesamtfahrzeugziele können dabei frei gewählt oder auf Basis einer Wettbewerbsanalyse bzw. auf Basis des Vorgängerfahrzeugs abgeleitet werden.

Wie bereits in Kapitel 2.3 vorgestellt, sind in der Literatur eine Vielzahl von Objektivierungsgrößen bekannt. Nachfolgend soll eine Auswahl geeigneter Objektivierungsgrößen zur Anwendung innerhalb der Auslegungsmethode auf Basis des in Kapitel 2.2 vorgestellten Aufenthaltsbereichs des Normalfahrers sowie des in Kapitel 4 beschriebenen analytisch-physikalischen Wirkkettenverständnisses erarbeitet werden. Die Auswahl der Fahrmanöver findet dabei mit dem Ziel statt, Redundanzen zwischen den Manövern zu vermeiden, eine einfache Durchführbarkeit der Fahrmanöver zu gewährleisten sowie den zu betrachtenden Arbeitsbereich vollständig abzudecken. Nachfolgend werden die ausgewählten Objektivierungsgrößen für die Bereiche Längs-, Quer- und Vertikaldynamik vorgestellt.

LÄNGSDYNAMIK

Da entsprechend der in Kapitel 1.3 definierten Randbedingungen längsdynamische Eigenschaften auf Basis des Antriebsstrangs oder des Bremssystems (wie beispielsweise Beschleunigungszeiten, Bremswege oder das μ -Split-Verhalten) nicht ausgelegt werden sollen, beschränkt sich diese Arbeit auf die Auslegung des durch das Fahrwerk definierten Anfahr- und Bremsnickverhaltens. Es wird daher nachfolgend entsprechend Kapitel 2.3 der stationäre Nickwinkelgradient nach Formel 5.25 bei einem Antriebs- und Bremsmanöver zur Objektivierung des längsdynamischen Aufbauverhaltens verwendet.

$$NWG_{A,B} = \frac{d\theta_A}{da_{x_{A,B}}} \quad (5.25)$$

Die Bestimmung des Nickwinkelgradienten erfolgt für das Fahrzeug bei festem Lenkradwinkel in Geradeausstellung ($\delta_H = y_{zS} = 0$) und maximaler Beschleunigung bzw. Verzögerung. Der

Nickwinkelgradient wird anschließend entsprechend Kapitel 2.3.1 als Nickwinkel bei einer Längsbeschleunigung von 4 m/s^2 bzw. bei einer Verzögerung von 6 m/s^2 gemessen. Innerhalb der Auslegungsmethode werden dabei geringe Nickwinkelgradienten angestrebt, da diese nach Kapitel 2.3.1 subjektiv besser bewertet werden. In Tabelle 5.1 sind beide Kennwerte zur Objektivierung der Längsdynamik sowie deren Auslegungstendenz zusammengefasst.

QUERDYNAMIK

Da es nach Kapitel 1 die Aufgabe dieser Fahrwerkauslegungsmethode ist, das Gesamtfahrzeugverhalten entsprechend des tatsächlich auftretenden Arbeitsbereichs des Normalfahrers auszulegen, ist es zunächst notwendig, die relevanten Manöver zur Beschreibung dieses Arbeitsbereichs zu identifizieren. Abbildung 2.6 zeigt dazu eine Einordnung querdynamischer Fahrmanöver nach Dynamik und Linearität der Fahrzeuganregung. Wird die Darstellung um die Häufigkeitsverteilungen nach Abbildung 2.3 erweitert, ergibt sich Abbildung 5.21.

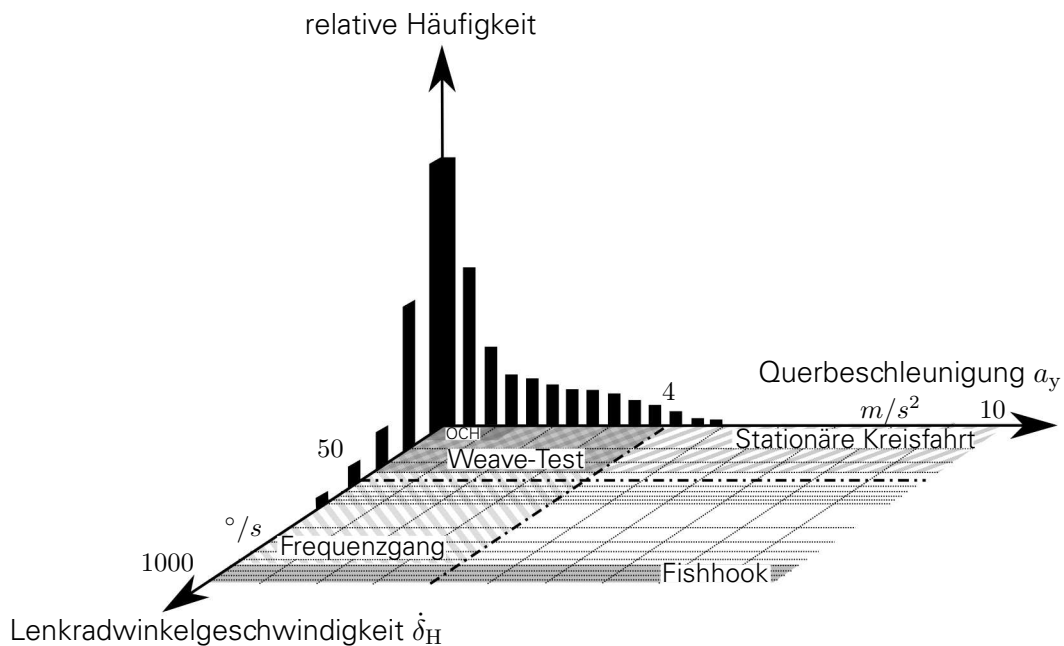


Abbildung 5.21.: Einordnung querdynamischer Fahrmanöver nach Linearität und Dynamik der Fahrzeugreaktion sowie Darstellung der Aufenthaltshäufigkeit für den Normalfahrer.

Dabei wird ersichtlich, dass nur eine geringe Anzahl der querdynamischen Fahrmanöver zur Beurteilung des relevanten Arbeitsbereichs notwendig ist. Ursächlich dafür ist wie bereits in Kapitel 2 vorgestellt, dass sich der Arbeitsbereich des Normalfahrers lediglich bis zu einer maximalen Querbeschleunigung von ca. 4 m/s^2 sowie einer maximalen Lenkradwinkelgeschwindigkeit von ca. $120 \text{ }^\circ/\text{s}$ ausdehnt. Folgende Manöver kommen daher entsprechend Kapitel 2.3.1 für die Objektivierung des querdynamischen Fahrzeugverhaltens infrage:

- **Kurvenverhalten:** Stationäre Kreisfahrt, Transition-Test
- **Wechselkurvenverhalten:** Weave-Test, Sinuslenken
- **Übergangsverhalten:** Frequenzgang, Lenkradwinkelsprung, Stochastisches Lenken, Dreieck-Lenkimpuls

Zur Beurteilung des Kurvenverhaltens können sowohl die stationäre Kreisfahrt als auch der Transition-Test verwendet werden. Das liegt wie bereits in Kapitel 2.3 beschrieben daran,

dass beide Manöver hinsichtlich ihrer Durchführung und Anregung des Fahrzeugs äquivalent sind, wenn der Transition-Test bis zur maximalen Querschleunigung durchgeführt wird. Beim Transition-Test steht das Fahrverhalten um die Lenkungsmitte im Fokus. Da dieses Fahrmanöver die quasistationäre Beschreibung des Fahrzeugverhaltens zum Ziel hat, ist die Durchführung des Manövers mit geringen Lenkradwinkelgeschwindigkeiten notwendig. Diese Anforderung steht im Zielkonflikt mit der benötigten Fahrfläche, die zur Durchführung des Manövers zur Verfügung steht. Der Transition-Test wird nach Kapitel 2.3.1 mit einer Lenkradwinkelgeschwindigkeit von maximal 5°/s durchgeführt. Demnach ergibt sich ein sehr großer Flächenbedarf zur Durchführung dieses Manövers.

Bei der stationären Kreisfahrt ist es das Ziel, sowohl den Linear- als auch den Grenzbe-
reich zu identifizieren. Wie bereits in Kapitel 2.3 vorgestellt kann die stationäre Kreisfahrt nach drei verschiedenen Möglichkeiten durchgeführt werden: konstanter Radius, konstanter Lenkradwinkel sowie konstante Geschwindigkeit. Sowohl die stationäre Kreisfahrt mit konstantem Radius als auch die stationäre Kreisfahrt mit konstantem Lenkradwinkel sind dadurch gekennzeichnet, dass sie ein annähernd stationäres querdynamisches Fahrzeugverhalten während des Manövers aufweisen. Nachteilig ist jedoch, dass beide Manöver einen sehr hohen Zeitbedarf zur Durchführung benötigen. Das führt einerseits dazu, dass die Objektivierung eines Fahrzeugs mehr Zeit benötigt, und andererseits, dass sich gerade bei hohen Querschleunigungen das Fahrzeug lang im Grenzbereich aufhält. Durch die dabei entstehenden Schlupfbeanspruchungen kommt es zu einer starken Erwärmung des Reifens und somit auch zu einem hohen Reifenverschleiß. Dieser Verschleiß führt dabei zu einer Veränderung der Reifeneigenschaften während des Fahrmanövers und damit zu zusätzlichen Nichtlinearitäten der betrachteten querdynamischen Bewegungsgrößen. Um diese zu hohe Erwärmung des Reifens zu verhindern, sollte die Wahl auf eine Manöverdurchführung mit geringerer Reifenbeanspruchung fallen. Diese Anforderung erfüllt die dritte Ausführungsvariante in Form einer Lenkradwinkelrampe. Da das Ziel der Lenkradwinkelrampe die Beschreibung des Fahrverhaltens bis zur maximalen Querschleunigung ist, muss die Lenkradwinkelgeschwindigkeit zur Durchführung des Fahrmanövers bei der verfügbaren Fahrfläche ausreichend hoch sein. Bei einer kreisförmigen Fahrfläche mit einem Radius von 100 m sind dabei Lenkradwinkelgeschwindigkeiten von 15 bis 20°/s notwendig. Eine überhöhte Lenkradwinkelgeschwindigkeit führt dagegen zur Zunahme von Nichtlinearitäten und ist folglich zu vermeiden.

Zur Beurteilung des Kurvenverhaltens sind neben der bereits vorgestellten stationären Kreisfahrt und dem Transition-Test ebenfalls Manöver aus dem Bereich des Wechselkurvenverhaltens anwendbar. Das Wechselkurvenverhalten kann wie in Kapitel 2.3 beschrieben mithilfe des Weave-Manövers oder des Sinuslenkens mit einer Periode bestimmt werden. Ist dabei die Anregungsfrequenz gering, entspricht das Wechselkurvenverhalten dem stationären Kurvenverhalten. Das Wechselkurvenverhalten fokussiert das Fahrzeugverhalten bei geringen Querschleunigungen unter 4 m/s^2 . Infolge dieser Manöverdurchführung besitzt es einen deutlich geringeren Platzbedarf als die stationäre Kreisfahrt.

Aufgrund des in Abbildung 5.21 dargestellten Arbeitsbereichs beschränkt sich die Auslegungsmethode auf den Linearbereich des Fahrzeugverhaltens. Alle vorangestellten Manöver sind dabei redundant. Das Weave-Manöver bei einer geringen Anregungsfrequenz von $<0,2 \text{ Hz}$ bietet dabei den Vorteil, dass es einer sich wiederholenden stationären Kreisfahrt, einem Transition-Test und einem Sinuslenken entspricht. Dadurch können in kürzerer Manöverzeit mehrere Wiederholungen durchgeführt werden. Durch die stets wechselnde Beanspruchung bleibt zudem eine überhöhte Reifenerwärmung aus. Auch der benötigte Platzbedarf ist im Verhältnis zur stationären Kreisfahrt oder zum Transition-Test gering. Daher wird nachfolgend das Kurven- bzw. Wechselkurvenverhalten des Gesamtfahrzeugs mithilfe des Weave-Manövers bestimmt.

Aufgrund des umfangreichen Mess-, Auswertungs- und Interpretationsaufwands ist es nicht sinnvoll, alle interessierenden Manövergeschwindigkeiten zu analysieren. Da sich die querdynamischen Fahreigenschaften bei höheren Fahrgeschwindigkeiten entsprechend Kapitel 4 stärker ausprägen, ist die Wahl einer höheren Fahrgeschwindigkeit zielführend. Geeignet ist nach Kapitel 2.2.1 eine Fahrgeschwindigkeit von 100 km/h, da diese sowohl für Landstraßen- als auch für Autobahnszenarien auftritt. Um jedoch auch das Fahrzeugverhalten außerhalb dieses Bereichs zu analysieren, werden zusätzlich die Geschwindigkeitsgradienten bei 150 km/h herangezogen.

Zur Beurteilung des stationären Verhaltens sind die nach Kapitel 2.3.1 üblichen Kennwerte von Interesse. Dabei handelt es sich um den Lenkradwinkelgradienten LWG zur Beurteilung des Lenkradwinkelbedarfs, den Schwimmwinkelgradienten SWG der Hinterachse zur Beurteilung der Hinterachsstabilität sowie den Wankwinkelgradienten WWG zur Beurteilung des Wankverhaltens. Alle Kennwerte können aus dem Weave-Manöver gewonnen werden und ergeben sich nach Formel 5.26 aus den Amplitudengängen der Übertragungsfunktionen bei einer Anregungsfrequenz von 0,2 Hz.

$$LWG = \left. \frac{\delta_H(f)}{a_y(f)} \right|_{f=0.2} \quad SWG = \left. \frac{\beta_{HA}(f)}{a_y(f)} \right|_{f=0.2} \quad WWG = \left. \frac{\phi(f)}{a_y(f)} \right|_{f=0.2} \quad (5.26)$$

Innerhalb der Auslegungsmethode werden dabei entsprechend der subjektiven Bewertung nach Kapitel 2.3.1 absolut betrachtet ein geringer Lenkradwinkel-, Schwimmwinkel- und Wankwinkelgradient angestrebt.

Nachfolgend wird zur Beurteilung des stationären Verhaltens der Lenkradwinkelgradient bei beiden Manövergeschwindigkeiten ausgewertet und als Geschwindigkeitsgradient formuliert. Dieser Geschwindigkeitsgradient LWG_v ist umgekehrt proportional zur Fahrgeschwindigkeit. Ein starker Abfall des Lenkradwinkelgradienten über der Geschwindigkeit impliziert gegenüber dem Lenkradwinkelgradienten bei 100 km/h einen hohen Lenkradwinkelbedarf bei geringen Geschwindigkeiten und einen geringen Lenkradwinkelbedarf bei hohen Geschwindigkeiten. Demnach wird innerhalb der Auslegungsmethode ein mathematisch hoher Geschwindigkeitsgradient³⁹ angestrebt, um ein gegenüber dem Lenkradwinkelgradienten bei 100 km/h direktes Verhalten bei geringen Geschwindigkeiten und ein indirektes Verhalten bei hohen Geschwindigkeiten anzustreben. Alle weiteren definierten stationären Kennwerte werden nur geringfügig durch die Fahrgeschwindigkeit beeinflusst und sind daher zur Auswertung über der Geschwindigkeit nicht relevant.

Das Übergangsverhalten kann, wie bereits in Kapitel 2.3 beschrieben, mithilfe verschiedener Anregungsfunktionen bestimmt werden. Ziel ist die Wahl eines Manövers, das die Möglichkeit der ausreichenden Fahrzeuganregung über dem Frequenzbereich bietet. Dabei ist auf die Durchführbarkeit des Manövers sowie auf den benötigten Platzbedarf zu achten.

Die Impuls- und Sprungmanöver wie beispielsweise das Anreißen, der Dreieck-Lenkimpuls oder der Lenkradwinkelsprung sind durch einen geringen Platzbedarf sowie, bei korrekter Ausführung, durch eine sehr gute, breitbandige Anregung des Systems gekennzeichnet. Nachteilig ist jedoch der hohe Umsetzungsaufwand. Durch die notwendigen sehr hohen Lenkradwinkelgeschwindigkeiten sowie das abrupte Halten des ausgelenkten Lenkradwinkels ist die Nutzung eines Lenkroboters sinnvoll. Die Verwendung eines solchen Lenkroboters ist aufwendig, da der Roboter in die Fahrzeugsteuerung integriert werden muss sowie dessen Anwendung in einem Testgelände ausschließlich bei alleiniger Nutzung der Messstrecke zulässig ist. Da es jedoch das Ziel ist, ein Manöver mit geringem Umsetzungsaufwand auszuwählen, sind diese Manöver zur Beurteilung des dynamischen Fahrzeugverhaltens innerhalb dieser Auslegungsmethode nicht geeignet.

³⁹Da der Lenkradwinkelgradient über der Geschwindigkeit abnimmt und so ein negatives Vorzeichen aufweist, entspricht ein mathematisch hoher Gradient einer geringen Abnahme.

Die Umsetzung der periodischen und stochastischen Anregung kann auch ohne Lenkroboter erfolgen. Nachteilig sind dabei jedoch die verringerte Abdeckung aller Frequenzen sowie die benötigte Manöverdauer. Die Umsetzung des Frequenzgang-Manövers im Gegensatz zur stochastischen Anregung weist eine deutlich einfachere Durchführbarkeit auf. Die während des Manövers stetig ansteigende Anregungsfrequenz von $<0,2$ bis 4 Hz deckt das Fahrzeugverhalten im interessierenden instationären querdynamischen Bereich vollständig ab. Aufgrund dieser einfachen Durchführbarkeit wird daher für alle nachfolgenden Betrachtungen das Frequenzgang-Manöver als Anregungsmanöver zur Beurteilung des querdynamischen Übergangsverhaltens verwendet. Um die Vergleichbarkeit zum stationären Fahrzeugverhalten zu gewährleisten, wird das Übergangsverhalten bei einer Manövergeschwindigkeit von 100 und 150 km/h durchgeführt.

Nach der Festlegung auf bestimmte Manöver ist es notwendig, die Auswahl der zur Beurteilung des Übergangsverhaltens zu betrachtenden Kennwerte zu treffen. In Abbildung 5.22 werden dazu die verwendeten Kennwerte zur Beschreibung des instationären querdynamischen Fahrverhaltens dargestellt.

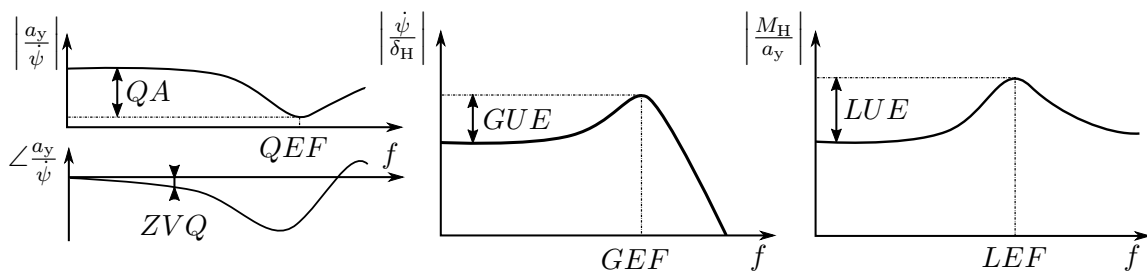


Abbildung 5.22.: Kennwerte zur Beschreibung des instationären querdynamischen Fahrverhaltens innerhalb der Auslegungsmethode.

In Kapitel 4 konnte gezeigt werden, dass die Übertragungsfunktion von Gierrate zu Querbesehleunigung ausschließlich Hinterachsparemeter enthält. Demnach ist es zur Beurteilung des dynamischen Hinterachsverhaltens sinnvoll, charakteristische Kennwerte dieser Übertragungsfunktion zu verwenden. Daher werden entsprechend Kapitel 2.3 der maximale Verstärkungsabfall QA sowie die zugehörige Eigenfrequenz QEF zur Beurteilung des Amplitudengangs herangezogen. Innerhalb der Auslegungsmethode wird gemäß Kapitel 2.3.1 eine hohe Eigenfrequenz und ein betraglich geringer Verstärkungsabfall angestrebt. Der Phasenwinkel der Übertragungsfunktion von Gierrate zu Querbesehleunigung wird bei einer Anregungsfrequenz von $0,5$ Hz (entspricht der Anregungsfrequenz bei einem Slalom-Manöver) bestimmt und als Zeitverzug ZVQ umgerechnet. Dieser Zeitverzug entspricht nachfolgend einer Hinterachsschnelligkeit. Demnach ist es innerhalb der Auslegungsmethode das Ziel, einen geringen Zeitverzug der Hinterachse zu realisieren.

Da entsprechend Kapitel 4 keine Übertragungsfunktion auf Basis der gemessenen Gesamtfahrzeuggrößen existiert, die ausschließlich Vorderachsparemeter beinhaltet, findet die Beschreibung des dynamischen Vorderachsverhaltens anhand der Übertragungsfunktion von Lenkradwinkel zu Gierrate statt. Bei Kenntnis des Hinterachsverhaltens lassen sich so Rückschlüsse auf das Vorderachsverhalten ziehen. Zur Beurteilung der Übertragungsfunktion werden die Giereigenfrequenz GEF (als Frequenz bei maximaler Überhöhung) sowie die Gierüberhöhung GUE (als proportionale Größe zur Dämpfung) herangezogen. Wie bereits in Kapitel 2.3.1 beschrieben, sind innerhalb der Auslegungsmethode eine hohe Giereigenfrequenz und eine geringe Gierüberhöhung zu realisieren.

Zur Beurteilung des instationären Verhaltens über der Geschwindigkeit werden sowohl die Kennwerte der Übertragungsfunktion von Gierrate zu Querbesehleunigung als auch die Kennwerte der Übertragungsfunktion von Lenkradwinkel zu Gierrate für beide Manöverge-

schwindigkeiten bestimmt und als Gradienten QEF_v , QA_v , GEF_v sowie GUE_v beschrieben. Ein hoher Gradient definiert demnach eine starke Vergrößerung des betreffenden Kennwerts über der Fahrgeschwindigkeit. Innerhalb der Auslegungsmethode soll dabei ein mathematisch großer Gradient bezüglich der Quereschleunigungs- und Giereigenfrequenz erzielt werden. Der Quereschleunigungsabfall sowie die Gierüberhöhung sollen über der Geschwindigkeit betragsmäßig abnehmen.

Neben der Beurteilung des Achsverhaltens ist ebenfalls das Verhalten zwischen Quereschleunigung und Lenkradmoment von Interesse. Die Übertragungsfunktion beider Größen wird dabei neben dem Achsverhalten auch durch das dynamische Lenkungsverhalten (einschließlich des dynamischen Verhaltens der Lenkkraftunterstützung) geprägt. Zur Beurteilung werden die Lenkeigenfrequenz LEF (als Frequenz bei maximaler Überhöhung) sowie die dynamische Lenküberhöhung LUE verwendet. In Analogie zu den bisherigen Größen sollten innerhalb der Auslegungsmethode die Lenkeigenfrequenz hoch und die dynamische Lenküberhöhung gering sein.

Zusammenfassend sind in Tabelle 5.1 alle Kennwerte zur Beurteilung der stationären und instationären Querdynamik dargestellt.

VERTIKALDYNAMIK

Neben den längs- und querdynamischen Anforderungen ist es ebenfalls notwendig, vertikaldynamische Anforderungen an das Gesamtfahrzeug zu stellen. Für die Entwicklung der Auslegungsmethode wird dabei entsprechend der in Kapitel 1.3 getroffenen Randbedingungen eine Fahrzeugbeurteilung innerhalb des Primary Ride benötigt. Dieser definiert nach Tabelle 2.4 den unteren Frequenzbereich des Fahrkomforts von 0,5 bis 6 Hz Anregungsfrequenz. Zur realitätsnahen Beanspruchung werden nachfolgende Untersuchungen auf einer Landstraße des Typs D nach Kapitel 2.2.3 durchgeführt. Da sich die vertikaldynamischen Kennwerte nur geringfügig über der Geschwindigkeit verändern, werden diese entsprechend Kapitel 2.2.1 ausschließlich bei einer Fahrgeschwindigkeit von 100 km/h betrachtet.

In Kapitel 2.3.2 wurde die Vielzahl der Kennwerte zur Objektivierung des Fahrkomforts erläutert. Die Bestimmung dieser Kennwerte kann mit frequenz- bzw. zeitbasierten, statistischen und korrelativen Methoden erfolgen.

Mithilfe frequenzbasierter Methoden ist die im Fokus dieser Arbeit relevante Beschreibung des dynamischen Aufbauverhaltens für die Freiheitsgrade Huben, Nicken und Wanken möglich. Anhand der Übertragungsfunktionen von der Straße zu diesen Aufbaubewegungen kann ein direkter Rückschluss auf die Steifigkeiten, Dämpfungen und Trägheiten des Systems gezogen werden. Daher ist es sinnvoll, diese Übertragungsfunktionen in Form der charakteristischen Eigenfrequenzen für die verschiedenen Freiheitsgrade Huben (HEF), Nicken (NEF) und Wanken (WEF) in Analogie zur Querdynamik zu beschreiben. Diese Eigenfrequenzen sollten gemäß Kapitel 2.3.2 für eine Verbesserung des Fahrkomforts gering sein.

Für die Bewertung des Fahrkomforts ist der Frequenzbereich von 3 bis 6 Hz von besonderem Interesse. In diesem Bereich sind Menschen besonders empfindlich für Schwingungen [VDI02]. Somit ist es sinnvoll, neben der charakteristischen Eigenfrequenz ebenfalls den Mittelwert des Amplitudengangs für die Aufbaubewegungen Huben (HIS), Nicken (NIS) und Wanken (WIS) innerhalb dieses Frequenzbereichs (nachfolgend als Isolationsbereich bezeichnet) zu integrieren. Innerhalb der Auslegungsmethode sollte der Mittelwert des Amplitudengangs in diesem Bereich gering sein. Anders als in der Fahrzeugquerdynamik ist die Identifikation der Übertragungsfunktionen des Fahrkomforts im Fahrversuch schwieriger. Da das Übertragungsverhalten eines Fahrzeugs im Rahmen des Fokus dieser Arbeit im fahrenden Zustand bewertet werden muss, ist die Identifikation der tatsächlichen Straßenanregung notwendig. Alternativ dazu können mithilfe von Beschleunigungssensoren an den ungefederten Massen und am Aufbau die Übertragungsfunktionen des Schwingungssystems aus Aufbau, Fahrwerk und weiteren Aggregaten bestimmt werden [EBG14].

Da eine ausschließliche Beschreibung des Fahrkomforts anhand von Übertragungsfunktionen aus den genannten Gründen nicht erfolgen kann, ist die zusätzliche Verwendung statistischer Methoden zur Objektivierung des Fahrkomforts sinnvoll. Dazu wird zusätzlich der in Kapitel 2.3.2 vorgestellte RMS-Wert für die Bewegungen des Hubens RMS_H , Nickens RMS_N und Wankens RMS_W bestimmt. Diese RMS-Werte sollten für eine positive Bewertung des Fahrkomforts gering sein.

Zusammenfassend sind zusätzlich in Tabelle 5.1 die Kennwerte zur Beurteilung des Fahrkomforts integriert.

| | Bezeichnung | Symbol | Einheit | Ziel |
|--|----------------------------------|------------------|------------------|--------|
| Längs- verhalten | Anfahrnickwinkelgradient | NWG_A | °/g | gering |
| | Bremsnickwinkelgradient | NWG_B | °/g | gering |
| Lenkwinkel- bedarf | Lenkradwinkelgradient | LWG | °/g | gering |
| | Lenkradwinkelgradient über v | LWG_v | (°/g)/(km/h) | hoch |
| Stabilität | Schwimmwinkelgradient | SWG | °/g | gering |
| Hinterachs- verhalten | Eigenfrequenz Querbesehleunigung | QEF | Hz | hoch |
| | Eigenfrequenz Querbesehl. über v | QEF_v | Hz/(km/h) | hoch |
| | Querbesehleunigungsabfall | QA | % | gering |
| | Querbesehleunigungsabfall über v | QA_v | %/(km/h) | gering |
| | Zeitverzug Querbesehleunigung | ZVQ | ms | gering |
| Vorderachs- zu Hinterachs- verhalten | Giereigenfrequenz | GEF | Hz | hoch |
| | Giereigenfrequenzabnahme über v | GEF_v | Hz/(km/h) | gering |
| | Gierüberhöhung | GUE | % | gering |
| | Gierüberhöhungszunahme über v | GUE_v | %/(km/h) | gering |
| Dyn. Lenk- verhalten | Lenküberhöhung | LUE | % | gering |
| | Lenkeigenfrequenz | LEF | Hz | hoch |
| Hub-, Nick- und Wank- verhalten | Hubeigenfrequenz | HEF | Hz | gering |
| | Hubisolation | HIS | % | gering |
| | RMS Huben | RMS_H | m/s ² | gering |
| | Nickeigenfrequenz | NEF | Hz | gering |
| | Nickisolation | NIS | % | gering |
| | RMS Nicken | RMS_N | °/s ² | gering |
| | Wankeigenfrequenz | WEF | Hz | gering |
| | Wankisolation | WIS | % | gering |
| | Wankwinkelgradient | WWG | °/g | gering |
| RMS Wanken | RMS_W | °/s ² | gering | |

Tabelle 5.1.: Objektive Kennwerte zur Beurteilung der Längs-, Quer- und Vertikaldynamik innerhalb der Fahrwerkauslegungsmethode.

5.2.2. AUSLEGUNG IN SCHRITT 1

Im ersten Schritt der Auslegungsmethode nach Kapitel 5.1 ist es die Aufgabe, auf Basis der definierten Gesamtfahrzeugziele die effektiven Achscharakteristika abzuleiten. Da die analytische Verbindung zwischen den Gesamtfahrzeugeigenschaften und den effektiven Achscharakteristika auch von den Konzepteigenschaften geprägt wird, ist die Entwicklung einer allgemeingültigen Auslegungsreihenfolge, die für alle Kombinationen der Konzepteigenschaften ihre Gültigkeit behält, nicht möglich. Trotz dieser fehlenden Allgemeingültigkeit soll im nachfolgenden Kapitel ein Vorschlag für eine Auslegungsreihenfolge in Schritt 1 konstruiert werden. Diese Auslegungsreihenfolge wird auf Basis des Beispielfahrzeugs nach Kapitel 3 sowie der Gesamtfahrzeugkennwerte nach Kapitel 5.2.1 erarbeitet und gilt daher streng

betrachtet nur für Fahrzeuge mit einer ähnlichen Parameterkonfiguration wie das analysierte Beispielfahrzeug. Soll beispielsweise ein Fahrzeug ausgelegt werden, dessen geometrische Eigenschaften und Trägheiten deutlich vom betrachteten Beispielfahrzeug abweichen, ist es nicht gewährleistet, dass die definierte Auslegungsreihenfolge zur vollständigen Zielerfüllung führt. Die Extrapolationsfähigkeit der Auslegungsreihenfolge wird jedoch, soweit möglich, analytisch untersucht.

Zur Bildung einer Auslegungsreihenfolge in Schritt 1 ist es zunächst notwendig, die physikalische Kopplung zwischen den Eigenschaften auf der System- und der Gesamtfahrzeugebene zu analysieren. Auf Basis des in Kapitel 4 erarbeiteten analytisch-physikalischen Wirkkettenverständnisses ergibt sich die Zuordnung der effektiven Achscharakteristika zu den erarbeiteten Einfachmodellen zur Beschreibung der Querdynamik und der Längs- bzw. Vertikaldynamik nach Abbildung 5.23.

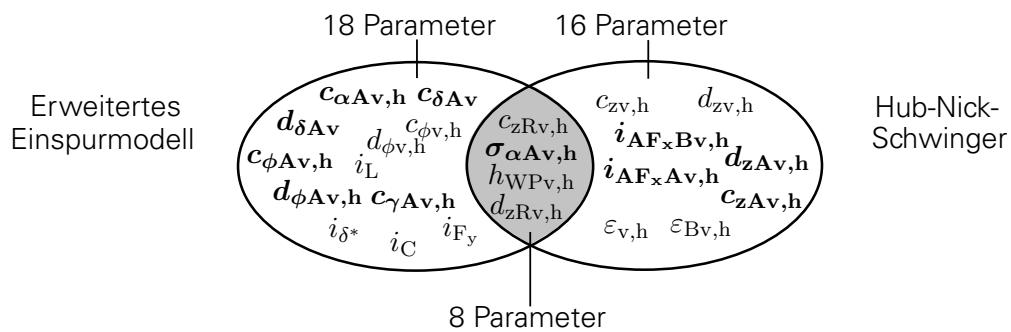


Abbildung 5.23.: Analytische Zuordnung der effektiven Achscharakteristika zu den Einfachmodellen zur Beschreibung der Querdynamik und der Längs- bzw. Vertikaldynamik.

Das Einfachmodell zur Beschreibung der Querdynamik wird demnach durch zehn effektive Achscharakteristika und acht Systemparameter definiert, die keine physikalische Wechselwirkung zum Einfachmodell zur Beschreibung der Längs- bzw. Vertikaldynamik aufweisen. Dabei handelt es sich um die Achsschräglaufsteifigkeiten $c_{\alpha Av,h}$, die Achslenkkinematiksteifigkeit $c_{\delta Av}$, die Achslenkkinematikdämpfung $d_{\delta Av}$, die Achswankkinematiksteifigkeiten $c_{\phi Av,h}$, die Achssturzsteifigkeiten $c_{\gamma Av,h}$ und die Achswankkinematikdämpfungen $d_{\phi Av,h}$. Zusätzlich werden zur Berechnung des Modells zur Beschreibung der Querdynamik in Schritt 1 neben den effektiven Achscharakteristika auch die wechselseitige Steifigkeiten $c_{\phi v,h}$, die wechselseitige Dämpfungen $d_{\phi v,h}$, die Seitenkraftübersetzung i_{Fy} , die Lenkübersetzung i_L , die Übersetzung von Zahnstangenbewegung zu Spurradius i_{δ^*} und die Kardanübersetzung i_C ausgelegt. Diese können entsprechend der bisherigen Herleitung in Kapitel 5.1.1 und in Anhang A.5 nicht in die effektiven Achscharakteristika eingeordnet, da sie entweder direkt von Bewegungsgrößen abhängen oder auf mehrere effektive Achscharakteristika gleichzeitig einwirken.

Das Modell zur Beschreibung der Längs- bzw. Vertikaldynamik wird auf Basis von acht effektiven Achscharakteristika und acht Systemparametern charakterisiert, die keine physikalischen Wechselwirkungen zum Modell zur Beschreibung der Querdynamik aufweisen. Dabei handelt es sich um die Achshubkinematiksteifigkeiten $c_{zAv,h}$, die Achshubkinematikdämpfungen $d_{zAv,h}$ und die Achslängskraftübersetzungen $i_{AFxv,h}$, jeweils für Antreiben und Bremsen. Zur Berechnung des Modells werden in Schritt 1 neben den effektiven Achscharakteristika auch die gleichseitige Steifigkeiten $c_{zAv,h}$, die gleichseitige Dämpfungen $d_{zAv,h}$ sowie die Schrägfederungswinkel $\varepsilon_{v,h}$ und die Bremsstützwinkel $\varepsilon_{Bv,h}$ ausgelegt. Diese lassen sich nach Anhang A.5 nicht analytisch in die effektiven Achscharakteristika integrieren und werden daher ebenfalls direkt in Schritt 1 definiert.

Gekoppelt sind beide Modelle nach Abbildung 5.23 über zwei effektive Achscharakteristika und sechs Systemparameter, die sowohl im Einfachmodell zur Beschreibung der Querdynamik als auch im Einfachmodell zur Beschreibung der Längs- und Vertikaldynamik wirken. Dabei handelt es sich um die Achseinlaufängen $\sigma_{\alpha Av,h}$ als effektive Achscharakteristik und die Wankpolhöhen $h_{WPv,h}$, die Reifenvertikalsteifigkeiten $c_{zRv,h}$ sowie die Reifenvertikal-dämpfungen d_{zRv} als Systemparameter. Würde es keine Überschneidung zwischen den beiden Modellen geben, dann wäre eine unabhängige Auslegung der Querdynamik sowie der Längs- bzw. Vertikaldynamik möglich und eine Analyse der Auslegungsreihenfolge nur innerhalb der beiden Modelle notwendig. Die vorhandene Kopplung macht nun die Analyse des Einflusses der Koppellelemente auf die jeweiligen Modellseiten erforderlich. Weist dabei ein Element einen deutlich größeren Einfluss auf die Querdynamik oder auf die Längs- bzw. Vertikaldynamik auf, so kann es dem entsprechenden Modell und dessen Auslegung zugeordnet werden.

Zur Analyse der Beeinflussung beider Modelle durch die Elemente der Systemebene soll deren Einfluss auf Basis des Beispielfahrzeugs nach Kapitel 3 mithilfe einer varianzbasierten Sensitivitätsanalyse untersucht werden [SAA⁺10, SBH10]. Dazu zeigt Abbildung 5.24 die totale Sensitivität der nach Kapitel 5.2.1 definierten objektiven Gesamtfahrzeugeigenschaften auf ausgewählte Elemente der Systemebene. Dabei werden die Elemente der Systemebene um $\pm 50\%$ variiert und deren Einfluss auf die Gesamtfahrzeugkennwerte überprüft. Die Farbskala gibt an, wie hoch die totale Sensitivität der Gesamtfahrzeugeigenschaften bezüglich des entsprechenden Elements der Subsystemebene ist.

Abbildung 5.24 bestätigt die bereits in Abbildung 5.23 beschriebene Verknüpfung zwischen den Elementen der Systemebene und den beiden Einfachmodellen. Zusätzlich kann anhand der Analyse im Schnittbereich beider Modelle der Einfluss der Koppellelemente nachvollzogen werden. Nachfolgend wird der Einfluss der Koppelparameter auf Basis ihrer physikalischen Wirkung unter Zuhilfenahme der Sensitivitätsanalyse nach Abbildung 5.24 diskutiert.

Die Reifenvertikalsteifigkeit $c_{zRv,h}$ koppelt die vertikale Bewegung der Räder mit der Fahrbahn. Sie bildet gemeinsam mit den ungefederten Massen ein weiteres schwingungsfähiges System, welches das Aufbauschwingungssystem beeinflusst. Dabei führt eine Veränderung der Reifenvertikalsteifigkeit sowohl zu einer Veränderung der Ergebnisse des Modells zur Beschreibung der Querdynamik als auch der Ergebnisse des Modells zur Beschreibung der Längs- bzw. Vertikaldynamik. Bei Vergrößerung der Reifenvertikalsteifigkeit kommt es zu einer Vergrößerung der Eigenfrequenz und der Hubverstärkung der ungefederten Massen. Die Folge sind höhere Radlastschwankungen sowie höhere RMS-Werte für die Hubanregung. Im Modell zur Beschreibung der Querdynamik führt diese Vergrößerung zu einer Verringerung des Wankwinkelgradienten und der dynamischen Wankwinkelverstärkung. Dabei werden ebenfalls die weiteren Übertragungsfunktionen sowohl in ihrer Verstärkung als auch Eigenfrequenz beeinflusst. Anhand der vorangegangenen Beschreibung wird ersichtlich, dass die Reifenvertikalsteifigkeit einen wesentlichen Einfluss sowohl auf das Modell zur Beschreibung der Querdynamik als auch auf das Modell zur Beschreibung der Längs- bzw. Vertikaldynamik ausübt. Da jedoch der Einfluss der Reifenvertikalsteifigkeit auf das Fahrkomfortmodell entsprechend Abbildung 5.24 höher ist und dieses im Gegensatz zum Querdynamikmodell weniger Einstellparameter aufweist, wird nachfolgend die Reifenvertikalsteifigkeit auf der Fahrkomfortseite ausgelegt.

Ein weiteres Element, welches nach Abbildung 5.23 sowohl die Querdynamik als auch die Längs- bzw. Vertikaldynamik analytisch beeinflusst, stellt die Reifenvertikaldämpfung $d_{zRv,h}$ dar. Dabei ist der Einfluss der Reifenvertikaldämpfung in beiden Modellen entsprechend Abbildung 5.24 aufgrund des geringen Dämpfungswerts bei einem realen Fahrzeug gegenüber der Aufbaudämpfung vernachlässigbar. Lediglich zur Veränderung der vertikalen Radbewegungen und somit der Radlastschwankungen kann die Reifenvertikaldämpfung verwendet werden.

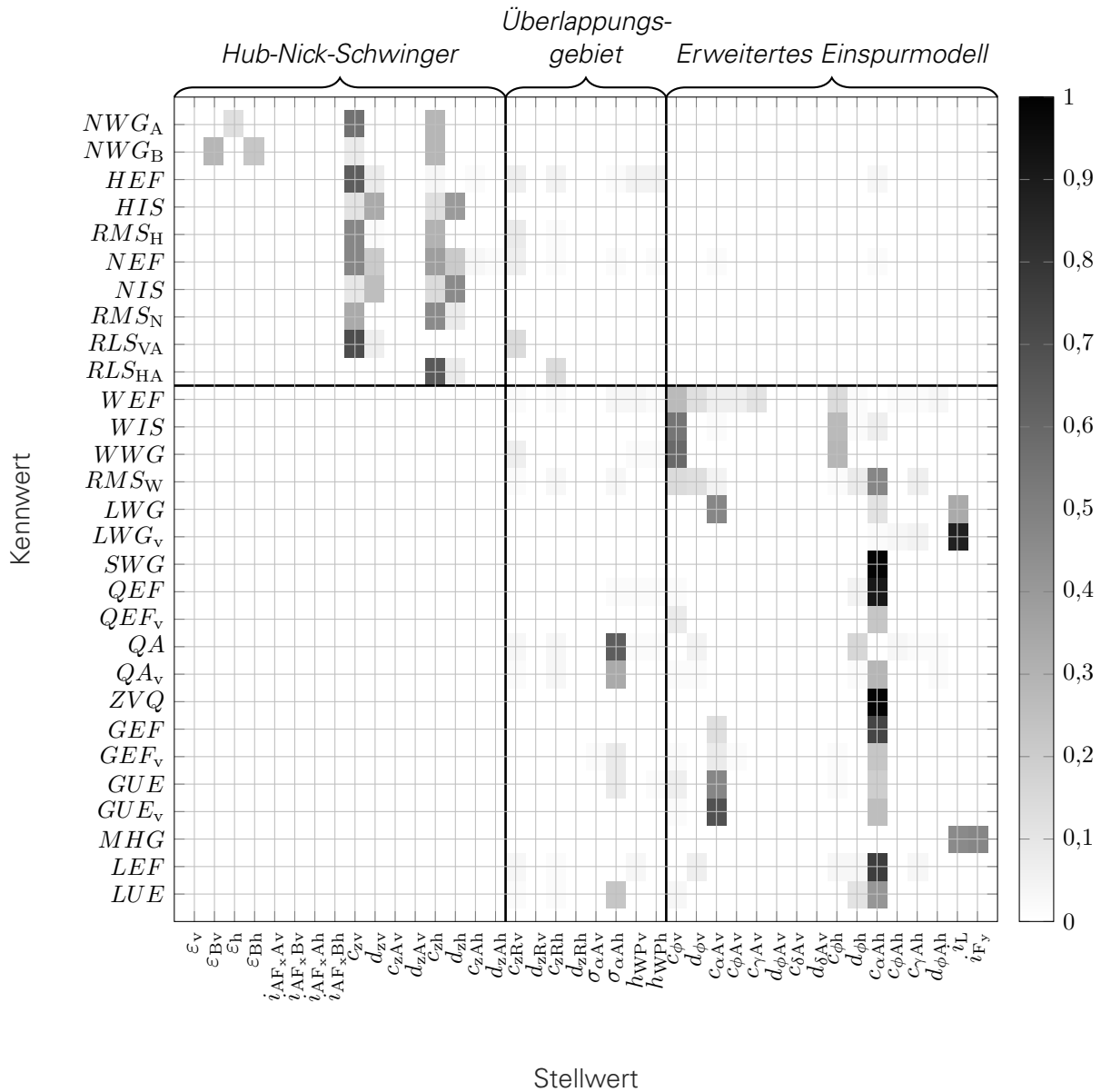


Abbildung 5.24.: Varianzbasierte Sensitivitätsanalyse der objektiven Gesamtfahrzeugeigenschaften für die Elemente der Fahrwerkebene.

Daher ist es sinnvoll für die Auslegung des Einfachmodells zur Beschreibung der Längs- bzw. Vertikaldynamik die Reifenvertikaldämpfung zu verwenden.

Die Wankpolhöhe $h_{WPv,h}$ stellt ein weiteres Koppellement zwischen beiden Modellen dar. Sie definiert die Querabstützung des Fahrwerks. Dabei führt eine auftretende laterale Kraft der Reifen entsprechend der Herleitung in Kapitel 4 ebenfalls zu einer vertikalen Fahrwerkraft, die auf den Aufbau wirkt. Diese physikalische Kopplung führt gemäß Anhang A.5 im Modell zur Beschreibung der Vertikaldynamik zu einer Beeinflussung der Vertikalbewegung des Aufbaus. Bei aktuellen Fahrzeugen ist dieser Einfluss entsprechend Abbildung 5.24 bei rollenden Rädern jedoch gering, da das Fahrzeug im Verhältnis zu einer Lenkbewegung bei Kurvenfahrt sehr geringe Spur- und Sturzänderungen bei gleichzeitiger Einfederung aufweist, die damit nur geringe laterale und somit vertikale Kräfte produzieren. Dem entgegen steht der Einfluss der Wankpolhöhe auf das Modell zur Beschreibung der Querdynamik. Durch eine Vergrößerung des Wankpols wird der Querstützwinkel η bei konstanter Spurweite gemäß Formel A.64 ebenfalls vergrößert. Diese Vergrößerung führt zu einer veränderten Wankbewegung der ungefederten Massen, die gemäß Anhang A.5 über die Aufbausteifigkeiten bzw. -dämpfungen ebenfalls in einer Verringerung der Aufbauwankbewegung resultiert. Dadurch wird sowohl das stationäre als auch dynamische Wankverhalten des Aufbaus verändert, in dessen Folge sich ebenfalls die wirkenden Achsseitenkräfte ändern und somit das querdynamische Verhalten stark beeinflusst wird. Daraus kann geschlussfolgert werden, dass die Wankpolhöhe aufgrund des größeren Einflusses (auch anhand Abbildung 5.24 ersichtlich) zur Auslegung des Modells zur Beschreibung der Querdynamik genutzt werden sollte.

Zuletzt ist die Achseinlauflänge $\sigma_{\alpha Av,h}$ als koppelndes Element zwischen beiden Einfachmodellen zu analysieren. Die Achseinlauflänge als effektive Achscharakteristik entspricht nach Kapitel 5 gemeinsam mit der Längsgeschwindigkeit der Zeitkonstante eines PT1-Verzögerungsglieds. Demnach führt eine Veränderung der Achseinlauflänge zu einer Beeinflussung des dynamischen Seitenkraftaufbaus der Achse. Ist die Achseinlauflänge gering, reagiert die Achse direkter auf eine dynamische Schräglaufwinkelveränderung. Auf den Hub-Nick-Schwinger wirkt sich eine Veränderung der Achseinlauflänge über den Querstützwinkel (bzw. die Wankpolhöhe) wie eine dynamische Vertikalkraft aus. Da die Achseinlauflänge eine dämpfende Wirkung auf die Achsseitenkräfte ausübt, wirkt sie in vertikaler Richtung ebenfalls wie eine Dämpfung. Der Einfluss auf die Hubübertragungsfunktion des Aufbaus ist entsprechend Abbildung 5.24 aufgrund der geringen Größenordnung im Verhältnis zur Aufbaudämpfung jedoch gering. Dem entgegen steht der Einfluss der Achseinlauflänge auf das Modell zur Beschreibung der Querdynamik. Durch die Beeinflussung des dynamischen Seitenkraftaufbaus der Achse erfolgt ebenfalls eine Beeinflussung der querdynamischen Übertragungsfunktionen. Demnach ist die Nutzung der Achseinlauflänge zur Auslegung des querdynamischen Modells sinnvoll.

Anhand der physikalischen Beschreibungen und deren Überprüfung auf Basis der varianzbasierten Sensitivitätsanalyse kann das verknüpfte System nach Abbildung 5.23 zu Abbildung 5.25 vereinfacht werden.

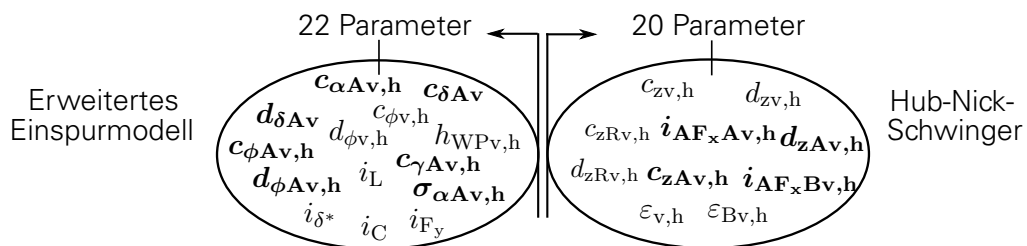


Abbildung 5.25.: Analytische Zuordnung der effektiven Achscharakteristika nach Auflösung der Kopplung.

Die Auflösung der Kopplung beider Modellwelten macht die voneinander separierte Auslegung sowohl des Modells zur Beschreibung der Querdynamik als auch des Modells zur Beschreibung der Längs- bzw. Vertikaldynamik möglich. Nachfolgend werden beide Auslegungsseiten detaillierter betrachtet.

AUSLEGUNG DES FAHRKOMFORTS UND DES ANFAHR- BZW. BREMSSTÜTZVERHALTENS

In Abbildung 5.24 wird zunächst die physikalische Kopplung der Längs- und Vertikaldynamik des Einfachmodells ersichtlich. Das Längsdynamikmodell stellt demnach eine Erweiterung des Vertikaldynamikmodells dar. So wirkt sich die Auslegung des Vertikaldynamikmodells auf die Auslegung des Längsdynamikmodells aus, jedoch nicht umgekehrt. Demnach ist es sinnvoll, zuerst das Vertikaldynamikmodell auszulegen, um anschließend auf dessen Basis das Längsdynamikmodell zu definieren. Zur Auslegung beider Modelle stehen nach Abbildung 5.25 20 Parameter zur Verfügung. Nachfolgend wird der Einfluss dieser Parameter der Systemebene auf die in Tabelle 5.1 beschriebenen Gesamtfahrzeugeigenschaften analysiert. Die Hubeigenfrequenzen HEF und Nickeigenfrequenzen NEF des Fahrzeugs resultieren maßgeblich aus den Aufbauträgheiten und den Aufbausteifigkeiten. So besitzen die vertikalen Aufbausteifigkeiten $c_{zv,h}$ das höchste Potenzial zur Beeinflussung beider Eigenfrequenzen. Dabei resultiert eine Verringerung der Hub- und Nickeigenfrequenz erwartungsgemäß aus einer Verringerung der Aufbausteifigkeiten. Da es sich bei den analysierten Aufbaueigenfrequenzen um die im Amplitudengang beobachtbare Frequenz bei maximaler Verstärkung handelt, kann eine Veränderung der Eigenfrequenzen auch über die Aufbaudämpfung $d_{zv,h}$ erfolgen. Es sei jedoch darauf hingewiesen, dass die gedämpften Eigenfrequenzen wesentlich stärker durch die Aufbausteifigkeiten als durch die Aufbaudämpfungen beeinflusst werden können. Daher sollten zur Auslegung der gedämpften Eigenfrequenzen vorrangig die Aufbausteifigkeiten verwendet werden. Zusätzlich zu den gleichseitigen Steifigkeiten können ebenfalls die Achshubkinematiksteifigkeiten $c_{zAv,h}$ der Vorder- und Hinterachse zur Anpassung der Hub- und Nickeigenfrequenzen genutzt werden. Durch eine Verringerung der Achshubkinematiksteifigkeiten werden weniger Vertikalkräfte infolge von Seitenkräften, die aus zusätzlichem Spur- oder Sturzwinkel bei gleichzeitiger Einfederung entstehen, gebildet. Dieser Effekt wird umso stärker, je höher die Wankpole der Achsen liegen. Zur Auslegung der Hub- und Nickeigenfrequenzen sind die Achshubkinematiksteifigkeiten aufgrund ihrer geringen Größe im Vergleich zu den Aufbausteifigkeiten jedoch zumeist nicht geeignet (vgl. Abbildung 5.24). Zuletzt werden die Hub- und Nickeigenfrequenzen auch durch die Reifenvertikalsteifigkeiten $c_{zRv,h}$ beeinflusst. Durch die Kopplung der Schwingungssysteme Aufbau und Reifen untereinander führt eine Verringerung der Reifenvertikalsteifigkeit ebenfalls zu einer Verringerung der Hub- und Nickeigenfrequenzen.

Der Hubisolationswert HIS und Nickisolationswert NIS als mittlere Verstärkung des Amplitudengangs im Frequenzband von 3 bis 6 Hz werden maßgeblich sowohl durch die Aufbausteifigkeiten $c_{zv,h}$ als auch durch die Aufbaudämpfungen $d_{zv,h}$ geprägt. Dabei führt eine Verringerung der Aufbausteifigkeit durch die Verschiebung der maximalen dynamischen Verstärkungen hin zu tieferen Frequenzen zu einer Verringerung des Hub- und Nickisolationswerts. Wird die Aufbaudämpfung verringert, vergrößert sich die dynamische Verstärkung im Bereich der Eigenfrequenzen des Aufbaus und der ungefederten Massen, jedoch kommt es auch zu einer Verringerung der Verstärkung des Amplitudengangs zwischen der Aufbaueigenfrequenz und der Eigenfrequenz der ungefederten Massen. Diese Verringerung führt zu einer Reduktion des Hub- und Nickisolationswerts. Zusätzlich kann der Hub- und Nickisolationswert mithilfe der Achshubkinematikdämpfung $d_{zAv,h}$ beeinflusst werden. Eine Verringerung der Dämpfung führt dabei ebenfalls zu einer Verringerung des Hub- und Nickisolationswerts. Zur Auslegung sind die Achshubkinematikdämpfungen beider Achsen aufgrund ihrer vergleichsweise geringen Größenordnung entsprechend Abbildung 5.24 jedoch zumeist nicht geeignet.

Im realen Fahrbetrieb treten die Aufbaubewegungen Huben und Nicken nicht singular, sondern gekoppelt auf und beeinflussen sich gegenseitig. Daher sollte nach KUSHIRO je nach Anforderung ein definiertes Frequenz- und Dämpfungsverhältnis zwischen Vorder- und Hinterachse eingehalten werden [KYD04].

Die RMS-Kennwerte für Huben RMS_H und Nicken RMS_N ergeben sich analog zu den Isolationswerten aus den Amplitudengängen beider Freiheitsgrade, jedoch auf Basis des Frequenzbands bis zur maximal simulierten Frequenz von 30 Hz. Demnach werden die RMS-Kennwerte direkt durch die Aufbausteifigkeiten $c_{zv,h}$ und Aufbaudämpfungen $d_{zv,h}$ beeinflusst. Eine Verringerung der Aufbauverstärkung führt hierbei zu einer Reduktion der RMS-Kennwerte. Daher können durch Verringerung der Aufbausteifigkeiten oder Aufbaudämpfungen die RMS-Kennwerte verkleinert werden. Ebenso werden die RMS-Kennwerte durch die Reifenvertikalsteifigkeit $c_{zRv,h}$ beeinflusst. Eine Verringerung der Reifenvertikalsteifigkeit führt so zu einer starken Verringerung der Aufbauverstärkung und damit zu kleineren RMS-Kennwerten. In Analogie zur Beeinflussung des Hub- und Nickisolationswerts führt eine Verringerung sowohl der Achshubkinematiksteifigkeit $c_{zAv,h}$ als auch der Achshubkinematikdämpfung $d_{zAv,h}$ zu einer Verringerung der RMS-Kennwerte. Die Verwendung der Kennwerte zur Auslegung ist aufgrund ihres geringen Einflusses entsprechend Abbildung 5.24 nicht sinnvoll.

Der Nickwinkelgradient beim Anfahren NWG_A und Bremsen NWG_B wird wie bereits vorgestellt einerseits durch das Vertikaldynamikmodell und andererseits durch das Längsdynamikmodell beeinflusst. Dabei führt eine Vergrößerung der vertikalen Steifigkeiten des Aufbaus $c_{zv,h}$ oder der Reifen $c_{zRv,h}$ zu einer Verringerung des ausgeprägten Nickwinkels. Auch durch eine Vergrößerung des Schrägfederungswinkels $\varepsilon_{v,h}$ bzw. Bremsstützwinkels $\varepsilon_{Bv,h}$ kann eine Verringerung des Nickwinkelgradienten erzielt werden, da die aufgeprägten Längskräfte zu größeren vertikalen Kräften führen, die entgegen des Nickmoments des Aufbaus wirken. Zusätzlich können zur Einstellung der Nickwinkelgradienten beim Anfahren sowohl die Achshubkinematiksteifigkeiten $c_{zAv,h}$ als auch Achslängskraftübersetzungen $i_{AF_{xv,h}}$ verwendet werden. Eine Vergrößerung beider effektiven Achscharakteristika führt zu einer Verringerung der Nickwinkelgradienten. Aufgrund der gering beobachteten Sensitivität nach Abbildung 5.24 ist jedoch dazu eine große Verstellung beider Größen notwendig. Da es sich bei den Nickwinkelgradienten um stationäre Größen handelt, haben Dämpfungseigenschaften des Fahrwerks keinen Einfluss.

Neben den bereits vorgestellten objektiven Kenngrößen zur Beschreibung des Fahrkomforts ist es sinnvoll, die Radlastschwankungen zur Überprüfung der Auslegung zu verwenden. Diese Vorgehensweise innerhalb der Auslegungsmethode verhindert, dass durch eine zu komfortable Vertikalauslegung die Radlastschwankungen zu einem kritischen Fahrverhalten führen. Die Radlastschwankungen folgen aus der Bewegung der ungefederten Massen und werden maßgeblich durch deren Schwingungseigenschaften infolge der Wirkung von Massen sowie der Reifenvertikalsteifigkeiten $c_{zRv,h}$ geprägt. Eine Verringerung der Radlastschwankungen kann dabei durch eine Verringerung der Reifenvertikalsteifigkeit erzielt werden. Hierbei führt die Verringerung zu einem starken Abfall des Amplitudengangs der Übertragungsfunktion von Straße zu ungefederten Massen und somit auch zu einer Verringerung der Radlastschwankungen. Da auch die Aufbausteifigkeiten $c_{zv,h}$ und Aufbaudämpfungen $d_{zv,h}$ maßgeblich die Übertragungsfunktion der ungefederten Massen beeinflussen, können diese ebenfalls zur Einstellung der Radlastschwankungen genutzt werden. Eine Verringerung der Aufbausteifigkeit bzw. eine Vergrößerung der Aufbaudämpfung führt so zu einer Verringerung der Radlastschwankung der jeweiligen Achse. In Analogie zu den bisherigen Größen können auch die Achshubkinematiksteifigkeiten und Achshubkinematikdämpfungen zur Beeinflussung genutzt werden. Aufgrund ihres geringen Einflusses entsprechend Abbildung 5.24 ist jedoch eine sehr starke Verstellung der Größen notwendig, was bei Betrachtung der Wechselwirkungen als nicht zweckmäßig erscheint.

Auf Basis der vorangegangenen Abhängigkeiten wird ersichtlich, dass die effektiven Achscharakteristika keinen wesentlichen Einfluss auf das Längs- bzw. Komfortverhalten bei diesem Fahrzeug zeigen. So muss die Kinematik bzw. Elastokinematik deutlich verändert werden, um einen signifikanten Einfluss auf die Längs- und Vertikaldynamik auszuüben, was zu unerwünscht großen Bewegungen der Räder führt. Aus diesen großen Radbewegungen können nachteilige Veränderungen des Fahrverhaltens in anderen Betriebssituationen folgen, die jedoch im Rahmen der Auslegungsmethode nicht betrachtet werden.

AUSLEGUNG DER QUERDYNAMIK UND DES WANKVERHALTENS

Zur Beeinflussung des Einfachmodells zur Beschreibung der Querdynamik können innerhalb der erarbeiteten Auslegungsmethode 22 Parameter verwendet werden. In Analogie zum Einfachmodell zur Beschreibung der Längs- bzw. Vertikaldynamik kann ebenfalls eine Separierung des Querdynamikmodells in zwei Modelle erfolgen. So besteht das Modell aus einem Anteil zur Beschreibung der Querdynamik und einem Anteil zur Beschreibung der Wankdynamik. Da beide Modelle jedoch nach Abbildung 5.24 gekoppelt sind, kann keine Auslegungsreihenfolge zwischen den beiden Modellen definiert werden. Nachfolgend wird daher zunächst die Auslegung der Wankeigenschaften und daran anschließend die Auslegung der querdynamischen Eigenschaften beschrieben.

Der Wankwinkelgradient des Aufbaus WWG als stationärer Winkel bei einer Querbeschleunigung von 4 m/s^2 wird maßgeblich durch die wechselseitige Steifigkeit $c_{\phi_{v,h}}$ und die Wankpolhöhe $h_{WP_{v,h}}$ beeinflusst. Durch eine Vergrößerung der wechselseitigen Steifigkeit ergibt sich dabei entsprechend des Wankschwingers ein geringerer Wankwinkel bei definierter Querbeschleunigung. Durch eine Verschiebung der Wankpole in Richtung des Aufbauswerpunkts verringert sich ebenfalls der Abstand zwischen Aufbauswerpunkt und Wankachse worauf das auf den Aufbau eingeprägte Rollmoment durch die Achskräfte sinkt. Die Folge ist eine Verringerung des Wankwinkelgradienten. Wird die Wankachse über den Aufbauswerpunkt verschoben, erfährt der Aufbau ein entgegengesetztes Wankmoment, in dessen Folge sich der Aufbau bei Kurvenfahrt in die Kurve hinein neigt. Eine Veränderung der effektiven Achscharakteristika und somit der stationären Achsseitenkräfte besitzt entsprechend Abbildung 5.24 keinen Einfluss auf den Wankwinkelgradient, da sie zwar einerseits die Vertikalkräfte und damit den Wankwinkel beeinflussen aber gleichzeitig auch zu einer Veränderung der Querbeschleunigung führen.

Die Wankeigenfrequenz WEF ergibt sich aus der Aufbauwankträgheit und aus den wechselseitigen Steifigkeiten $c_{\phi_{v,h}}$. Zur Verringerung der Wankeigenfrequenz ist es entsprechend eines Wankschwingers notwendig, die wechselseitigen Steifigkeiten zu verringern. Da es sich bei der zur Objektivierung verwendeten Wankeigenfrequenz um die gedämpfte Eigenfrequenz aus dem Amplitudengang handelt, hat die Aufbauwankdämpfung $d_{\phi_{v,h}}$ ebenfalls einen Einfluss. Eine Vergrößerung der Wankdämpfung führt dabei zu einer Verringerung der gedämpften Wankeigenfrequenz. Auch das Querdynamikmodell besitzt einen Einfluss auf die Wankeigenfrequenz infolge der Verknüpfung beider Modelle durch die Wankpolhöhe. Die Wankpole übersetzen die wirkenden lateralen Kräfte im Radaufstandspunkt in vertikale Kräfte am Aufbau. Demnach ähnelt eine Verringerung der Wankpolhöhe $h_{WP_{v,h}}$ einer Verringerung der wechselseitigen Steifigkeit. Neben der Verringerung der Wankpolhöhe zur Reduktion der vertikalen Fahrwerkkräfte auf den Aufbau infolge der Achsseitenkräfte können diese selbst zur Verringerung der Wankeigenfrequenz genutzt werden. Dabei führt die Verringerung der Achsseitenkraft zu einer Verringerung der vertikalen Fahrwerkkräfte. Durch den geringen Einfluss der effektiven Achscharakteristika und der Wankpolhöhen auf die Wankeigenfrequenz sollten diese jedoch nicht zur Einstellung der Wankeigenfrequenz verwendet werden, sondern zur Beeinflussung der ebenen Querdynamik.

Die Wankisolation WIS ergibt sich als mittlere Verstärkung des Amplitudengangs im Frequenzband von 3 bis 6 Hz und wird maßgeblich durch die Aufbauwanksteifigkeiten $c_{\phi_{v,h}}$ und Aufbauwankdämpfungen $d_{\phi_{v,h}}$ beeinflusst. Eine Verringerung des Wankisolationswerts kann dabei durch eine Verringerung der wechselseitigen Steifigkeit oder der wechselseitigen Dämpfung bewirkt werden. In beiden Fällen wird die Wankverstärkung im betrachteten Frequenzband verringert. Infolgedessen sinkt der Wankisolationswert ebenfalls. Zusätzlich können in Analogie zur Wankfrequenz ebenfalls die Wankpolhöhen $h_{WP_{v,h}}$ und die effektiven Achscharakteristika zur Beeinflussung der vertikalen Fahrwerkkräfte und somit auch der Wankisolation verwendet werden. Durch den geringen Einfluss dieser Größen beim betrachteten Beispielfahrzeug nach Kapitel 3 und deren starken Einfluss auf die ebene Querdynamik sollte die Beeinflussung des Wankisolationswerts mithilfe dieser Größen jedoch nicht erfolgen.

Da sich der RMS-Wankkennwert RMS_W ebenfalls aus dem Amplitudengang der Wankübertragungsfunktion ergibt, können zur Einstellung die wechselseitigen Steifigkeiten $c_{\phi_{v,h}}$ und Dämpfungen $d_{\phi_{v,h}}$ verwendet werden. Durch Verringerung der wechselseitigen Steifigkeit bzw. der wechselseitigen Dämpfung wird die Verstärkung der Übertragungsfunktion über dem betrachteten Frequenzbereich verringert, in dessen Folge sich ein reduzierter RMS-Wankkennwert ergibt. In Analogie zur Wankisolation können auch die Wankpolhöhen und die effektiven Achscharakteristika zur Einstellung des RMS-Wankkennwerts genutzt werden. Durch den bereits erwähnten starken Einfluss auf die ebene Querdynamik sollte die Beeinflussung des Wankisolationswerts mithilfe dieser Größen jedoch nicht erfolgen.

Der Lenkradwinkelgradient LWG beschreibt den Lenkradwinkel der dem Fahrzeug aufzuprägen ist um eine definierte Querbeschleunigung aufzubauen. Er ergibt sich auf Basis des Verhältnisses der Achsseitenkräfte beider Achsen und wird durch den Ackermannanteil, den Eigenlenkgradienten sowie die Lenkübersetzung des Fahrzeugs definiert. [MW14] Der Ackermannanteil folgt aus dem Radstand sowie der Fahrgeschwindigkeit und kann nicht zur Auslegung auf Basis von Fahrwerkeigenschaften genutzt werden. Zur Auslegung stehen demnach nur der Eigenlenkgradient und die Lenkübersetzung i_L zur Verfügung. Eine Verringerung des Lenkradwinkelgradienten kann somit auf Basis der Definition des Eigenlenkgradienten nur durch eine Vergrößerung der Achsseitenkraft der Vorderachse bzw. durch eine Verringerung der Achsseitenkraft der Hinterachse erzielt werden. Anhand Formel 5.10 können dazu eine Vergrößerung der Achsschräglaufsteifigkeit $c_{\alpha_{Av}}$, der Achswankkinematiksteifigkeit $c_{\phi_{Av}}$, der Achslenkkinematiksteifigkeit $c_{\delta_{Av}}$ sowie der Achssturzsteifigkeit $c_{\gamma_{Av}}$ an der Vorderachse oder nach Formel 5.11 eine Verringerung der Achsschräglaufsteifigkeit $c_{\alpha_{Ah}}$, der Achswankkinematiksteifigkeit $c_{\phi_{Ah}}$ sowie der Achssturzsteifigkeit $c_{\gamma_{Ah}}$ der Hinterachse genutzt werden. Besitzt das Fahrzeug bereits eine untersteuernde Grundcharakteristik, ist durch eine gleichmäßige Vergrößerung der genannten Kennwerte an beiden Achsen ebenfalls eine Verringerung des Lenkradwinkelgradienten möglich. Je nach Vorzeichen der Achswankkinematiksteifigkeit ist zudem der Aufbau oder Abbau von Seitenkräften auch über das Fahrzeug-Wankverhalten realisierbar. Ist es dabei das Ziel bei einer negativen Achswankkinematiksteifigkeit die Achsseitenkraft zu erhöhen, kann dies durch eine Vergrößerung der wechselseitigen Steifigkeit $c_{\phi_{v,h}}$, eine Vergrößerung der Wankpolhöhen $h_{WP_{v,h}}$ oder einen Vorzeichenwechsel der Achswankkinematiksteifigkeit erfolgen.

Der Lenkradwinkelgradient verändert sich entsprechend des Ackermannanteils über der Fahrgeschwindigkeit. Diese Veränderung wird mithilfe des Lenkradwinkelgradientenabfalls über der Geschwindigkeit LWG_v beschrieben. Da nur der Ackermannanteil eine geschwindigkeitsabhängige Veränderung des Lenkradwinkelgradienten hervorruft⁴⁰, kann der Abfall des Lenkradwinkelgradienten über der Geschwindigkeit neben dem Radstand ausschließlich

⁴⁰Die Aussage gilt unter Vernachlässigung der aerodynamischen Auftriebskräfte, die zu einer Veränderung der Radlasten und somit Reifenschräglaufsteifigkeiten führen, in deren Folge sich auch der Eigenlenkgradient über der Fahrgeschwindigkeit verändert.

durch die Lenkübersetzung i_L beeinflusst werden. Zur Reduzierung des Lenkradwinkelgradientenabfalls ist eine Verringerung der Lenkübersetzung notwendig.

Der stationäre Schwimmwinkelgradient SWG besitzt, wie bereits in Kapitel 4 beschrieben wurde und auch in Abbildung 5.24 ersichtlich ist, lediglich Abhängigkeiten zu den Hinterachseigenschaften. Dabei führt eine Vergrößerung der Achsseitenkräfte der Hinterachse stets zu einer Verringerung des Schwimmwinkelgradienten. Nach Formel 5.11 kann die Hinterachsseitenkraft durch eine Vergrößerung der Achsschräglaufsteifigkeit $c_{\alpha Ah}$, der Achswankkinematiksteifigkeit $c_{\phi Ah}$ und der Achssturzsteifigkeit $c_{\gamma Ah}$ erhöht werden. In Analogie zum Lenkradwinkelgradienten kann die Beeinflussung des stationären Schwimmwinkelgradienten auch durch das Fahrzeug-Wankverhalten erfolgen. Besitzt die Hinterachse dabei eine positive Achswankkinematiksteifigkeit, dann ist eine Vergrößerung der Aufbauwankwinkel sinnvoll. Demnach ergibt sich eine Verringerung des Schwimmwinkelgradienten durch eine Verringerung der wechselseitigen Steifigkeit $c_{\phi h}$ oder der Wankpolhöhe $h_{WP h}$ der Hinterachse.

Die Eigenfrequenz der Querschleunigung QEF definiert die Frequenz, bei der der maximale Abfall der Querschleunigungsverstärkung auftritt. Wie bereits gezeigt werden konnte, ergibt sich die Querschleunigungsverstärkung auf Basis der effektiven Achscharakteristika der Hinterachse. Durch eine Vergrößerung der Seitenkräfte der Hinterachse wird der maximale Abfall der Querschleunigungsverstärkung hin zu höheren Frequenzen verschoben. Eine Vergrößerung der Querschleunigungseigenfrequenz kann somit durch eine Vergrößerung der Achsschräglaufsteifigkeit $c_{\alpha Ah}$, der Achswankkinematiksteifigkeit $c_{\phi Ah}$ sowie der Achssturzsteifigkeit $c_{\gamma Ah}$ bewirkt werden. Zudem können auch die wechselseitigen Steifigkeiten $c_{\phi v, h}$ bzw. die Wankpolhöhen $h_{WP v, h}$ zur Vergrößerung der Achsseitenkräfte genutzt werden. Neben den stationären Achseigenschaften wird die Querschleunigungseigenfrequenz ebenfalls durch dynamische Achseigenschaften beeinflusst. Durch eine Verringerung der Achseinlauflänge $\sigma_{\alpha Ah}$ können entsprechend Formel 5.11 die Achsseitenkräfte erhöht und somit die Eigenfrequenz der Querschleunigung vergrößert werden. In Analogie zu den wechselseitigen Steifigkeiten kann auch die Nutzung der wechselseitigen Dämpfungen $d_{\phi v, h}$ zum Aufbau dynamischer Seitenkräfte erfolgen.

Mit zunehmender Fahrgeschwindigkeit kommt es zu einer Verschiebung der Eigenfrequenz der Querschleunigungsverstärkung hin zu niedrigeren Frequenzen. Dieser Gradient der Eigenfrequenz über der Geschwindigkeit QEF_v ergibt sich ebenfalls ausschließlich auf Basis der effektiven Achscharakteristika der Hinterachse. Die Beeinflussbarkeit des Eigenfrequenzanstiegs ist gleich wie die Beeinflussbarkeit der Eigenfrequenz der Querschleunigung.

Der maximale Abfall der Querschleunigung über der Frequenz QA beschreibt das Verhältnis von stationärer Querschleunigungsverstärkung zur minimalen Querschleunigungsverstärkung bei der Eigenfrequenz. Wie bereits dargestellt, wird auch diese Größe ausschließlich durch Hinterachseigenschaften geprägt. Der maximale Abfall der Querschleunigung wird dabei wesentlich durch die dynamischen Seitenkräfte der Hinterachse beeinflusst. Dabei führt eine Vergrößerung der dynamischen Seitenkräfte der Hinterachse zu einer Verringerung des Querschleunigungsabfalls. Demnach ist es sinnvoll, die Achseinlauflänge $\sigma_{\alpha Ah}$ zu reduzieren bzw. die Achswankkinematikdämpfung $d_{\phi Ah}$ zu vergrößern. Zusätzlich kann auch die Fahrzeug-Wankbewegung zum Aufbau dynamischer Seitenkräfte mithilfe der wechselseitigen Dämpfungen $d_{\phi v, h}$ des Aufbauwankschwingers genutzt werden.

Wird die Fahrgeschwindigkeit verändert, vergrößert sich der Querschleunigungsabfall. Diese Vergrößerung wird mithilfe des Gradienten des Querschleunigungsabfalls QA_v über der Fahrgeschwindigkeit beschrieben. Durch Vergrößerung der Achsseitenkräfte der Hinterachse kann dabei eine Verringerung des Querschleunigungsabfalls über der Geschwindigkeit erzielt werden. Demnach ist eine Vergrößerung der Achsschräglaufsteifigkeit $c_{\alpha Ah}$, der Achswankkinematiksteifigkeit $c_{\phi Ah}$ oder der Achssturzsteifigkeit $c_{\gamma Ah}$ geeignet, um eine Verringerung des Querschleunigungsabfalls zu erzielen. Auch die dynamischen

Seitenkräfte können zur Beeinflussung des Querschleunigungsabfalls über der Geschwindigkeit genutzt werden. Dabei führt eine Verringerung der Achseinlaufänge $\sigma_{\alpha Ah}$ bzw. eine Vergrößerung der Achswankkinematikdämpfung $d_{\phi Ah}$ zu einer Verringerung des Querschleunigungsabfalls über der Fahrgeschwindigkeit. Wie bereits bei den bisher vorgestellten Größen kann ebenfalls das Aufbauwankverhalten zur Beeinflussung des Querschleunigungsabfalls genutzt werden.

Der Zeitverzug der Querschleunigung ZVQ ergibt sich aus dem Phasengang der Übertragungsfunktion von Gierrate zu Querschleunigung. Eine Vergrößerung der Hinterachseitenkraft führt in Analogie zur Querschleunigungseigenfrequenz ebenfalls zu einer Verschiebung des Phasengangs in Richtung hoher Frequenzen und damit zu einer Verringerung des Zeitverzugs. Die Maßnahmen zur Verringerung des Zeitverzugs der Querschleunigung ergeben sich somit analog zu den Maßnahmen zur Vergrößerung der Querschleunigungseigenfrequenz.

Die Giereigenfrequenz ist definiert als Anregungsfrequenz, bei der das Maximum der Gierverstärkung auftritt. Die Gierverstärkung ist gemäß Kapitel 4.2.1 sowohl von Vorder- als auch Hinterachseigenschaften abhängig. Die Giereigenfrequenz steigt dabei durch eine Verringerung der stationären Achsseitenkräfte der Vorderachse und eine Vergrößerung der stationären Achsseitenkräfte der Hinterachse an. Demnach können zur Vergrößerung der Giereigenfrequenz die Achsschräglaufsteifigkeit $c_{\alpha Av}$, die Achswankkinematiksteifigkeit $c_{\phi Av}$ sowie die Achssturzsteifigkeit $c_{\gamma Av}$ der Vorderachse verringert oder die Achsschräglaufsteifigkeit $c_{\alpha Ah}$, die Achswankkinematiksteifigkeit $c_{\phi Ah}$ sowie die Achssturzsteifigkeit $c_{\gamma Ah}$ der Hinterachse vergrößert werden. Dementsprechend zeigt sich, dass die Giereigenfrequenz direkt an das Eigenlenkverhalten des Fahrzeugs gekoppelt ist. Je nach Vorzeichen der Achswankkinematiksteifigkeiten kann dabei auch das Wankverhalten zum Aufbau von Achsseitenkräften genutzt werden. Besitzt beispielsweise die Achswankkinematiksteifigkeit der Vorderachse $c_{\phi Av}$ ein negatives Vorzeichen (und somit eine reduzierte Achsseitenkraft infolge des Wankwinkels) und die Achswankkinematiksteifigkeit der Hinterachse $c_{\phi Ah}$ ein positives Vorzeichen, führt eine Vergrößerung des Wankwinkels ebenfalls zu einer Vergrößerung der Giereigenfrequenz. Eine Vergrößerung des Wankwinkels kann dabei durch eine Verringerung der wechselseitigen Steifigkeiten $c_{\phi v,h}$ oder der Wankpolhöhen $h_{WPv,h}$ erzielt werden. Auch eine Verringerung der wechselseitigen Dämpfung $d_{\phi v,h}$ führt zu einem Anstieg der Giereigenfrequenz.

Mit zunehmender Geschwindigkeit sinkt die ungedämpfte Giereigenfrequenz ab [MW14]. Dieser Abfall wird mithilfe des Gradienten der Giereigenfrequenz über der Geschwindigkeit GEF_v beschrieben. Die Stärke dieses Frequenzabfalls wird dabei neben den Konzeptigenschaften maßgeblich durch die Achsseitenkräfte geprägt. Eine Vergrößerung der Achsseitenkräfte der Vorderachse bzw. eine Verringerung der Achsseitenkräfte der Hinterachse führt dabei ebenfalls zu einer Verringerung des Giereigenfrequenzabfalls. Demnach kann der Giereigenfrequenzabfall durch eine Vergrößerung der Achsschräglaufsteifigkeit $c_{\alpha Av}$, der Achswankkinematiksteifigkeit $c_{\phi Av}$ oder der Achssturzsteifigkeit $c_{\gamma Av}$ der Vorderachse bzw. durch eine Verringerung der Achsschräglaufsteifigkeit $c_{\alpha Ah}$, der Achswankkinematiksteifigkeit $c_{\phi Ah}$ oder der Achssturzsteifigkeit $c_{\gamma Ah}$ der Hinterachse erzielt werden. Ebenfalls können die dynamischen Achsseitenkräfte sowie das Aufbau-Wankverhalten zur Beeinflussung der ungedämpften Giereigenfrequenz über der Geschwindigkeit verwendet werden.

Die Gierüberhöhung GUE beschreibt die maximale Zunahme der Gierverstärkung ausgehend von der stationären Verstärkung über der Anregungsfrequenz. Die Gierüberhöhung verringert sich durch Vergrößerung der Achsseitenkräfte der Vorderachse und durch Verringerung der Achsseitenkräfte der Hinterachse. Demnach können zur Verringerung der Gierüberhöhung die Achsschräglaufsteifigkeit $c_{\alpha Av}$, die Achswankkinematiksteifigkeit $c_{\phi Av}$ oder die Achssturzsteifigkeit $c_{\gamma Av}$ der Vorderachse vergrößert bzw. die Achsschräglaufsteifigkeit $c_{\alpha Ah}$, die Achswankkinematiksteifigkeit $c_{\phi Ah}$ oder die Achssturzsteifigkeit $c_{\gamma Ah}$ der Hinterachse verringert werden. In Abhängigkeit des Vorzeichens der Achswankkinematiksteifigkeiten ist das

Wankverhalten auch zur Verringerung der Gierüberhöhung nutzbar. Besitzt die Achswankkinematik an der Vorderachse ein negatives und an der Hinterachse ein positives Vorzeichen, so ist eine Reduktion des Wankwinkels nötig. Diese Reduktion kann mithilfe einer vergrößerten wechselseitigen Steifigkeit oder einer vergrößerten Wankpolhöhe erzielt werden. Neben dem statischen Einfluss des Wankpols auf die Gierüberhöhung führt eine Veränderung der Wankpolhöhe auch zu einer Veränderung der Geschwindigkeitsverhältnisse im Radaufstandspunkt. Diese Veränderung wird nachfolgend anhand Abbildung 5.26 näher vorgestellt.

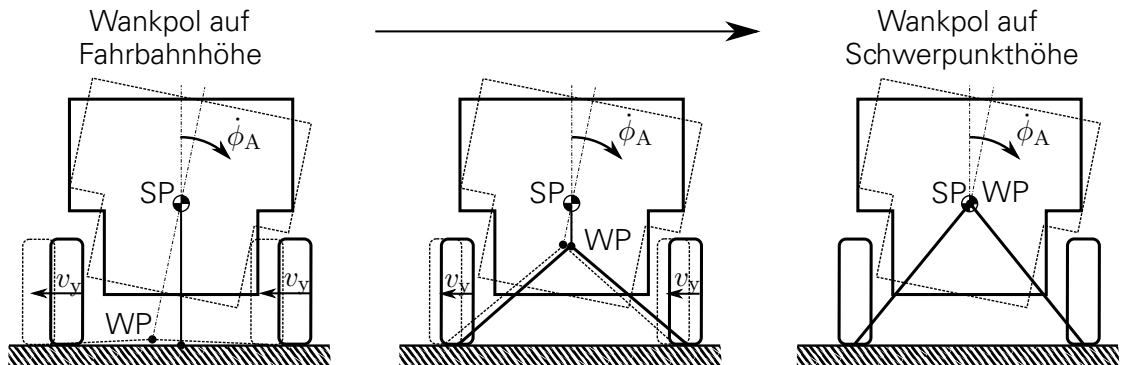


Abbildung 5.26.: Geschwindigkeitsvektoren infolge einer eingprägten Wankwinkelgeschwindigkeit des Aufbaus bei unterschiedlicher Wankpollage.

Wenn der Wankpol des Fahrzeugs auf der Höhe des Radaufstandspunkts liegt, wie es in Abbildung 5.26 links dargestellt ist, führt eine Wankwinkelgeschwindigkeit des Aufbaus zu einer Quergeschwindigkeit im Radaufstandspunkt infolge des Hebelarms zwischen Schwerpunkt SP und Wankpol WP . Wird nun der Wankpol wie in Abbildung 5.26 mittig ersichtlich angehoben, dann führt die Reduktion des Hebelarms ebenfalls zu einer Verringerung der Quergeschwindigkeiten der Räder im Radmittel- und Radaufstandspunkt. Bei festgehaltenem Aufbau führen die Räder unter Einfederung demnach eine vergrößerte laterale Bewegung aus. Dabei wirkt die laterale Bewegung des Rades entgegengerichtet der angreifenden Seitenkraft und führt in Analogie zur Achseinlauflänge zu einem dynamischeren Achsverhalten. Befindet sich der Wankpol auf Schwerpunkthöhe, so existiert keine laterale Geschwindigkeit der Räder infolge einer auf den Aufbau eingprägten Wankwinkelgeschwindigkeit mehr. Die Achse gleicht somit vollständig die Lateralgeschwindigkeiten infolge der Aufbauwankwinkelgeschwindigkeit im Radaufstandspunkt aus.

Anhand der vorangegangenen Betrachtungen wird ersichtlich, dass die dynamischen Eigenschaften der Achse zur Verringerung der Gierüberhöhung genutzt werden können. Dazu ist es notwendig, die Achseinlauflänge der Vorderachse $\sigma_{\alpha Av}$ zu vergrößern bzw. die Achseinlauflänge der Hinterachse $\sigma_{\alpha Ah}$ zu verkleinern. Dabei ist anhand Abbildung 5.24 für die Beispielparametrierung festzustellen, dass die Achseinlauflänge der Hinterachse $\sigma_{\alpha Ah}$ deutlich dominanter auf das Fahrzeugverhalten wirkt als die der Vorderachse. In Analogie dazu kann entsprechend Formel 5.11 eine Verringerung der Gierüberhöhung auch durch eine Verringerung der Achswankkinematikdämpfung an der Vorderachse $d_{\phi Av}$ bzw. eine Vergrößerung der Achswankkinematikdämpfung an der Hinterachse $d_{\phi Ah}$ erfolgen.

Mit zunehmender Geschwindigkeit steigt die Gierüberhöhung aufgrund sinkender Gierdämpfung an [MW14]. Die Zunahme der Gierüberhöhung über der Geschwindigkeit GUE_v kann durch eine Vergrößerung der Achsseitenkräfte der Vorderachse bzw. durch eine Verringerung der Achsseitenkräfte der Hinterachse erzielt werden. Die Maßnahmen ergeben sich dementsprechend analog zur Beeinflussung der ungedämpften Giereigenfrequenz über der Geschwindigkeit.

Die Lenkeigenfrequenz LEF definiert die Frequenz, bei der die maximale Lenkmomentenverstärkung gegenüber dem Stationärwert eintritt. Die Übertragungsfunktion von Querbeschleunigung zu Lenkradmoment ergibt sich in Analogie zu den bisherigen Größen auf Basis der effektiven Achscharakteristika der Hinterachse. Dabei führt eine Vergrößerung der Seitenkräfte der Hinterachse ebenfalls zu einem Anstieg der Eigenfrequenz. Die Maßnahmen ergeben sich demnach in Analogie zur Beeinflussung der Querbeschleunigungseigenfrequenz. Es wird ersichtlich, dass das dynamische Lenkungsverhalten ausschließlich aus dem dynamischen Fahrzeugverhalten folgt.

Die Lenküberhöhung LUE gibt die maximale Zunahme des Lenkradmoments über der Querbeschleunigung an. In Analogie zur Lenkeigenfrequenz ergibt sich die Lenküberhöhung ausschließlich auf Basis effektiver Achscharakteristika der Hinterachse. Eine Vergrößerung der Achsseitenkräfte führt dabei zu einer Verringerung der Lenküberhöhung. Die Maßnahmen sind damit analog zur Vergrößerung der Lenkeigenfrequenz.

Da es durch die Veränderung der effektiven Achscharakteristika ebenfalls zu einer Veränderung der wirksamen Seitenkräfte der Vorderachse kommt, verändert sich das Handmoment für den Fahrer. Da für die nachfolgenden Betrachtungen ein gleichbleibendes Handmoment angestrebt wird, ist die Beeinflussbarkeit des Handmoments durch die Fahrwerkkräfte interessant. Der Lenkmomentengradient definiert das stationäre Lenkmoment bei einer Querbeschleunigung von 4 m/s^2 . In Analogie zu den bisherigen Betrachtungen ergibt sich der Lenkmomentengradient ausschließlich auf Basis der effektiven Achscharakteristika der Hinterachse. Eine Vergrößerung der Achsseitenkräfte der Hinterachse bewirkt dabei einen Anstieg des Lenkmomentengradienten. Neben den effektiven Achscharakteristika können die Lenkungseigenschaften genutzt werden. Dabei führt eine Vergrößerung der Lenkübersetzung i_L , der Seitenkraftübersetzung i_{F_y} , der Kardanübersetzung i_C und der Übersetzung von Zahnstangenweg zu Spurwinkel i_{δ^*} zu einer Vergrößerung des Lenkmomentengradienten.

AUSLEGUNGSREIHENFOLGE

Auf Basis der vorgestellten Zusammenhänge ist es möglich, eine Vorzugsreihenfolge zur Auslegung der Einfachmodelle zur Beschreibung der Längs- bzw. Vertikaldynamik und der Querdynamik zu definieren. Dabei sei darauf hingewiesen, dass die vorgeschlagene Auslegungsreihenfolge keine Allgemeingültigkeit besitzt. Demnach besteht die Möglichkeit, einzelne Schritte in ihrer Reihenfolge zu vertauschen, ohne dass sich ein Einfluss auf die Zielerreichung ergibt. Daher stellt die hier beschriebene Auslegungsreihenfolge lediglich einen Vorschlag zur Auslegung auf Basis der analytischen Erkenntnisse dar.

Wie bereits vorgestellt ist zu Beginn der Auslegung die Definition des vertikaldynamischen Fahrzeugverhaltens sinnvoll. Auf Basis dieses Verhaltens können danach die querdynamischen Eigenschaften erarbeitet werden. Nachfolgend wird daher zunächst die Auslegung des Längs- bzw. Komfortmodells beschrieben.

1. **Auslegung der Hub-/Nickeigenfrequenz HEF / NEF :** Zu Beginn der Auslegung des Komfortverhaltens ist es notwendig, die Hub- bzw. Nickeigenfrequenz zu definieren. Da es sich um einen Koppelschwinger handelt, ist es dabei (unter Betrachtung der hier betrachteten passiven Stellparameter) nicht möglich, die Frequenzen beider Freiheitsgrade getrennt voneinander zu beeinflussen. Beide Eigenfrequenzen können mithilfe der gleichseitigen Steifigkeit $c_{z_v,h}$ wirksam eingestellt werden. Da es durch die nachfolgenden Schritte zu einer geringfügigen Veränderung der Eigenfrequenzen kommen kann, ist bei der Einstellung der Vorhalt einer gewissen Reserve gegenüber dem Ziel sinnvoll.

2. **Auslegung des Hub-/Nickisolationswerts HIS / NIS :** Sind die Eigenfrequenzen erreicht, ist die Festlegung des Hub- bzw. Nickisolationswerts sinnvoll. Auch diese beiden Eigenschaften können nur gekoppelt beeinflusst werden. Dabei stellt entsprechend des vorherigen Kapitels die gleichseitige Dämpfung $d_{zv,h}$ den wirksamsten Stellhebel dar. Durch eine Anpassung der Hub- und Nickisolationswerte ergibt sich zeitgleich auch die Definition der RMS-Kennwerte RMS_H / RMS_N beider Freiheitsgrade.
3. **Auslegung der Radlastschwankungen:** Ist das Aufbauschwingungsverhalten definiert, sollte im Anschluss daran das Vertikalverhalten der ungefederten Massen überprüft werden. Da es durch die komfortablere Abstimmung des Aufbaus in der Regel zu einer Zunahme der Radlastschwankungen kommt, können mithilfe der Reifenvertikalsteifigkeit $c_{zRv,h}$ wirksam die Radlastschwankungen abgestimmt werden.
4. **Auslegung des Stützverhaltens NWG_A / NWG_B :** Zuletzt ist es nach der Definition des Hub-Nick-Verhaltens entsprechend des vorherigen Kapitels sinnvoll, das Anfahr- und Bremsstützverhalten auszulegen. Dazu können die Antriebsstützwinkel $\varepsilon_{v,h}$ bzw. Bremsstützwinkel $\varepsilon_{Bv,h}$ verwendet werden.

Auf Basis der vorgestellten Auslegungsreihenfolge ist die Darstellung der definierten Gesamtfahrzeugziele mithilfe der Fahrwerkparameter möglich. Nach der Definition der längs- und vertikaldynamischen Eigenschaften erfolgt die Auslegung der querdynamischen Fahrzeugeigenschaften. Dazu wird nachfolgend eine ideale Auslegungsreihenfolge auf Basis der analytischen Erkenntnisse definiert.

1. **Auslegung des stationären Wankwinkelgradienten WWG :** Der stationäre Wankwinkelgradient kann ausschließlich durch die wechselseitige Steifigkeit $c_{\phi v,h}$ und die Wankpolhöhe $h_{WPv,h}$ beeinflusst werden. Dabei ist es sinnvoll, noch bevor Achsseitenkräfte mithilfe der effektiven Achscharakteristika gebildet werden, das Aufbauverhalten zuerst stationär mithilfe dieser beiden Größen zu definieren. Nachfolgende Schritte beeinflussen dabei das Wankverhalten nur in geringem Maße.
2. **Auslegung des dynamischen Wankverhaltens WEF / WIS :** Ist das stationäre Wankverhalten definiert, ist die Einstellung des dynamischen Wankverhaltens zweckmäßig. Dazu können die wechselseitige Dämpfung $d_{\phi v,h}$ bzw. die Wankpolhöhe $h_{WPv,h}$ (bei Beachtung eventuell notwendiger Iterationen gegenüber dem vorhergehenden Auslegungsschritt) genutzt werden. Mit der Definition des Isolationsverhaltens ergibt sich zeitgleich der RMS-Kennwert des Wankens.
3. **Auslegung der stationären Schwimmwinkelgradienten SWG :** Anhand der Zusammenhänge nach Abbildung 4.2 konnte gezeigt werden, dass der stationäre Schwimmwinkelgradient ausschließlich durch Hinterachseigenschaften beeinflusst wird. Daher ist es für die Auslegung der ebenen Querdynamik notwendig, mit der Auslegung der Hinterachse zu beginnen. Dafür können die Achsschräglaufsteifigkeit $c_{\alpha Ah}$, die Achswankkinematiksteifigkeit $c_{\phi Ah}$ und die Achssturzsteifigkeit $c_{\gamma Ah}$ der Hinterachse genutzt werden.
4. **Auslegung des Lenkradwinkelgradientenabfalls über der Geschwindigkeit LWG_v :** Entsprechend der analytischen Verknüpfung des Lenkradwinkelgradientenabfalls über der Geschwindigkeit mit den anpassbaren Stellparametern kann lediglich die Lenkübersetzung i_L zur Einstellung dieser Größe im Rahmen dieser Auslegungsmethode genutzt werden.

5. **Auslegung des Eigenlenkverhaltens und des Lenkwinkelgradienten LWG :** Nachdem sowohl die Lenkübersetzung als auch die Hinterachse vollständig definiert wurden, ist nun die Einstellung des Lenkradwinkelgradienten notwendig. Dazu können die Achsschräglaufsteifigkeit $c_{\alpha_{Av}}$, die Achswankkinematiksteifigkeit $c_{\phi_{Av}}$, die Achslenkinematiksteifigkeit $c_{\delta_{Av}}$ und die Achssturzsteifigkeit $c_{\gamma_{Av}}$ der Vorderachse genutzt werden.
6. **Auslegung des dyn. Übertragungsverhaltens der Hinterachse $QEF / QEF_v / QA / QA_v / ZVQ / LEF / LUE$:** Nach der Definition des stationären Fahrverhaltens ist es notwendig, das dynamische Übertragungsverhalten des Fahrzeugs einzustellen. Hierfür stehen die Achseinlaufänge $\sigma_{\alpha_{Ah}}$ sowie die Achswankkinematikdämpfung $d_{\phi_{Ah}}$ der Hinterachse zur Verfügung.
7. **Auslegung des dyn. Übertragungsverhaltens der Vorderachse $GEF / GEF_v / GUE / GUE_v$:** Nach der Definition des dynamischen Übertragungsverhaltens der Hinterachse ist die Auslegung des dynamischen Übertragungsverhaltens der Vorderachse vonnöten. Hierfür stehen die Achseinlaufänge $\sigma_{\alpha_{Av}}$ sowie die Achswankkinematikdämpfung $d_{\phi_{Av}}$ der Vorderachse zur Verfügung. Dabei sei nochmals darauf hingewiesen, dass der Einfluss dieser Vorderachseparameter auf das Gesamtfahrzeugverhalten geringer ist als der Einfluss der Hinterachseparameter des vorherigen Auslegungsschrittes bei den beobachteten Beispielfahrzeugen.
8. **Auslegung des stationären Lenkmomentengradienten:** Auf Basis der vorangegangenen Auslegungsschritte sind das Wankverhalten und das querdynamische Verhalten des Fahrzeugs definiert. Daran anschließend ist es sinnvoll, auf Basis der entstehenden Seitenkräfte der Vorderachse das benötigte Lenkmoment einzustellen. Dazu stehen die Seitenkraftübersetzung i_{F_y} , die Kardanikübersetzung i_C sowie die Übersetzung von Zahnstangenweg zu Spurwinkel i_{δ^*} zur Verfügung.

Mithilfe der vorangegangenen Auslegungsreihenfolge ist es möglich, auf Basis von Gesamtfahrzeugzielwerten in Schritt 1 der Auslegungsmethode die effektiven Achscharakteristika für beide Einfachmodelle zu definieren. Nachfolgend findet in Schritt 2 der Auslegungsmethode die Definition der Subsystemeigenschaften auf Basis der abgeleiteten effektiven Achscharakteristika statt.

5.2.3. AUSLEGUNG IN SCHRITT 2

Im vorangegangenen Kapitel konnten in Schritt 1 die effektiven Achscharakteristika für das Fahrwerk abgeleitet werden. In Schritt 2 ist es nun notwendig, diese effektiven Achscharakteristika mithilfe der Subsystemeigenschaften auf Basis der in Kapitel 5.1 erarbeiteten Zusammenhänge zu realisieren. Dabei stehen Reifen-, Lenkungs- sowie Achskinematik- und Achselastokinematikeigenschaften für die Auslegung zur Verfügung.

Aufgrund der analytischen Formulierung der effektiven Achscharakteristika kann eine ideale Auslegungsreihenfolge in Schritt 2 erstellt werden, die ihre Gültigkeit für alle Fahrzeugkonfigurationen beibehält. Diese ideale Auslegungsreihenfolge ist in Abbildung 5.27 dargestellt und wird nachfolgend genauer erläutert. Durch die Formulierungen in Kapitel 5.1 ist es dabei möglich, die Vorder- und Hinterachse vollständig getrennt voneinander auszulegen. Da sich die Auslegungen der Vorder- und Hinterachse gleichen, gelten nachfolgende Auslegungsschritte sowohl für die Vorder- als auch für die Hinterachse.

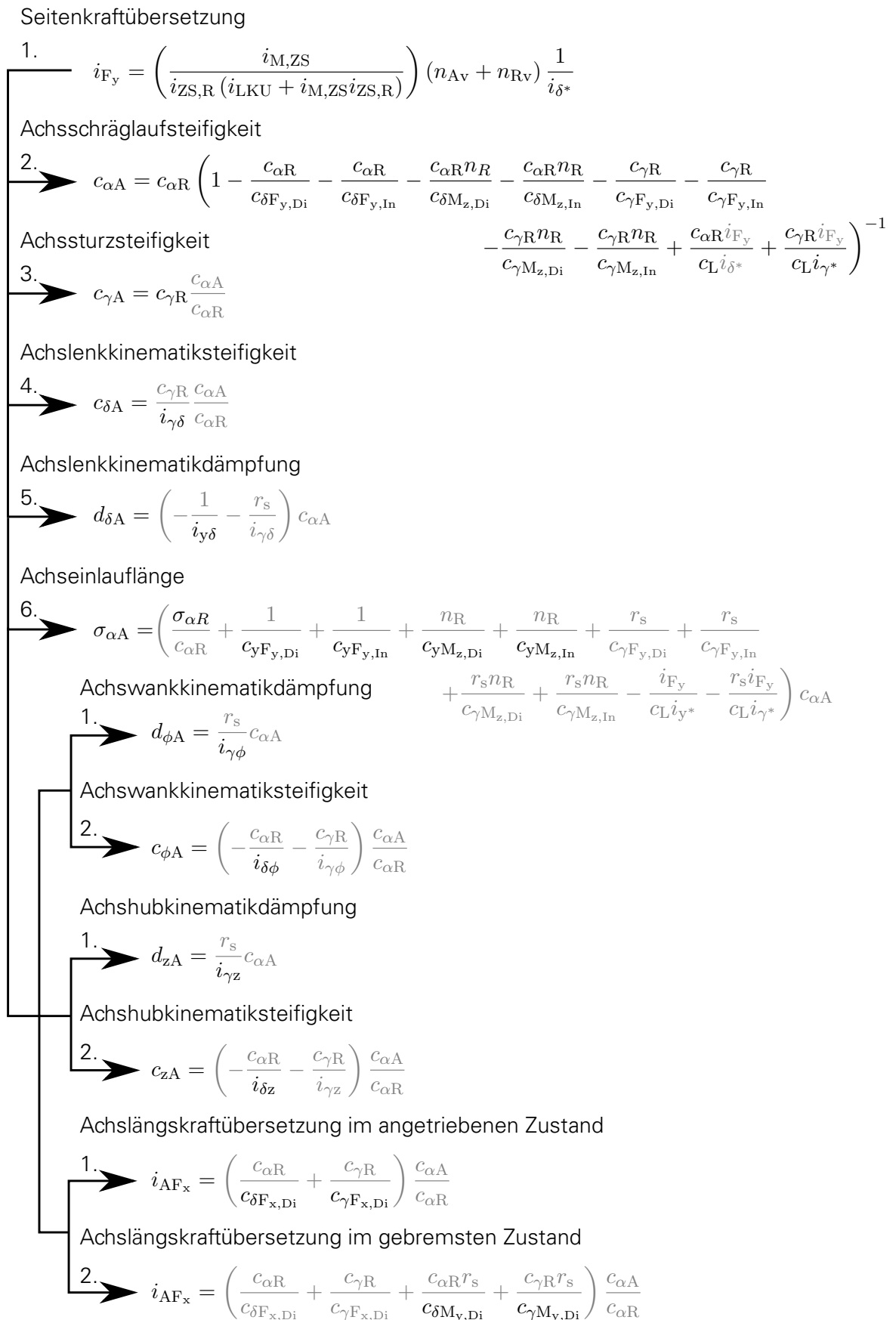


Abbildung 5.27.: Ableitung der Auslegungsreihenfolge in Schritt 2 auf Basis der analytischen Formulierungen der effektiven Achscharakteristika. (Die grau hinterlegten Elemente werden durch die vorherigen Schritte definiert)

AUSLEGUNGSREIHENFOLGE

Auf Basis von Abbildung 5.27 wird ersichtlich, dass die ideale Auslegungsreihenfolge mit der Auslegung der Seitenkraftübersetzung i_{F_y} beginnt. Darauf folgen die Auslegung der Achsschräglaufsteifigkeit $c_{\alpha A}$, der Achssturzsteifigkeit $c_{\gamma A}$, der Achslenkkinematiksteifigkeit $c_{\delta A}$, der Achslenkkinematikdämpfung $d_{\delta A}$, der Achseinlaufänge $\sigma_{\alpha A}$, der Achswank- und Achshubkinematikdämpfungen $d_{\phi A} / d_{z A}$, der Achswank- und Achshubkinematiksteifigkeiten $c_{\phi A} / c_{z A}$ und der Achslängskraftübersetzungen i_{AF_x} .

1. **Auslegung der Seitenkraftübersetzung i_{F_y} :** Start der Auslegung bildet zunächst die Definition der benötigten Seitenkraftübersetzung i_{F_y} aus Schritt 1 auf Basis der Stellhebel nach Formel 5.8. Die Seitenkraftübersetzung ist unabhängig von allen nachfolgenden Eigenschaftsdefinitionen, prägt aber maßgeblich die durch die Lenkung entstehende Verluststeifigkeit, wie sie in den Nennertermen der effektiven Achscharakteristika vorkommt. Dazu stehen in der Auslegung die Achsnachlaufstrecke n_{A_v} , der Reifennachlauf n_{R_v} sowie die Übersetzungen von Ritzel zu Zahnstange $i_{ZS,R}$, von Zahnstange zum Motor der Lenkkraftunterstützung $i_{M,ZS}$, von Zahnstange zu Spurwinkel i_{δ^*} sowie die Lenkkraftunterstützung i_{LKU} zur Verfügung.
2. **Auslegung der Achsschräglaufsteifigkeit $c_{\alpha A}$:** Da die Achsschräglaufsteifigkeit $c_{\alpha A}$ die in den analytischen Formulierungen dominierende Achseigenschaft darstellt, ist zunächst deren Auslegung sinnvoll. Die Achsschräglaufsteifigkeit prägt den Nennerterm aller weiteren effektiven Achscharakteristika. Zur Definition der gewünschten Achsschräglaufsteifigkeiten können nach Formel 5.12 für die Reifeneigenschaften die Reifenschräglaufsteifigkeit $c_{\alpha R}$ bzw. Reifensturzsteifigkeit $c_{\gamma R}$, für die Achseigenschaften die Steifigkeiten von Spur bzw. Sturz zu direkten und indirekten Seitenkräften $c_{\delta F_{y,Di,In}} / c_{\gamma F_{y,Di,In}}$ bzw. Rückstellmomenten $c_{\delta M_{z,Di,In}} / c_{\gamma M_{z,Di,In}}$ und für das Lenkungssystem die Lenkungssteifigkeiten c_L verwendet werden. Eine Auslegung der Lenkkinematik $i_{\gamma\delta}$ ist an dieser Stelle nicht zielführend, da deren Einfluss auf die Achsschräglaufsteifigkeit entsprechend Formel 5.12 gering ist. Bei der Einstellung der Achsschräglaufsteifigkeit ist zu beachten, dass der aus Schritt 1 abgeleiteten Zielwert annähernd erreicht wird, da hier entsprechend der Sensitivität nach Abbildung 5.24 kleine Änderungen zu einer starken Veränderung des Gesamtfahrzeugverhaltens führen.
3. **Auslegung der Achssturzsteifigkeit $c_{\gamma A}$:** Nach der Auslegung der Achsschräglaufsteifigkeit folgt entsprechend der analytischen Struktur der effektiven Achscharakteristika die Auslegung der Achssturzsteifigkeit. Da bereits der Nennerterm der Achssturzsteifigkeit vollständig durch die Achsschräglaufsteifigkeit im vorherigen Schritt definiert wurde, kann ausschließlich die Reifensturzsteifigkeit $c_{\gamma R}$ angepasst werden.
4. **Auslegung der Achslenkkinematiksteifigkeit $c_{\delta A}$:** Dieser Auslegungsschritt gilt nur für Achsen mit einem Lenkfreiheitsgrad. Zur Auslegung dieser Größe steht nach Formel 5.16 die Übersetzung von Spur- zu Sturzwinkel $i_{\gamma\delta}$ zur Verfügung. Da der Einfluss der Achslenkkinematiksteifigkeit bei der betrachteten Achse gering ist (siehe Abbildung 5.24), ist eine exakte Erreichung des Zielwerts bei diesem Beispielfahrzeug nicht notwendig.
5. **Auslegung der Achslenkkinematikdämpfung $d_{\delta A}$:** Anhand des analytischen Aufbaus von Achslenkkinematiksteifigkeit und Achslenkkinematikdämpfung in Abbildung 5.27 wird die Reihenfolge der Auslegung ersichtlich. Demnach kann die Achslenkkinematikdämpfung $d_{\delta A}$ entsprechend Formel 5.17 nach der Definition der Übersetzung von Spur- zu Sturzwinkel $i_{\gamma\delta}$ ausschließlich durch die Übersetzung von Querverschiebung zu Spurwinkel $i_{y\delta}$ ausgelegt werden. Dabei sei darauf hingewiesen, dass in der theoretischen Betrachtung diese Größe zwar beliebig variiert werden kann, jedoch in der

praktischen Auslegung durch die gesamte Lenkkinematik beschränkt ist. Anhand der in Abbildung 5.24 gezeigten Sensitivität dieser Größe wird jedoch ersichtlich, dass sie keine starke Beeinflussung des Gesamtfahrzeugverhaltens des Beispielfahrzeugs bewirkt.

6. **Auslegung der Achseinlauflänge $\sigma_{\alpha A}$:** Anhand der analytischen Struktur der bisherigen Formulierungen der effektiven Achscharakteristika wird ersichtlich, dass nach Formel 5.13 alle auszulegenden Elemente vollständig in der Achseinlauflänge vorhanden sind. Zusätzlich besitzt die Achseinlauflänge weitere ebene querdynamische Eigenschaften, die ausschließlich in dieser Größe zu finden sind und daher auch nicht mit anderen effektiven Achscharakteristika wechselwirken. Dazu zählt neben der Reifeneinlauflänge $\sigma_{\alpha R}$ die laterale Achselastokinematik, die durch die direkten und indirekten Querverschiebungen durch Seitenkräfte $c_{yF_{y,Di,In}}$ und Rückstellmomente $c_{yM_{z,Di,In}}$ definiert ist. Durch den starken Einfluss der Einlauflänge auf das querdynamische Fahrverhalten (insbesondere der Hinterachse) ist eine annähernde Erreichung der abgeleiteten Zieleinlauflänge notwendig. Geringe Abweichungen an der Hinterachse können nach Abbildung 5.24 zu starken Abweichungen in der Zielerfüllung führen.
7. **Auslegung der Achswank- und Achshubkinematikdämpfung $d_{\phi A} / d_{zA}$:** Nach der Auslegung der Achseinlauflänge ist es anhand Abbildung 5.27 sinnvoll, zunächst die Auslegung der Achswank- und Achshubkinematikdämpfung durchzuführen. Dazu stehen nach Formel 5.21 und 5.22 ausschließlich die Übersetzungen von Sturzwinkel zu gleichseitiger Einfederung $i_{\gamma z}$ bzw. wechselseitiger Einfederung $i_{\gamma \phi}$ zur Verfügung. Anhand Abbildung 5.24 wird ersichtlich, dass die Achswank- bzw. Achshubkinematikdämpfung einen geringen Einfluss auf das Fahrverhalten des Beispielfahrzeugs besitzen. Demnach ist es an dieser Stelle nicht notwendig, eine exakte Zielerreichung zu gewährleisten, um die abgeleiteten Gesamtfahrzeugziele zu erreichen.
8. **Auslegung der Achswank- und Achshubkinematiksteifigkeit $c_{\phi A} / c_{zA}$:** Auf Basis der analytischen Struktur der effektiven Achscharakteristika folgt auf die Definition der Achswank- und Achshubkinematikdämpfung die Auslegung der Achswank- und Achshubkinematiksteifigkeit. Diese ergeben sich nach Formel 5.18 und 5.19 ausschließlich aus den Übersetzungen von Spurbwinkel zu gleichseitiger Einfederung $i_{\delta z}$ bzw. wechselseitiger Einfederung $i_{\delta \phi}$. Auch die Achswank- bzw. Achshubkinematiksteifigkeit besitzt entsprechend Abbildung 5.24 einen geringen Einfluss auf das statische und dynamische Gesamtfahrzeugverhalten. Daher ist es auch für diese Größe nicht notwendig, das in Schritt 1 definierte Ziel exakt zu erreichen.
9. **Auslegung der Achslängskraftübersetzung i_{AF_x} :** Zuletzt folgt die Auslegung der Elastokinematik hinsichtlich angreifender Antriebs- und Bremskräfte. Dazu stehen nach Formel 5.23 und 5.24 die Steifigkeiten von direkter Längskraft zu Spur- und Sturzwinkel $c_{\delta F_{x,Di}} / c_{\gamma F_{x,Di}}$ sowie von direktem Spinnmoment zu Spur- und Sturzwinkel $c_{\delta M_{y,Di}} / c_{\gamma M_{y,Di}}$ zur Verfügung. Bei der Auslegung dieser Größen sollte jedoch beachtet werden, dass eine Verstellung in der Regel wechselwirkungsbehaftet zu den querdynamischen Eigenschaften ist. Anhand der in Abbildung 5.24 gezeigten Sensitivitätsanalyse wird jedoch ersichtlich, dass die Beeinflussung des statischen und dynamischen Fahrzeugverhaltens durch die Längskraftübersetzung gering ist.

Mithilfe der vorangegangenen Auslegungsreihenfolge ist es möglich, auf Basis effektiver Achscharakteristika, welche in Schritt 1 abgeleitet wurden, die Subsystemeigenschaften von Reifen, Lenkung und Achsen zu definieren. Mit Schritt 2 ist die entwickelte Auslegungsmethode abgeschlossen.

5.2.4. UMSETZBARKEIT DER ABGELEITETEN SUBSYSTEMEIGENSCHAFTEN

Auf Basis der vorangegangenen Auslegungsschritte ist es möglich, Gesamtfahrzeugzielwerte in Subsystemzielwerte umzuwandeln. Entsprechend der Integration der Auslegung in den Fahrwerkentwicklungsprozess werden diese abgeleiteten Subsystem- bzw. Komponentenziele auf Basis des V-Entwicklungsmodells nach Abbildung 2.1 in Bauteileigenschaften umgewandelt. Dazu ist es notwendig, die Umsetzbarkeit der getroffenen Maßnahmen zu berücksichtigen. Hierzu existieren zwei unterschiedliche Auslegungsansätze, bei denen sich einerseits die Eigenschaften der Konstruktion unterordnen, andererseits die Konstruktion den Eigenschaften unterstellt ist. Nachfolgend werden beide Ansätze näher vorgestellt und diskutiert.

AUSLEGUNGSANSATZ 1: EIGENSCHAFTEN ORDNET SICH DER KONSTRUKTION UNTER

In der Fahrwerkauslegung ist es essenziell, dass die abgeleiteten Ziele in der Praxis realisiert werden können. Eine Auslegungsmethode, die auf theoretischer Basis Ziele entwickelt, die jedoch praktisch nicht umgesetzt werden können, funktioniert in der Anwendung nicht.

Ein bisher verbreiteter Ansatz zur Überprüfung der Umsetzbarkeit ist es, die abgeleiteten Subsystemeigenschaften nach oder während der Bearbeitung mit den Grenzbereichen der Verstellbarkeit zu vergleichen. Die Wahl der Grenzbereiche ist schwierig und für den Erfolg der Auslegung maßgeblich. Das Erfahrungswissen des jeweiligen Anwenders, die Analyse von Vorgängerfahrzeugen aber auch Wettbewerbsvergleiche tragen dazu bei, eine korrekte Wahl der zu untersuchenden Grenzbereiche zu treffen. Bei der Wettbewerbsanalyse werden Konkurrenzfahrwerke oder Fahrwerke vorangegangener Fahrzeuggenerationen hinsichtlich ihres Streubereichs der Subsystem- bzw. Komponenteneigenschaften analysiert. Dieser Streubereich definiert dabei den Bereich der Umsetzbarkeit. Bei einem alternativen Ansatz werden unter der Nutzung von Design-of-Experiments-Methoden die maximalen Verschiebungen der Anlenkpunkte des auszulegenden Achskonzepts in einem vorgegebenen Bauraum ermittelt. Auf Basis dieser maximalen Verschiebungen ergeben sich ebenfalls die Verstellbereiche der Subsystem- bzw. Komponenteneigenschaften, die zur Gewährleistung der Umsetzbarkeit notwendig sind.

Dabei ist zu beachten, dass Wechselwirkungen unter den Subsystem- bzw. Komponenteneigenschaften auftreten, wodurch die Größe einer Eigenschaft die Größe einer anderen Eigenschaft ebenfalls definiert. Beispielsweise ist die Spurwinkelausbildung bei gleichseitiger Einfederung verbunden mit der Spurwinkelausbildung bei wechselseitiger Einfederung. So kann der Radträger in der Regel bei positiver gleichseitiger Einfederung keine Nachspur ausführen, wenn er sich bei wechselseitiger Einfederung in Vorspur verdreht. Aufgrund dieser Wechselwirkungen ist die Definition der Grenzbereiche der Verstellbarkeit auf Basis der Maxima des Streubereichs nicht immer sinnvoll.

AUSLEGUNGSANSATZ 2: KONSTRUKTION ORDNEN SICH DEN EIGENSCHAFTEN UNTER

Bei Integration eines Umsetzbarkeitsgrenzbereichs in den Auslegungsprozess verringert sich das Innovationspotenzial der vorgestellten Auslegungsmethode stark. Da die Definition eines Grenzbereichs wie im vorherigen Kapitel vorgestellt auf Erfahrungswissen, Untersuchungen am Vorgänger und Wettbewerbsanalysen basiert, können dadurch nur Ergebnisse realisiert werden, deren Anwendung in der Praxis bereits umgesetzt werden konnte. Es entstehen somit bereits bekannte Lösungskonzepte für die Fahrwerkauslegung, die lediglich auf die jeweilige Problemstellung adaptiert wurden.

Ohne Auslegungseinschränkung ist die Auslegungsmethode in der Lage, Lösungsmöglichkeiten zu identifizieren, die zur Ableitung bisher unbekannter Fahrwerkkonzepte führen. So können durch einen nachgeschalteten Optimierungsprozess, wie er beispielsweise nach

NIERSMANN ET AL. beschrieben wird, neue Achstopologien entwickelt werden [NHK⁺09]. Dabei werden durch die Konstruktion selbst Lösungsmöglichkeiten zur Erreichung der erarbeiteten Ziele aus der Subsystem- und Komponentenebene gesucht.

Ein weiterer Vorteil dieser Vorgehensweise ist die Ableitung der idealen Radbewegungen für geregelte Fahrwerksysteme, die in der Lage sind, den Radträger während der Fahrt beliebig zu positionieren (beispielsweise nach RUIZ) [Rui13]. Für diese Positionierung ist die Kenntnis der idealen Radbewegung notwendig. Sie kann mittels des vorgestellten Auslegungsansatzes abgeleitet werden.

Nachteilig ist, dass auf Basis dieser Auslegungsmethode auch Subsystem- bzw. Komponenteneigenschaften abgeleitet werden können, die in der Fahrwerkentwicklung praktisch nicht umsetzbar sind.

5.3. ERWEITERUNG UND AUTOMATISIERUNG DER AUSLEGUNGSMETHODE

Anhand des vorangegangenen Kapitels konnte gezeigt werden, dass auf Basis der in Kapitel 5.1 erarbeiteten Auslegungsmethode Zieleigenschaften auf Gesamtfahrzeugebene in Eigenschaften für die Subsystemebene transformiert werden können. Diese Auslegungsmethode ist somit in den Entwicklungsablauf der Konzeptphase der Fahrwerkentwicklung integrierbar. In der praktischen Anwendung wird es dabei notwendig sein, die abgeleiteten skalaren Subsystemeigenschaften durch weitere Restriktionen (beispielsweise Realisierbarkeit, Massen- oder Bauraumänderungen) anzupassen.

Zur weiteren Verringerung des benötigten Zeitbedarfs der Auslegung ist eine Automatisierung des vorgeschlagenen Auslegungsprozesses möglich. Aufgrund der Gestaltung der Auslegungsmethode auf Basis einfacher echtzeitfähiger Modelle nach Kapitel 4 können auch numerische Optimierungsalgorithmen integriert werden, die eine hohe Iterationsanzahl benötigen. Für die erfolgreiche Anwendung einer automatisierten Auslegungsmethode müssen auf Basis der Nachteile bisheriger Methoden in Kapitel 1.1 folgende Anforderungen erfüllt sein:

1. **Robuste Optimierung:** Die aus der automatisierten Auslegungsmethode abgeleiteten Subsystem- und Komponenteneigenschaften dürfen für geringere Veränderungen ihrer Werte nicht zur Verletzung der Zieleigenschaften führen. Da aufgrund der praktischen Realisierbarkeit nicht die exakten vorgegebenen Zieleigenschaften erreicht werden können, ist es notwendig, Zieleigenschaften auf Subsystem- bzw. Komponentenebene abzuleiten, die bei geringer Veränderung die Gesamtfahrzeugziele nicht verletzen und somit eine hohe Robustheit aufweisen.
2. **Identifikation von Zielbereichen:** Da in der Fahrwerksauslegung Zielbereiche für die Gesamtfahrzeugeigenschaften definiert werden, existieren ebenfalls Zielbereiche für die Subsystem- und Komponenteneigenschaften. Durch die Kenntnis dieser Zielbereiche auf Subsystemebene ist die Konstruktion der Komponenten auf Komponentenebene deutlich einfacher als die Konstruktion auf Basis einer skalaren Zielvorgabe innerhalb der manuellen Auslegungsmethode.
3. **Identifikation von Lösungen für mehrere unterschiedliche Fahrzeuge:** In der Fahrzeug- und Fahrwerkentwicklung ist es aufgrund der Entwicklungs- und Herstellungskosten sinnvoll, Fahrwerke zu entwickeln, die für mehrere Fahrzeuge verwendet werden können (beispielsweise im Umfang eines Baukastens). Diese Anforderung erhöht die Komplexität der manuellen Auslegung.

4. **Schnelle Verfügbarkeit der Auslegungsergebnisse:** In der Konzeptphase ist die schnelle Verfügbarkeit der Auslegungsergebnisse aufgrund der in dieser frühen Entwicklungsphase noch stark schwankenden Randbedingungen notwendig. Demnach ergeben sich hohe Anforderungen an die Geschwindigkeit des Auslegungsalgorithmus. Bei gleichem Informationsgewinn sollte die automatisierte Auslegungsmethode eine geringere Zeit als die manuelle Auslegungsmethode benötigen.

Aufgrund der definierten Randbedingungen eignet sich auf Basis der nach Kapitel 2.4.2 vorgestellten Literaturrecherche die Verwendung des Solution-Space-Optimierungsalgorithmus. Der Solution-Space-Algorithmus ist in der Lage, auf Basis eines Zielbands der Gesamtfahrzeugeigenschaften ein Zielband für die Subsystemeigenschaften abzuleiten. Liegen die Subsystemeigenschaften innerhalb dieser Lösungsbänder, dann werden die Gesamtfahrzeugeigenschaftsziele erreicht. Die Robustheit der gewählten Lösung kann direkt auf Basis des Abstands zu den Rändern des Lösungsbands abgelesen werden. Auch die Auslegung mehrerer Fahrzeuge wird auf Basis des Solution-Space-Algorithmus gewährleistet [EMZ15]. Daher soll nachfolgend die in Kapitel 5.1 erarbeitete Auslegungsmethode mithilfe des Solution-Space-Algorithmus automatisiert und erweitert werden. Dazu wird zunächst das Grundprinzip des Solution-Space-Algorithmus vorgestellt, anschließend angepasst und in die bisherige Auslegungsmethode integriert.

5.3.1. GRUNDPRINZIP DES SOLUTION-SPACE-ALGORITHMUS

Der Solution-Space-Algorithmus basiert auf der Identifikation eines Hyperwürfels S mit dem größten Volumen innerhalb eines multidimensionalen Lösungsraums [Gra13]. Zur Erläuterung des Algorithmus zeigt Abbildung 5.28 auf der linken Seite diesen Hyperwürfel als zweidimensionales Quadrat S innerhalb eines zweidimensionalen Lösungsraums.

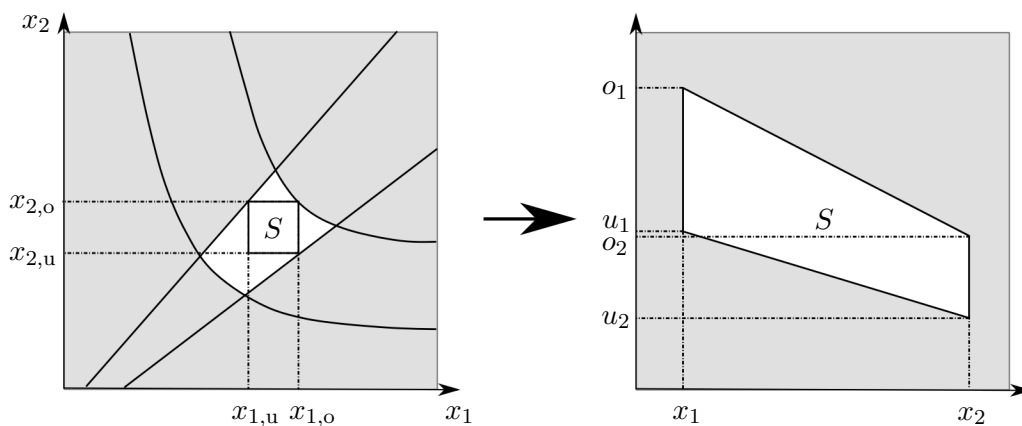


Abbildung 5.28.: Hyperwürfel S innerhalb eines zweidimensionalen Lösungsraums (links) und dessen flache Projektion als Band (rechts), in Anlehnung an [ACW⁺17b].

In Abbildung 5.28 ist der Verstellraum zweier Größen x_1 und x_2 dargestellt. Der Verstellraum beider Größen wird durch Randbedingungen eingeschränkt und es ergibt sich ein weißer Bereich, in dem beide Größen die Zielfunktion erfüllen. Die Identifikation dieses Lösungsraums ist visuell einfach für maximal drei verschiedene Größen in einem dreidimensionalen Raum möglich. Werden mehr als drei Größen betrachtet, ergibt sich ein multidimensionaler Verstellbereich, der visuell nicht mehr einfach identifiziert werden kann. Zur Lösung dieses Problems wird mithilfe des Solution-Space-Algorithmus ein Hyperwürfel mit dem größten Volumen innerhalb des Lösungsraums identifiziert. Dieser Ansatz bietet den Vorteil, dass alle Kombinationen der Einstellgrößen innerhalb des Hyperwürfels entkoppelt sind und dadurch zu einem Lösungsband (siehe Abbildung 5.28) abgeleitet werden können. Durch die vereinfachte Beschreibung des Lösungsraums auf Basis eines Hyperwürfels wird in Abbildung 5.28

jedoch ebenfalls ersichtlich, dass je nach Form des multidimensionalen weißen Bereichs dabei nicht alle Lösungen betrachtet werden können. Wenn alle Parameter innerhalb des Lösungsbands liegen, dann liegen die Parameter innerhalb des Hyperwürfels und somit auch im multidimensionalen weißen Bereich. Zusätzlich dazu hat das Ergebnis die höchste Robustheit, wenn die Parameter genau mittig im Lösungsband liegen.

Der Solution-Space-Algorithmus nutzt zur Identifikation des Hyperwürfels vier sich wiederholende Schritte. Eine vollständige Erläuterung der einzelnen Schritte kann in GRAFF nachvollzogen werden [Gra13].

1. **Identifikation** der ersten Lösung innerhalb des Lösungsbereichs mithilfe eines genetischen Optimierungsalgorithmus (beispielsweise Differential Evolution) und Bildung eines Initialhyperwürfels
2. **Sampling** des Initialhyperwürfels mit N Stichproben (beispielsweise mithilfe eines Monte-Carlo- oder Latin-Hypercube-Samplings)
3. **Beschneidung** des Hyperwürfels mithilfe eines Cutting-Algorithmus
4. **Wachstum** des Hyperwürfels in allen Dimensionen p_D

Nach dem vierten Schritt wiederholt sich der Algorithmus mit der Durchführung des zweiten Schritts solange, bis der Hyperwürfel gegen das maximale Volumen konvergiert oder die Maximalanzahl an Iterationen v erreicht ist ($v = v_{\max}$). In dieser Zeit bewegt sich der Hyperwürfel in die Richtung des größten Volumens innerhalb des Lösungsbereichs.

Das Ergebnis des Solution-Space-Algorithmus ist demnach ein Lösungsband für die Einstellparameter, um die definierte Zielfunktion zu erfüllen. Zur Anwendung des Solution-Space-Algorithmus innerhalb der in dieser Arbeit entwickelten Auslegungsmethode ist eine Anpassung des Algorithmus notwendig, die im nachfolgenden Kapitel näher beschrieben wird.

5.3.2. ANPASSUNG UND INTEGRATION DES SOLUTION-SPACE-ALGORITHMUS IN DIE ACHSAUSLEGUNGSMETHODE

Trotz der aufgezeigten Vorteile des Solution-Space-Algorithmus besitzt dieser für die Anwendung in der Konzeptphase zwei wesentliche Nachteile. Ein Nachteil ist die hohe Optimierungszeit bei Verwendung vieler Dimensionen p_D . Die benötigte Zeit des Algorithmus zur Optimierung ist für schnelle Simulationsmodelle, wie sie nach Kapitel 4 gegeben sind, proportional zu vN^2p_D [ZH13]. Zudem muss die Anzahl der Sample-Punkte N an die höheren Dimensionen angepasst werden. Nach GRAFF ist es dabei notwendig, ein Verhältnis von $N = 10p_D$ einzuhalten, um ausreichend Sample-Punkte in jeder Dimension aufzuweisen [Gra13]. Demnach führt eine Vergrößerung der Dimensionsanzahl p_D zu einer Zunahme der Optimierungszeit um das $100vp_D^3$ -fache. Da im Rahmen der entwickelten Auslegungsmethode entsprechend Kapitel 5.1 ein 58-dimensionaler Hyperwürfel auf Subsystemebene identifiziert werden muss, benötigt die Optimierungsmethode einen hohen Zeitbedarf.

Ein weiterer Nachteil des Solution-Space-Ansatzes ist, dass mehrere unzusammenhängende Lösungsbereiche nicht detektiert werden können. Anhand Abbildung 5.29 wird das Problem verdeutlicht.

Zu Beginn des Algorithmus wird wie im vorherigen Kapitel beschrieben ein Initialhyperwürfel mithilfe beispielsweise eines Differential-Evolution-Algorithmus identifiziert. Da es sich dabei um stochastische Optimierungen handelt, wird ein beliebiges Individuum der Stellparameter identifiziert, das innerhalb des weißen Lösungsbereichs liegt. Um dieses Individuum wird dann ein Hyperwürfel aufgespannt und der Hyperwürfel beginnt in Richtung des größten Volumens zu wachsen.

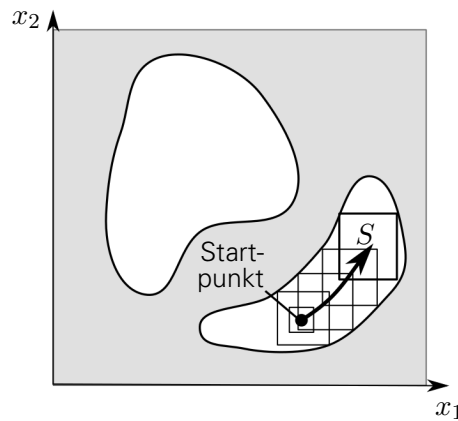


Abbildung 5.29.: Problem der Identifikation des Initialhyperwürfels bei nicht zusammenhängenden Lösungsbereichen und Nutzung eines Differential-Evolution-Algorithmus.

Aufgrund der unbekanntem Anzahl und Verteilung der Lösungsbereiche ist es dabei wahrscheinlich, dass eine Vielzahl großvolumiger Lösungsbereiche existiert. Je nach Startpunkt des Initialhyperwürfels ist es dem Algorithmus entsprechend Abbildung 5.29 dabei nicht immer möglich, von einem in den anderen Lösungsbereich zu wechseln. Kompliziert sind zudem Optimierungsprobleme mit mehreren gleichwertigen globalen Optima. Der Hyperwürfel bildet nicht alle Lösungsbereiche und somit nicht zwangsläufig das größte Volumen im Lösungsbereich ab. Demnach können im Rahmen der Auslegungsmethode weitere Lösungsbänder für die Stellparameter existieren, die durch den Solution-Space-Algorithmus nicht identifiziert werden können.

Zur Verwendung des Solution-Space-Algorithmus in der Auslegungsmethode ist es notwendig, diese Nachteile zu eliminieren. Daher wird nachfolgend die Anpassung des Algorithmus für die Verwendung innerhalb einer Auslegungsmethode in der Konzeptphase näher beschrieben.

VERRINGERUNG DER OPTIMIERUNGSZEIT

Zur Reduktion des benötigten Zeitbedarfs der Optimierung ist es gemäß des vorangegangenen Abschnitts sinnvoll, die Dimensionsanzahl p_D zu verringern. Dazu ist es notwendig, das vollständige Optimierungsproblem in Teilloptimierungsprobleme entsprechend des in dieser Auslegungsmethode angewandten Target-Cascading-Ansatzes zu unterteilen [KRP⁺01, Eic18]. Dazu zeigt Abbildung 5.30 die Integration des Solution-Space-Ansatzes in die Fahrwerkauslegungsmethode nach Kapitel 5.1.

Dabei wird zunächst in Schritt 1 aus dem Zielband der Gesamtfahrzeugeigenschaften ein Lösungsband für die effektiven Achscharakteristika abgeleitet. Befinden sich die effektiven Achscharakteristika im Lösungsband, können die Gesamtfahrzeugeigenschaften für Fahrdynamik und Fahrkomfort erreicht werden. Nach der Ableitung des Eigenschaftsbands für die effektiven Achscharakteristika erfolgt in Schritt 2 die Ableitung der Subsystemeigenschaften separat für die Vorder- und Hinterachse. Liegen die Subsystemeigenschaften innerhalb des Lösungsbands, werden die effektiven Achscharakteristika und somit auch die Gesamtfahrzeugeigenschaften erreicht. Durch die so entstandene Unterteilung des komplexen Optimierungsproblems in kleinere Suboptimierungsprobleme, können die Dimensionen und damit die Optimierungszeit deutlich reduziert werden [KRP⁺01].

Zur Erklärung der Verringerung der Optimierungszeit wird anhand eines Beispiels die Berechnung der Optimierungszeit mit und ohne Unterteilung verglichen. Dazu sei die Optimierungsfunktion nach Formel 5.27 beschrieben.

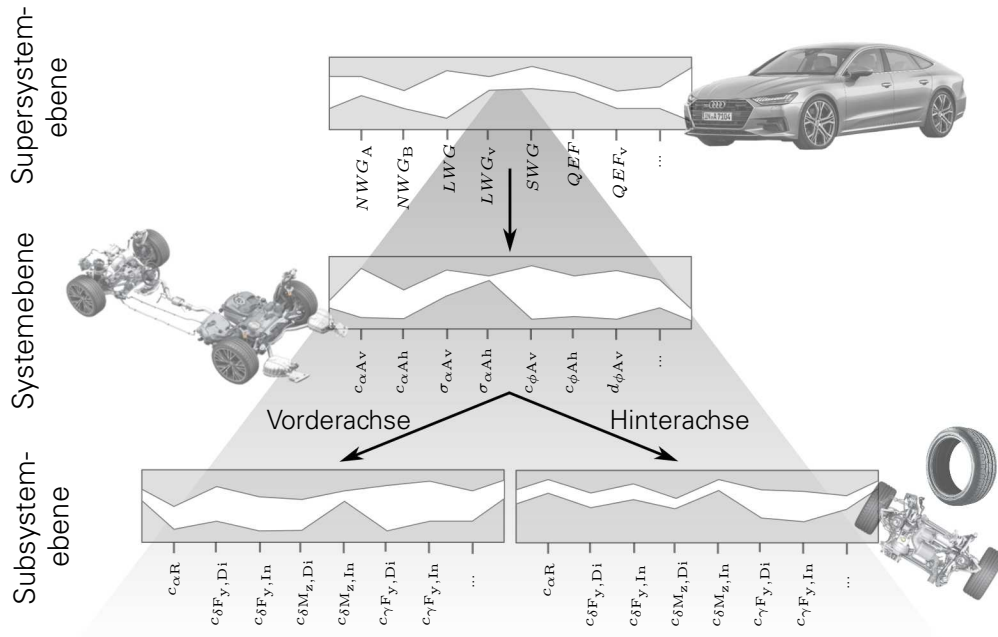


Abbildung 5.30.: Integration des Solution-Space-Ansatzes in die entwickelte Fahrwerksauslegungsmethode entsprechend des Target-Cascading zur Reduktion der Optimierungszeiten, in Anlehnung an [ACW⁺17b].

$$r(x_1, x_2, x_3, x_4, x_5, x_6) = ax_1 + bx_2 + cx_3 + dx_4 + ex_5 + fx_6 \quad \text{mit} \quad a, b, c, d, e, f \in \mathbb{R} \quad (5.27)$$

Die Gesamtiterationsanzahl zur Optimierung der unter Formel 5.27 definierten Optimierungsfunktion mithilfe des Solution-Space-Algorithmus ergibt sich unter Annahme einer Iterationsanzahl von $v = 100$ pro Hyperwürfel und der Dimension $p_D = 6$ nach Formel 5.28.

$$i_{\text{Opt}} = 100vp_D^3 = 2,16 \cdot 10^6 \quad (5.28)$$

Wird die Optimierungsfunktion nun mithilfe der Key-Links u und w (entsprechend der effektiven Achscharakteristika innerhalb der entwickelten Auslegungsmethode) in zwei weitere Teiloptimierungsfunktionen zerlegt, ergibt sich Formel 5.29.

$$r(u, w) = u(x_1, x_2, x_3) + w(x_4, x_5, x_6) \quad \text{mit} \quad (5.29)$$

$$u(x_1, x_2, x_3) = ax_1 + bx_2 + cx_3 \quad \text{und} \quad w(x_4, x_5, x_6) = dx_4 + ex_5 + fx_6$$

Das Optimierungsproblem wurde nun in drei Teiloptimierungsprobleme mit den Dimensionen in Schritt 1 von $p_{D1,1} = 2$ und in Schritt 2 von $p_{D2,1} = 3$ und $p_{D2,2} = 3$ zerteilt. Die Gesamtiterationsanzahl ergibt sich nun bei gleicher Iterationszahl $v = 100$ pro Hyperwürfel als Summe der Iterationen der Teiloptimierungsprobleme zu Formel 5.30.

$$i_{\text{Opt}} = 100vp_{D1,1}^3 + 100vp_{D2,1}^3 + 100vp_{D2,2}^3 = 0,62 \cdot 10^6 \quad (5.30)$$

Das so unterteilte Optimierungsproblem benötigt 71 % weniger Gesamtiterationsschritte zur Optimierung des vollständigen Optimierungsproblems. Demnach ist es möglich, die Optimierungszeit des Solution-Space-Algorithmus durch dessen Integration in die nach Kapitel 5.1 definierte Auslegungsmethode stark zu reduzieren.

Ein weiterer Vorteil dieser Unterteilung ist die verbesserte Interpretationsfähigkeit des Optimierungsergebnisses. So kann auf Basis des Lösungsbands in Schritt 1 mithilfe der effektiven Achscharakteristika besser nachvollzogen werden, wie die Seitenkräfte der Achsen eingestellt werden müssen, um das Zielband auf Gesamtfahrzeugebene zu erreichen. Anhand Schritt 2 kann dann nachvollzogen werden, wie die Subsystemeigenschaften verstellt werden müssen, um die effektiven Achscharakteristika zu bilden. Dadurch wird die Vorgehensweise der automatisierten Auslegungsmethode für den Anwender nachvollziehbarer.

IDENTIFIKATION MEHRERER LÖSUNGSBEREICHE

Zur Identifikation mehrerer Lösungsbereiche bzw. globaler Optima wurde der Firefly-Algorithmus durch YANG entwickelt [Yan14]. Der Firefly-Algorithmus erweitert das Mehragenten-Suchverfahren um die Kommunikation der Suchagenten⁴¹ untereinander. Vorbild für den Algorithmus ist das Verhalten von über Lichtmuster kommunizierenden Glühwürmchen. Die Adaption dieses Verhaltens ergibt nach YANG folgende Regeln des Firefly-Algorithmus [Yan14]:

- Suchagenten besitzen eine relative Helligkeit⁴² und werden von anderen Suchagenten angezogen. Die Attraktivität der Suchagenten ist proportional zu deren relativer Helligkeit. Für zwei Suchagenten bewegt sich der Agent mit der geringen relativen Helligkeit zu dem Agenten mit der höheren relativen Helligkeit. Ist kein hellerer Suchagent vorhanden, bewegen sich die Suchagenten zufällig.
- Die relative Helligkeit und somit die Attraktivität eines Agenten verringert sich mit zunehmendem Abstand eines betrachteten Agenten zu ihm. Folglich verringert sich die relative Helligkeit des Suchagenten 1 aus Sicht des Suchagenten 2 mit zunehmendem Abstand des Suchagenten 2 von Suchagent 1.
- Die absolute Helligkeit der Suchagenten hängt von der Beschaffenheit der Optimierungsfunktion ab und entspricht dem aktuellen Simulationsergebnis des Simulationsmodells. Verringert sich mathematisch gesehen das Ergebnis der Optimierungsfunktion, so erhöht sich die absolute Helligkeit des Suchagenten.

Der vollständige Firefly-Algorithmus kann in [Yan14] nachvollzogen werden. Mithilfe des Firefly-Algorithmus ist somit die Identifikation mehrerer globaler Optima möglich. Anhand Abbildung 5.31 wird die Wirkungsweise des Algorithmus in Verbindung mit dem Solution-Space-Algorithmus vorgestellt.

Dazu wird der bisher innerhalb des Solution-Space-Algorithmus verwendete Differential-Evolution-Algorithmus durch den Firefly-Algorithmus ersetzt. Durch den Firefly-Algorithmus gruppieren sich die Suchagenten in den verschiedenen globalen Minima. Durch die Leistungsfähigkeit des Algorithmus benötigt dieser auch bei großen Variationsbereichen der Parameter nur eine geringe Optimierungszeit. Die Auswahl des Variationsbereiches sollte jedoch mit dem Fokus auf spätere Realisierbarkeit erfolgen. Nach der Gruppierung der Suchagenten in den globalen Minima erfolgt die stochastische Auswahl jeweils eines Individuums innerhalb der ausgebildeten Gruppen.

⁴¹Unter Suchagenten werden nachfolgend Computerprogramme verstanden, die zu gewissem eigenständigen und eigendynamischen Verhalten fähig sind.

⁴²Unter dem Begriff relative Helligkeit wird nachfolgend die Wahrnehmung der absoluten Helligkeit des Suchagenten 1 durch Suchagent 2 verstanden.

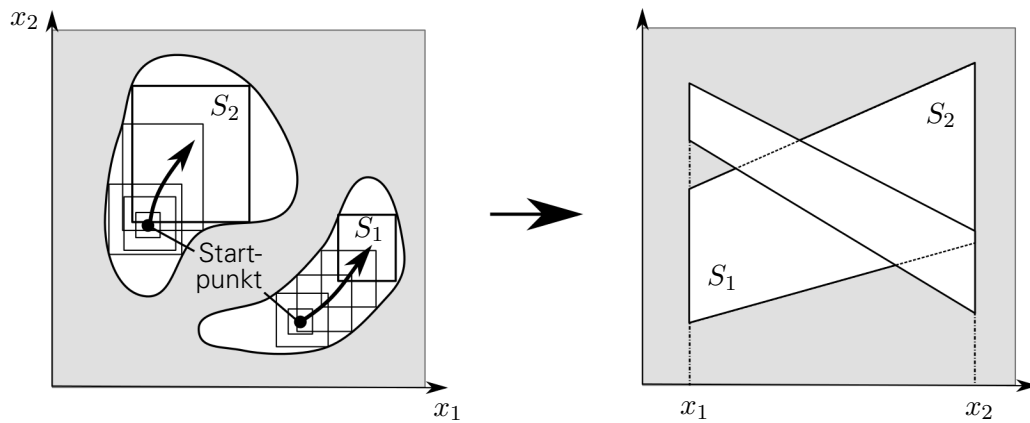


Abbildung 5.31.: Nutzung des Firefly-Algorithmus zur Identifikation mehrerer globaler Optima und Bildung jeweils eines individuellen Lösungsbands, in Anlehnung an [ACW⁺17b].

Nun kann für jedes ausgewählte Individuum ein Initialhyperwürfel gebildet werden, der entsprechend des Solution-Space-Algorithmus in den nächsten Schritten des Ablaufs nach Kapitel 5.3.1 zum größten Volumen wächst. Somit entstehen mehrere Lösungsbänder mit unterschiedlichen Volumina, die mehrere Lösungsbereiche abbilden (siehe Abbildung 5.31). Demnach ist es durch die Erweiterung des Solution-Space-Algorithmus um den Firefly-Algorithmus möglich, mehrere auch weit auseinanderliegende Lösungsbereiche zu identifizieren, um so dem Auslegungsprozess eine Vielzahl von Lösungsbereichen zur Verfügung zu stellen. Nachteilig ist bei dieser Methode jedoch der deutliche Anstieg der Optimierungszeit im Gegensatz zur Verwendung eines Differential-Evolution-Algorithmus. So vervielfältigt sich die Anzahl der Gesamtiterationen für alle Solution-Space-Optimierungen je nach Beschaffenheit der Optimierungsfunktion. Somit ergibt sich ein Zielkonflikt zwischen der Anzahl der identifizierten Lösungsbänder und der benötigten Optimierungszeit.

5.4. ZUSAMMENFASSUNG

Im vorangegangenen Kapitel ist es das Ziel, auf Basis der relevanten Fahrwerkeigenschaften aus Kapitel 3 sowie des in Kapitel 4 dargestellten analytisch-physikalischen Wirkkettenverständnisses eine Fahrwerkeauslegungsmethode für die Konzeptphase zu entwickeln.

Dazu wird zunächst der Auslegungsprozess durch die Integration einer Fahrwerkebene neu strukturiert. Diese Fahrwerkebene umfasst effektive Achscharakteristika wie beispielsweise die Achsschräglaufsteifigkeit und die Achseinlaufänge, die entsprechend des Target-Cascading-Ansatzes die Key-Links zur Gesamtfahrzeugebene und zur Subsystemebene darstellen. Daran angeschlossen erfolgt die Herleitung dieser effektiven Achscharakteristika auf Basis des analytisch-physikalischen Wirkkettenverständnisses in Kapitel 4 sowie die Diskussion der einzelnen Größen am Beispielfahrzeug nach Kapitel 3. Mithilfe der analytischen Formulierung ist es dabei möglich, die physikalische Zusammensetzung dieser effektiven Achscharakteristika zu analysieren.

Nach der Strukturierung des Auslegungsprozesses erfolgt die Detaillierung der Auslegungsmethode. Dazu werden zunächst objektive Gesamtfahrzeugeigenschaften für Längs-, Quer- und Vertikaldynamik auf Basis der Literaturrecherche nach Kapitel 2 ausgewählt, die den Ausgangspunkt für die entwickelte Auslegungsmethode darstellen. Darauf folgt eine detaillierte Beschreibung der Auslegung in Schritt 1 von der Gesamtfahrzeugebene zur Fahrwerkebene. Dazu werden zunächst die gekoppelten Einfachmodelle zur Beschreibung der Längs- bzw. Vertikaldynamik und der Querdynamik entsprechend ihrer physikalischen Abhängigkeiten ent-

koppelt. Es entsteht eine Zuordnung der Auslegung der effektiven Achscharakteristika innerhalb der zwei Modellwelten. Daran angeschlossen erfolgt die detaillierte Beschreibung der Auslegung des Fahrkomforts, des Anfahr- und Bremsstützverhaltens sowie der Querdynamik und des Wankverhaltens. Zudem wird für beide Modellwelten eine Auslegungsreihenfolge vorgeschlagen, mit der die zielgerichtete Ableitung der effektiven Achscharakteristika möglich ist. Nach Definition der effektiven Achscharakteristika erfolgt die Detaillierung der Auslegung in Schritt 2 mit der Ableitung einer Auslegungsreihenfolge auf Basis der analytischen Struktur der effektiven Achscharakteristika. Zuletzt werden zwei verschiedene Auslegungsstrategien zum Umgang mit der Umsetzbarkeit der abgeleiteten Subsystemeigenschaften dargestellt. Auf Basis dieses Abschnitts ist es dem Anwender der Auslegungsmethode möglich, Subsystemzielwerte anhand von Gesamtfahrzeugzielwerten manuell abzuleiten. Abschließend erfolgt eine Erweiterung und Automatisierung der manuellen Auslegungsmethode mithilfe der Integration des Solution-Space-Algorithmus. Dazu wird zunächst der Solution-Space-Algorithmus vorgestellt und anschließend zur Anwendung in der Auslegungsmethode erweitert. Es ergibt sich eine automatisierte Auslegungsmethode, die in der Lage ist, aus einem Zielband für die Gesamtfahrzeugeigenschaften ein Zielband für die effektiven Achscharakteristika in Schritt 1 und ein Zielband für die Subsystemeigenschaften in Schritt 2 abzuleiten.

6. UNTERSUCHUNG UND EVALUATION DER ACHSAUSLEGUNGSMETHODE ANHAND EINER BEISPIELAUSLEGUNG

Ziel dieses Kapitels ist es, die in Kapitel 5 abgeleitete Auslegungsmethode hinsichtlich ihrer Anwendbarkeit in der Konzeptphase anhand einer Beispielauslegung zu untersuchen und sie gegenüber bisher angewandter Methoden zu evaluieren. Innerhalb der Beispielauslegung ist es dabei die Aufgabe, aus dem in Kapitel 3 vorgestellten Beispielfahrzeug eine hinsichtlich Fahrkomfort und querdynamischer Eigenschaften verbesserte Nachfolgevariante abzuleiten. Dazu werden zu Beginn des Kapitels Zielwerte auf Gesamtfahrzeugebene anhand einer Wettbewerbsanalyse erarbeitet. Daran angeschlossen erfolgt die vollständige manuelle Auslegung des Fahrzeugs mit der Ableitung der Gesamtfahrzeugziele hin zu effektiven Achscharakteristika sowie zuletzt hin zu Subsystemzielen. Am Ende der manuellen Auslegung wird das Auslegungsergebnis hinsichtlich Umsetzbarkeit und Zielerreichung bewertet. Auf die manuelle Auslegung folgt die Anwendung der erweiterten automatisierten Auslegungsmethode nach Kapitel 5.3 für das gleiche Auslegungsbeispiel. Die daraus resultierenden Ergebnisse werden dabei mit dem manuellen Auslegungsergebnis verglichen. Abgeschlossen wird das Kapitel durch den Vergleich und die Evaluation der erarbeiteten Auslegungsmethode mit den bisher angewandten Methoden, die im Literaturteil dieser Arbeit vorgestellt wurden.

6.1. ZIELWERTDEFINITION AUF BASIS EINER WETTBEWERBSANALYSE

Zur Definition von Gesamtfahrzeugzielen hat sich die Wettbewerbsanalyse durchgesetzt. Dabei ist es das Ziel, durch die Vermessung einer großen Stichprobe aktueller Konkurrenzfahrzeuge objektive Kennzahlen zu ermitteln. Diese Kennzahlen können genutzt werden, um objektive Ziele für das zu entwickelnde Fahrzeug abzuleiten. Dabei ist es jedoch notwendig, Erfahrungen über den Zusammenhang zwischen objektiven Kennzahlen und subjektiven Bewertungen zu entwickeln [BH04]. Dazu müssen die Objektivierung, die Wettbewerbsanalyse und die Ingenieur Erfahrung in der Regel gemeinsam Anwendung bei der Definition von Gesamtfahrzeugzielen finden [FSR97, RFS97].

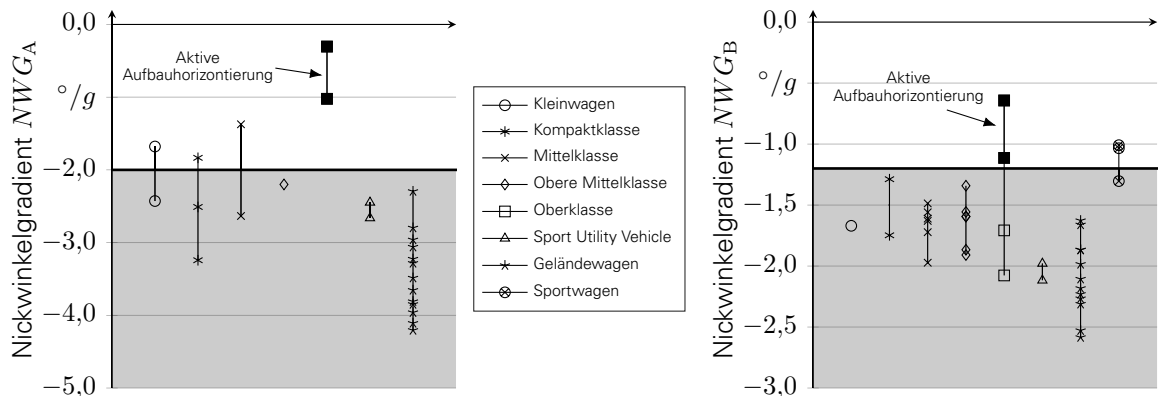
Nachfolgend werden die Ziele für Längs-, Quer- und Vertikaldynamik für das zu entwickelnde Fahrzeug definiert. Die Erarbeitung der Ziele erfolgt anhand von Daten aus einer Wettbewerbsanalyse. Diese Wettbewerbsanalyse umfasst dabei Fahrzeuge unterschiedlicher Hersteller aus acht verschiedenen Segmenten und betrachtet längs-, vertikal- und querdynamische Eigenschaften. Für den Benchmark der längsdynamischen Eigenschaften wurden 25 Fahrzeuge für das Antreiben und 36 Fahrzeuge für das Bremsen untersucht. Die querdynamischen Eigenschaften wurden für 83 Fahrzeuge, die vertikaldynamischen Eigenschaften für 54 Fahrzeuge verglichen. Diese Fahrzeuge werden nach der Einteilung des Kraftfahrtbundesamts in Kleinwagen, Kompaktklasse, Mittelklasse, Obere Mittelklasse, Oberklasse, Sport Utility Vehicle, Geländewagen und Sportwagen klassifiziert. Das betrachtete Beispielfahrzeug nach Kapitel 3 ist dabei in das Segment der Oberen Mittelklasse einzuordnen. Um auch den Vergleich der Eigenschaften segmentübergreifend aufzeigen zu können, werden die Daten der Wettbewerbsanalyse über alle Segmente analysiert.

6.1.1. LÄNGSDYNAMIK

Zur Beurteilung der Längsdynamik hinsichtlich des Anfahr- und Bremsnickverhaltens wird nach Kapitel 5.2.1 der Nickwinkelgradient im Rahmen der Auslegungsmethode verwendet. Dieser beschreibt den Nickwinkel, der bei einer definierten Längsbeschleunigung von 4 m/s^2 im angetriebenen Fall bzw. bei einer Verzögerung von 6 m/s^2 im gebremsten Fall auftritt. Ziel der Auslegung soll es dabei nach Kapitel 5.2.1 sein, die Nickwinkelgradienten für ein verbessertes längsdynamisches Fahrverhalten zu reduzieren.

Abbildung 6.1a zeigt dazu die Nickwinkelgradienten, wie sie im Antriebsfall bei den Fahrzeugen der Wettbewerbsanalyse auftreten. Es wird zunächst ersichtlich, dass sich der Anfahr-

nickwinkelgradient über alle Segmente in einem Bereich zwischen $-0,3\text{ }^\circ/\text{g}$ und $-4,2\text{ }^\circ/\text{g}$ ergibt. Erwartungsgemäß prägt sich ein hoher Nickwinkelgradient $<-3\text{ }^\circ/\text{g}$ bei Fahrzeugen des Segments der Geländewagen aus. Die kleinsten Nickwinkelgradienten sind mit $-0,3\text{ }^\circ/\text{g}$ in der Oberklasse zu beobachten. Dabei sei jedoch darauf hingewiesen, dass diese sehr kleinen Nickwinkelgradienten durch aktive Systeme realisiert werden. Diese Fahrzeuge besitzen Systeme zur geregelten Aufbaukontrolle und minimieren den Aufbaunickwinkel beim Beschleunigen und Bremsen. Da es das Ziel ist, ein längsdynamisch verbessertes Fahrzeug ohne die Nutzung aktiver Systeme zu realisieren, wird nachfolgend ein Zielnickwinkelgradient beim Beschleunigen von $>-2\text{ }^\circ/\text{g}$ für die Beispielauslegung vereinbart.



(a) Wettbewerbsanalyse des Nickwinkelgradienten beim Beschleunigen. (b) Wettbewerbsanalyse des Nickwinkelgradienten beim Bremsen.

Abbildung 6.1.: Wettbewerbsanalyse des Nickwinkelgradienten beim Beschleunigen und Bremsen für unterschiedliche Fahrzeugsegmente (weiß: Zielbereich).

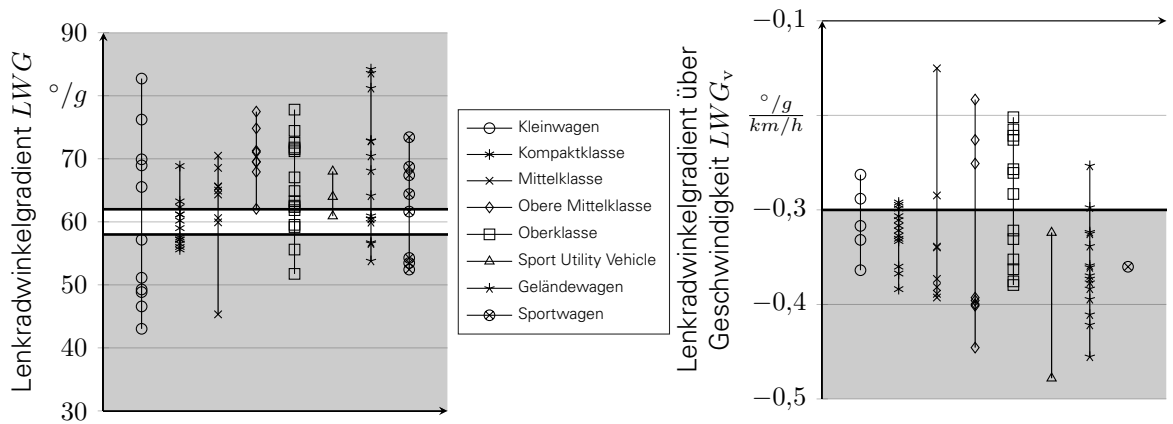
Zusätzlich zur Definition des Anfahrnickwinkelgradienten ist ebenfalls die Festlegung des Bremsnickwinkelgradienten notwendig. Dazu zeigt Abbildung 6.1b die Nickwinkelgradienten im Bremsfall für die verschiedenen Fahrzeuge der Wettbewerbsanalyse. Es wird ersichtlich, dass der Bremsnickwinkelgradient einen Wertebereich zwischen $-0,6\text{ }^\circ/\text{g}$ und $-2,5\text{ }^\circ/\text{g}$ aufweist. Erwartungsgemäß besitzen auch an dieser Stelle die Fahrzeuge des Segments der Geländewagen die höchsten Bremsnickwinkelgradienten. Wie auch beim bereits vorgestellten Nickwinkelgradienten im Antriebsfall weisen Fahrzeuge der Oberklasse die geringsten Bremsnickwinkelgradienten auf, die auf deren aktive Systeme zur Aufbauhorizontierung zurückzuführen sind. Als Auslegungsziel wird nachfolgend ein Bremsnickwinkelgradient $>1,2\text{ }^\circ/\text{g}$ definiert. Damit besitzt das zu entwickelnde Fahrzeug ein längsdynamisches Verhalten, das deutlich besser als eine Vielzahl der betrachteten Fahrzeuge der Wettbewerbsanalyse ist.

6.1.2. QUERDYNAMIK

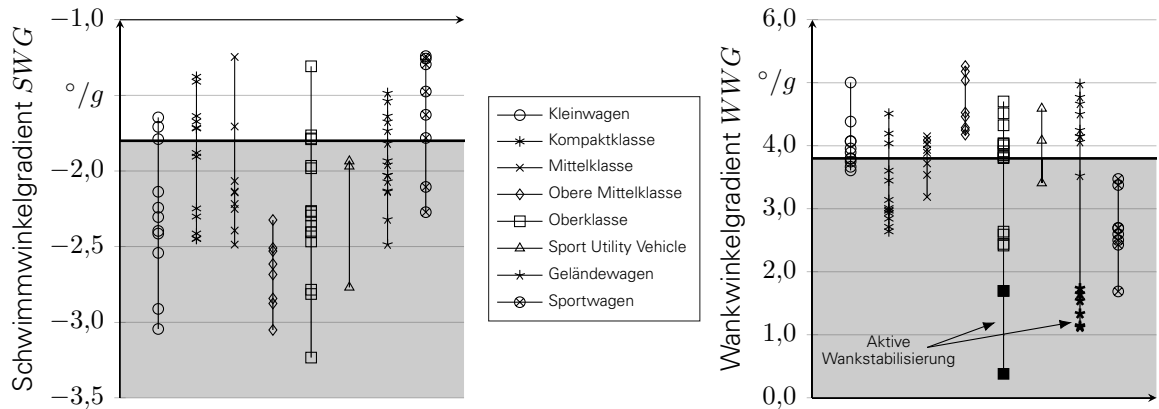
Die Beurteilung der Querdynamik erfolgt entsprechend Kapitel 5.2.1 anhand des stationären Verhaltens und des Übergangsverhaltens. Das stationäre Verhalten wird dabei durch den Lenkradwinkelgradienten, den Schwimmwinkelgradienten und den Wankwinkelgradienten beschrieben.

Der Lenkradwinkelgradient definiert den Lenkradwinkelbedarf eines Fahrzeugs bei einer Querbeschleunigung von 4 m/s^2 . Nach Kapitel 2.3.1 wird dabei angestrebt, den Lenkradwinkelgradient entsprechend des betrachteten Segments gering zu wählen. Zur Zielwertableitung zeigt Abbildung 6.2a die Daten der Wettbewerbsanalyse für den Lenkradwinkelgradienten der verschiedenen untersuchten Fahrzeuge bei einer Fahrgeschwindigkeit von 100 km/h . Es

wird ersichtlich, dass der Lenkradwinkelgradient für alle betrachteten Fahrzeuge zwischen 43 °/g und 84 °/g liegt. Für das Segment der Oberen Mittelklasse zeigt die Wettbewerbsanalyse Lenkradwinkelgradienten zwischen 62 °/g und 78 °/g. Eine eindeutige Tendenz des Lenkradwinkelbedarfs zwischen den entsprechenden Segmenten ist nicht feststellbar.



(a) Wettbewerbsanalyse des Lenkradwinkelgradienten. (b) Wettbewerbsanalyse des Lenkradwinkelgradienten über der Fahrgeschwindigkeit.



(c) Wettbewerbsanalyse des Schwimmwinkelgradienten. (d) Wettbewerbsanalyse des Wankwinkelgradienten.

Abbildung 6.2.: Wettbewerbsanalyse des Lenkradwinkel-, Schwimmwinkel- und Wankwinkelgradienten sowie des Lenkradwinkelgradienten über der Fahrgeschwindigkeit für unterschiedliche Fahrzeugsegmente (weiß: Zielbereich).

Für das auszulegende Fahrzeug wird nachfolgend ein Lenkradwinkelgradientzielbereich von 58 °/g bis 62 °/g definiert. Bei Zielerreichung weist das Fahrzeug somit den niedrigsten Lenkradwinkelbedarf seiner Klasse auf und besitzt dadurch ein sportlicheres Fahrverhalten. Im Vergleich zu den weiteren Segmenten fällt dabei auf, dass der gewählte Lenkradwinkelgradientzielbereich im Mittelfeld aller untersuchten Fahrzeuge liegt. Da demnach eine Vielzahl weiterer Fahrzeuge existiert, die einen geringeren Lenkradwinkelgradienten aufweisen, ist nicht von einem zu nervösen bzw. hektischen Fahrverhalten auszugehen.

Neben der Definition des Lenkradwinkelgradienten ist nach Kapitel 5.2.1 auch dessen Veränderung über der Fahrgeschwindigkeit von Interesse. Anhand Abbildung 6.2b ist die Veränderung des Lenkradwinkelgradienten über der Geschwindigkeit dargestellt. Dabei wird ersichtlich, dass bei allen betrachteten Fahrzeugen der Lenkradwinkelgradient erwartungsgemäß mit der Geschwindigkeit abnimmt. Dieses Verhalten lässt sich wie bereits vorgestellt anhand

der analytischen Zusammensetzung des Lenkradwinkelgradienten begründen. Demnach verändert sich unter Annahme vernachlässigbarer aerodynamischer Effekte ausschließlich der Ackermannanteil über der Geschwindigkeit. Da sowohl die Lenkübersetzung als auch der Radstand positiv sind, muss für eine positive Längsgeschwindigkeit der Lenkradwinkelverlauf über der Geschwindigkeit abnehmen. Je stärker der Lenkradwinkelverlauf über der Fahrgeschwindigkeit abnimmt, desto geringer wird der Lenkradwinkelbedarf bei hohen Geschwindigkeiten. Das Fahrzeug wird somit bei hohen Geschwindigkeiten subjektiv agiler, was sich nach Kapitel 5.2.1 negativ auf die Fahrdynamikbewertung auswirkt. Anhand Abbildung 6.2b wird ersichtlich, dass der Lenkradwinkelgradientenabfall über der Fahrgeschwindigkeit für alle betrachteten Fahrzeuge zwischen $-0,48$ und $-0,15$ ($^{\circ}/g$)/(km/h) liegt. Dabei ist zu beachten, dass viele der Fahrzeuge in der Wettbewerbsanalyse eine veränderliche Lenkübersetzung über dem Lenkradwinkel oder der Fahrgeschwindigkeit aufweisen. Ziel der Auslegung des Beispielfahrzeugs ist es, einen geringen Lenkradwinkelgradientenabfall über der Geschwindigkeit ohne den Einsatz einer veränderlichen Lenkübersetzung zu erreichen. Demnach wird als Ziel ein Abfall des Lenkradwinkelgradienten über der Geschwindigkeit von $> -0,3$ ($^{\circ}/g$)/(km/h) definiert. Damit liegt der Lenkradwinkelgradientenabfall betragsmäßig unterhalb der passiven Fahrzeuge des entsprechenden Fahrzeugsegments der Oberen Mittelklasse und das Fahrzeug besitzt keinen zu kleinen Lenkradwinkelgradienten bei hohen Fahrgeschwindigkeiten.

Die Beurteilung der Stabilität eines Fahrzeugs erfolgt nach Kapitel 5.2.1 im Rahmen der Auslegungsmethode anhand des Schwimmwinkelgradienten der Hinterachse. Der Schwimmwinkelgradient beschreibt dabei den auftretenden Schwimmwinkel bei einer Querbeschleunigung von 4 m/s^2 und einer Fahrgeschwindigkeit von 100 km/h . Nach Kapitel 2.3.1 sollte der Schwimmwinkelgradient dabei gegen Null tendieren, da hohe Schwimmwinkelgradienten als instabil bewertet werden. Abbildung 6.2c zeigt dazu den Schwimmwinkelgradienten verschiedener Fahrzeuge unterschiedlicher Segmente. Dabei wird ersichtlich, dass Schwimmwinkelgradienten über alle Fahrzeugsegmente hinweg zwischen $-3,2$ und $-1,24$ $^{\circ}/g$ auftreten. Für das betrachtete Segment der Oberen Mittelklasse kann ein Schwimmwinkelgradientenbereich von $-3,1$ bis $-2,32$ $^{\circ}/g$ festgestellt werden. Für die Auslegung ist es das Ziel, einen deutlich geringeren Schwimmwinkelgradienten von $> -1,8$ $^{\circ}/g$ zu definieren. Das Fahrzeug besitzt dadurch eine deutlich höhere Hinterachsstabilität innerhalb seines Segments und somit ein fahrdynamisch besseres Verhalten.

Der Wankwinkelgradient beschreibt den Wankwinkel, der bei einer Querbeschleunigung von 4 m/s^2 und einer Fahrgeschwindigkeit von 100 km/h auftritt. Nach Kapitel 2.3.1 werden dabei hohe Wankwinkel als träge und unsportlich bewertet. Abbildung 6.2d zeigt den Wankwinkelgradienten für die Fahrzeuge, die im Rahmen der Wettbewerbsanalyse vermessen wurden. Dabei wird zunächst ersichtlich, dass der Wankwinkelgradient in einem Bereich zwischen $0,4$ und $5,3$ $^{\circ}/g$ über alle Segmente hinweg auftritt. Hervorzuheben sind hierbei Fahrzeuge mit aktiver Wankstabilisierung im Segment der Oberklasse und der Geländewagen. Diese Fahrzeuge besitzen die Möglichkeit, mithilfe aktiver Systeme den Fahrzeugaufbau zu horizontieren. Für das betrachtete Segment des Beispielfahrzeugs befindet sich der Wankwinkelgradient zwischen $4,2$ und $5,3$ $^{\circ}/g$. Da es das Ziel der Auslegung ist, geringe Wankwinkelgradienten ohne die Nutzung aktiver Wankstabilisierungssysteme zu realisieren, wird nachfolgend ein Wankwinkelgradientenziel von $< 3,8$ $^{\circ}/g$ definiert. Damit besitzt das Fahrzeug einen deutlich geringeren Wankwinkelgradienten als passive Vergleichsmodelle und weist somit ein sportlicheres Fahrverhalten auf.

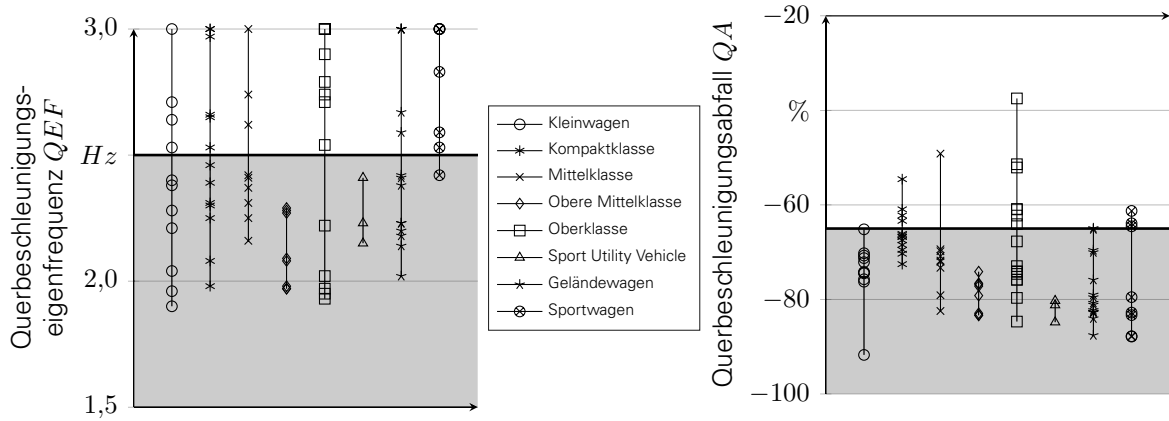
Nach der Definition des stationären Zielverhaltens ist es notwendig, das dynamische Zielverhalten des zu entwickelnden Fahrzeugs zu beschreiben. Zur Beurteilung des dynamischen Hinterachsverhaltens kann die Übertragungsfunktion von Gierrate zu Querbeschleunigung verwendet werden. Diese wird entsprechend Kapitel 5.2.1 anhand der Querbeschleunigungseigenfrequenz und des maximalen Verstärkungsabfalls beschrieben. Für ein verbessertes

fahrdynamisches Verhalten sollte nach Kapitel 2.3.1 der Querschleunigungseinbruch möglichst bei hohen Frequenzen auftreten und gering sein. Zur Ableitung der Gesamtfahrzeugziele zeigt Abbildung 6.3a die Querschleunigungseigenfrequenz für die untersuchten Fahrzeuge der Wettbewerbsanalyse. Es wird ersichtlich, dass sich die Eigenfrequenz der Querschleunigung für alle betrachteten Fahrzeuge in einem Bereich von 1,8 bis über 3 Hz ergibt. Für das betrachtete Segment der Oberen Mittelklasse liegt diese Frequenz im Bereich von 2 bis 2,3 Hz. Nachfolgend ist es das Ziel, eine Querschleunigungseigenfrequenz oberhalb von 2,5 Hz zu erreichen. Dadurch tritt ein Querschleunigungsabfall erst bei hohen Frequenzen ein und es wird ein verbessertes dynamisches Hinterachsverhalten erzielt. In Abbildung 6.3b ist zudem der Abfall der Querschleunigung für die betrachteten Segmente dargestellt. Diese ergibt sich in einem Bereich von -92 bis -38 %. Für das betrachtete Segment der Oberen Mittelklasse werden -84 bis -74 % erzielt. Da es zur Verbesserung des dynamischen Hinterachsverhaltens das Ziel ist, den Querschleunigungsabfall zu verringern, wird nachfolgend als Ziel ein Abfall von $> -65\%$ angestrebt. Damit besitzt das Fahrzeug einen geringen Querschleunigungsabfall der zudem erst bei hohen Anregungsfrequenzen auftritt und somit ein deutlich verbessertes Fahrverhalten gegenüber vergleichbaren Fahrzeugen.

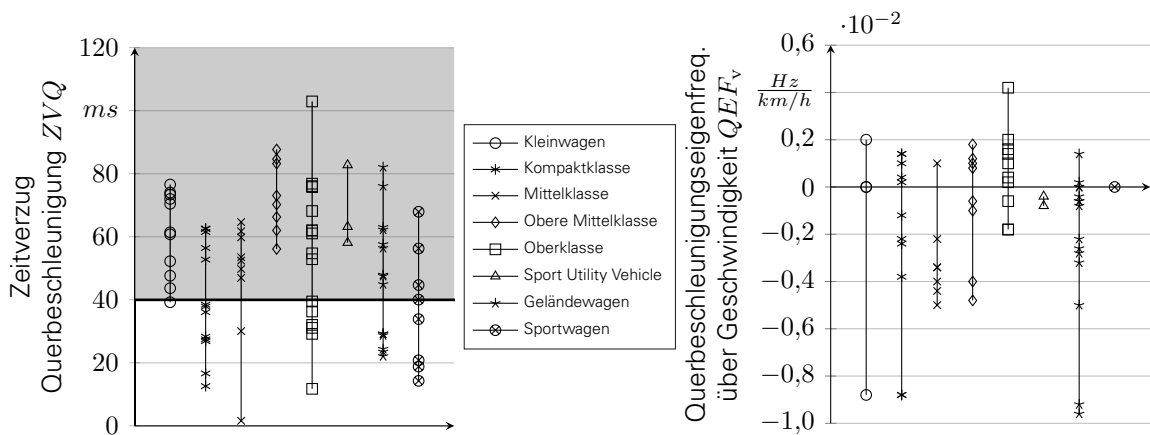
Zur Beurteilung des dynamischen Hinterachsverhaltens kann nach Kapitel 5.2.1 ebenfalls der Zeitverzug zwischen Gierrate und Querschleunigung betrachtet werden. Dieser ergibt sich dabei direkt aus dem Phasenverlauf der Übertragungsfunktion von Gierrate zu Querschleunigung, besteht nach Kapitel 4.2.1 ausschließlich aus Hinterachseigenschaften und beschreibt die Geschwindigkeit des Seitenkraftaufbaus. Der Zeitverzug der Hinterachse sollte dabei nach Kapitel 2.3.1 gering sein, um eine schnelle Fahrzeugreaktion zu ermöglichen. Anhand Abbildung 6.3c wird ersichtlich, dass sich der Zeitverzug der Hinterachse in einem Bereich zwischen 1,6 und 103 ms befindet. Für das betrachtete Segment der Oberen Mittelklasse ergibt sich ein Zeitverzugsbereich von 56 bis 88 ms. Nachfolgend ist es das Ziel, für das Beispielfahrzeug einen Zeitverzug von < 40 ms zu realisieren. Dadurch ergibt sich eine geringe Ansprechzeit der Hinterachse und somit ein fahrdynamisch verbessertes Fahrverhalten.

Neben dem dynamischen Hinterachsverhalten bei einer Fahrgeschwindigkeit von 100 km/h ist es nach Kapitel 5.2.1 ebenfalls notwendig, die Veränderung des dynamischen Hinterachsverhaltens über der Geschwindigkeit zu analysieren. Dazu werden innerhalb der Auslegungsmethode die Querschleunigungseigenfrequenz sowie der Querschleunigungsabfall über der Geschwindigkeit betrachtet. Abbildung 6.3d zeigt die Verschiebung der Querschleunigungseigenfrequenz über der Fahrgeschwindigkeit. Es wird ersichtlich, dass sich die Eigenfrequenzverschiebung für die betrachteten Fahrzeuge innerhalb eines Bereichs von -0,01 bis 0,005 Hz/(km/h) ergibt. Demnach kann sich die Querschleunigungseigenfrequenz hin zu hohen Fahrgeschwindigkeiten sowohl vergrößern als auch verkleinern. Bei Betrachtung des Segments der Oberen Mittelklasse ergibt sich ein Bereich von -0,005 bis 0,002 Hz/(km/h) für die Querschleunigungseigenfrequenz. Da es das Ziel ist, eine Verringerung der Querschleunigungseigenfrequenz über der Geschwindigkeit zu vermeiden, wird eine Eigenfrequenzverschiebung in Richtung 0 Hz/(km/h) angestrebt. Demnach besitzt das Fahrzeug mit zunehmender Fahrgeschwindigkeit ein gleichbleibendes oder sogar sich verbesserndes dynamisches Hinterachsverhalten. Die Veränderung des Querschleunigungsabfalls über der Fahrgeschwindigkeit ist in Abbildung 6.3e dargestellt. Dabei ergibt sich ein Bereich von -0,45 bis -0,04 %/(km/h). Es wird ersichtlich, dass der Querschleunigungsabfall mit zunehmender Geschwindigkeit bei allen betrachteten Fahrzeugen betragsmäßig zunimmt. Für das betrachtete Segment der Oberen Mittelklasse ergibt sich ein Bereich von -0,24 bis -0,17 %/(km/h). Da das Ziel der Auslegung ein sich über der Fahrgeschwindigkeit nur geringfügig verändernder Querschleunigungsabfall ist, wird nachfolgend eine Veränderung des Querschleunigungsabfalls über der Geschwindigkeit in Richtung 0 %/(km/h) als Ziel angestrebt.

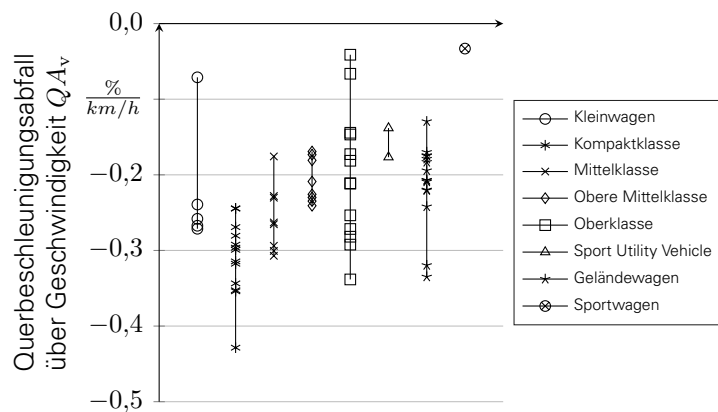
6. Untersuchung und Evaluation der Achsauslegungsmethode anhand einer Beispielauslegung



(a) Wettbewerbsanalyse der Querbeschleunigungseigenfrequenz. (b) Wettbewerbsanalyse des Querbeschleunigungsabfalls.



(c) Wettbewerbsanalyse des Zeitverzugs der Querbeschleunigung. (d) Wettbewerbsanalyse der Querbeschleunigungseigenfrequenz über der Fahrgeschwindigkeit.



(e) Wettbewerbsanalyse des Querbeschleunigungsabfalls über der Fahrgeschwindigkeit.

Abbildung 6.3.: Wettbewerbsanalyse der Querbeschleunigungseigenfrequenz, des Querbeschleunigungsabfalls, des Zeitverzugs der Querbeschleunigung, der Querbeschleunigungseigenfrequenz über der Fahrgeschwindigkeit und des Querbeschleunigungsabfalls über der Fahrgeschwindigkeit für unterschiedliche Fahrzeugsegmente (weiß: Zielbereich).

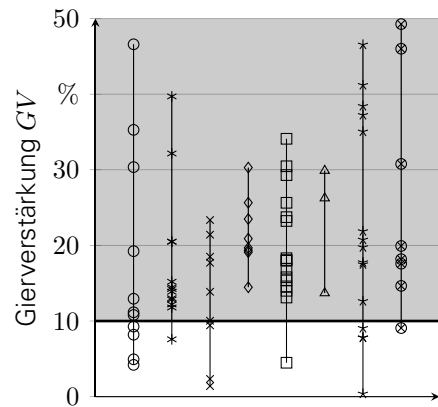
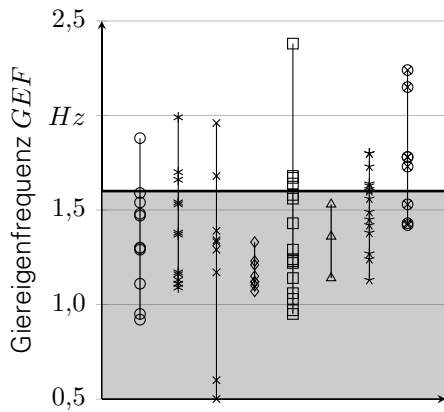
Das dynamische Gesamtfahrzeugverhalten kann nach Kapitel 5.2.1 durch die Übertragungsfunktion von Lenkradwinkel zu Gierrate beschrieben werden. Maßgeblich für diese Bewertung sind dabei die Giereigenfrequenz sowie die Gierüberhöhung. Dabei sollte nach Kapitel 5.2.1 die Gierverstärkung für ein fahrdynamisches Fahrverhalten über der Frequenz gleich bleiben. Daraus folgt, dass im Rahmen einer Auslegung eine hohe Giereigenfrequenz und eine geringe Gierüberhöhung (bzw. hohe Gierdämpfung) anzustreben sind. Abbildung 6.4a zeigt dazu zunächst die Giereigenfrequenz für die verschiedenen Fahrzeuge der Wettbewerbsanalyse. Dabei wird ersichtlich, dass sich die Giereigenfrequenz für alle betrachteten Fahrzeuge in einem Bereich von 0,5 bis 2,4 Hz befindet. Dabei sei darauf hingewiesen, dass mit zunehmender Gierüberhöhung die gedämpfte Giereigenfrequenz stark abnimmt. Dementsprechend existieren Fahrzeuge, die eine hohe Gierdämpfung aufweisen und dadurch sehr geringe Giereigenfrequenzen besitzen. Für das betrachtete Segment der Oberen Mittelklasse können Giereigenfrequenzen von 1,1 bis 1,3 Hz beobachtet werden. Demnach ist es das Ziel der Auslegung, eine Giereigenfrequenz von $>1,6$ Hz zu realisieren. Damit liegt die Giereigenfrequenz des Fahrzeugs über dem Niveau des Segments und führt somit zu einem fahrdynamisch besseren Verhalten.

Zusätzlich zur Giereigenfrequenz muss ebenfalls die Gierüberhöhung zur Beurteilung des dynamischen Gesamtfahrzeugverhaltens betrachtet werden. Abbildung 6.4b zeigt dazu die Gierüberhöhung für die untersuchten Fahrzeuge aus der Wettbewerbsanalyse. Dabei wird ersichtlich, dass die Fahrzeuge eine Gierüberhöhung im Bereich zwischen 0,4 und 49 % aufweisen. Bezogen auf das untersuchte Fahrzeugsegment der Oberen Mittelklasse kann ein Gierüberhöhungsbereich von 14,5 bis 30 % beobachtet werden. Entsprechend der sportlichen Fahrzeugausrichtung wird eine Gierüberhöhung von 10 % angestrebt. Damit liegt die Gierüberhöhung des Fahrzeugs deutlich unter den ermittelten Gierüberhöhungen anderer Fahrzeuge des Segments. Das Fahrzeug besitzt somit eine stabilere sowie homogenere Gierreaktion über der Frequenz und damit ein fahrdynamisch verbessertes Fahrverhalten.

Neben der Definition des Gierverhaltens bei einer Fahrgeschwindigkeit von 100 km/h ist in Analogie zur Querbeschleunigungsverstärkung ebenfalls die Betrachtung der Veränderung des dynamischen Gierverhaltens über der Geschwindigkeit notwendig. Dazu zeigt Abbildung 6.4c die Verschiebung der Giereigenfrequenz für die untersuchten Fahrzeuge der Wettbewerbsanalyse. Es wird ersichtlich, dass sich die Giereigenfrequenzverschiebung in einem Bereich von $\pm 0,006$ Hz/(km/h) ergibt. Demnach können Fahrzeuge beobachtet werden, bei denen die Giereigenfrequenz sowohl über der Fahrgeschwindigkeit ansteigt als auch abfällt. Für das betrachtete Segment der Oberen Mittelklasse ergibt sich ein Bereich von $-0,002$ bis $0,001$ Hz/(km/h). Da es in Analogie zur Querbeschleunigungseigenfrequenz das Ziel ist, dass die Giereigenfrequenz über der Geschwindigkeit nicht abnehmen soll, wird nachfolgend eine Giereigenfrequenzveränderung in Richtung 0 Hz/(km/h) angestrebt. Neben der Giereigenfrequenzveränderung ist ebenfalls die Betrachtung der Gierüberhöhungsveränderung über der Fahrgeschwindigkeit notwendig. Dazu zeigt Abbildung 6.4d die Gierüberhöhungszunahme für die betrachteten Fahrzeuge der Wettbewerbsanalyse. Es wird ersichtlich, dass sich die Gierüberhöhungszunahme in einem Bereich von 0,06 bis 1,3 %/(km/h) befindet und in Analogie zum Querbeschleunigungsabfall stetig zunimmt. Für das betrachtete Segment der Oberen Mittelklasse ergibt sich ein Betrachtungsbereich von 0,5 bis 1,3 %/(km/h). Da die Zunahme der Gierüberhöhung über der Geschwindigkeit nach Kapitel 5.2.1 gering sein sollte, um eine zunehmende Agilisierung bei hohen Fahrgeschwindigkeiten zu vermeiden, wird nachfolgend eine Gierüberhöhungszunahme in Richtung 0 %/(km/h) angestrebt.

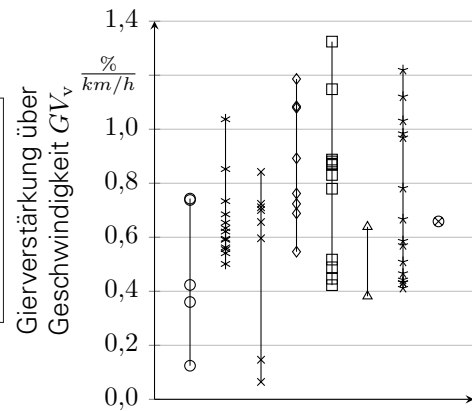
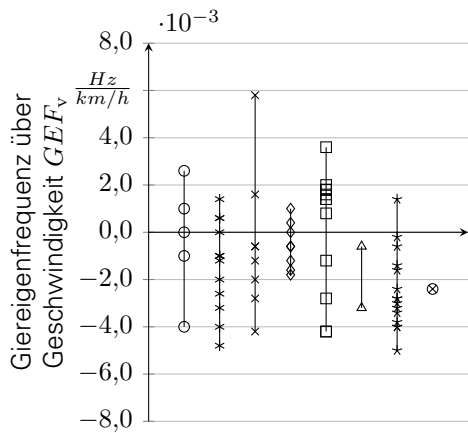
Neben dem dynamischen Gesamtfahrzeugverhalten ist es nach Kapitel 5.2.1 ebenfalls notwendig, das dynamische Lenkverhalten zu definieren. Das dynamische Lenkverhalten wird anhand der Übertragungsfunktion von Querbeschleunigung zu Handmoment beschrieben und mithilfe der Lenkeigenfrequenz und der Lenküberhöhung charakterisiert. Nach Kapitel 5.2.1 sind dabei eine hohe Lenkeigenfrequenz und eine geringe Lenküberhöhung anzustreben.

6. Untersuchung und Evaluation der Achsauslegungsmethode anhand einer Beispielauslegung



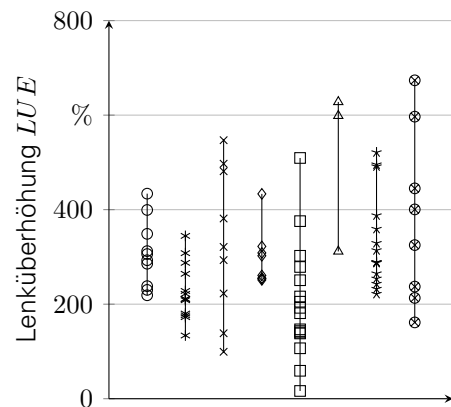
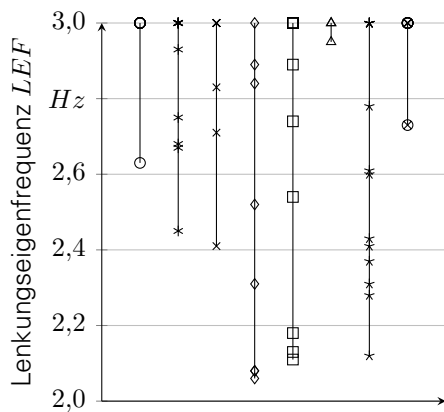
(a) Wettbewerbsanalyse der Giereigenfrequenz.

(b) Wettbewerbsanalyse der Gierüberhöhung.



(c) Wettbewerbsanalyse der Giereigenfrequenz über der Fahrgeschwindigkeit.

(d) Wettbewerbsanalyse der Gierüberhöhung über der Fahrgeschwindigkeit.



(e) Wettbewerbsanalyse der Lenkeigenfrequenz.

(f) Wettbewerbsanalyse der Lenküberhöhung.

Abbildung 6.4.: Wettbewerbsanalyse der Giereigenfrequenz, der Gierüberhöhung, der Giereigenfrequenz über der Fahrgeschwindigkeit, der Gierüberhöhung über der Fahrgeschwindigkeit, der Lenkeigenfrequenz und der Lenküberhöhung für unterschiedliche Fahrzeugsegmente (weiß: Zielbereich).

Abbildung 6.4e zeigt die Lenkeigenfrequenz für die betrachteten Fahrzeuge der Wettbewerbsanalyse. Es wird ersichtlich, dass sich die Lenkeigenfrequenz innerhalb eines Frequenzbands von 2 bis >3 Hz ergibt. Eine Vielzahl der Fahrzeuge weist dabei eine Eigenfrequenz oberhalb von 3 Hz auf, für die der Fahrer kaum noch Anregungen über die Lenkung in das Fahrzeug einbringen kann. Nachfolgend ist es ebenfalls das Ziel, die Lenkeigenfrequenz >3 Hz zu realisieren. Dadurch ist die Eigenfrequenz vom Arbeitsbereich des Fahrers weiter entfernt und es ergibt sich ein verbessertes Lenkverhalten. Neben der Lenkeigenfrequenz muss dabei ebenfalls die Lenküberhöhung betrachtet werden. Anhand Abbildung 6.4f wird ersichtlich, dass sich eine Lenküberhöhung in einem Bereich bis 675 % ergibt. Für das betrachtete Segment der Oberen Mittelklasse kann ein Bereich von 250 % bis 435 % beobachtet werden. Da es das Ziel ist, eine geringe Lenküberhöhung zu realisieren, wird nachfolgend eine Verringerung der Lenküberhöhung angestrebt. Das Fahrzeug besitzt somit eine späte und geringe Lenküberhöhung und somit eine homogene Lenkungscharakteristik.

6.1.3. VERTIKALDYNAMIK

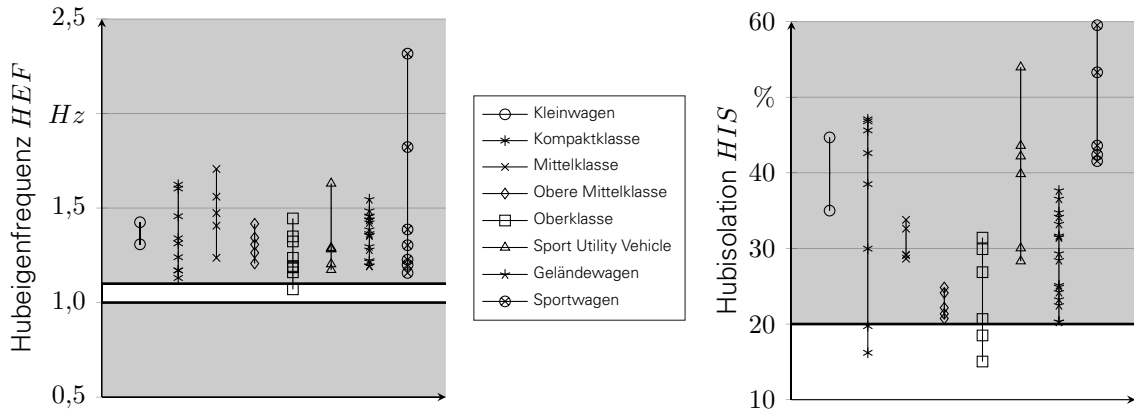
In Analogie zur Definition der fahrdynamischen Zielwerte werden in diesem Kapitel die Fahrkomfortziele für das Auslegungsbeispiel bestimmt. Diese unterteilen sich nach Kapitel 5.2.1 in das Hub-, Nick- und Wankverhalten des Aufbaus infolge einer Fahrbahnanregung.

Zur Beurteilung des Aufbauverhaltens hinsichtlich Huben, Nicken und Wanken können entsprechend Kapitel 5.2.1 die jeweiligen charakteristischen Übertragungsfunktionen verwendet werden. Allen gemeinsam ist, dass es nach Kapitel 5.2.1 das Ziel ist, die charakteristischen Eigenfrequenzen für eine verbesserte Komfortbewertung zu verringern. Eine zu geringe Eigenfrequenz unter 0,5 Hz sollte dabei vermieden werden, da dies sonst zu Kinetose-Effekten⁴³ der Insassen führt [Gri07]. Neben den Eigenfrequenzen sind nach Kapitel 5.2.1 ebenfalls der Isolationswert und der RMS-Wert von besonderer Bedeutung. Diese sollten für eine gute Komfortbewertung gering sein.

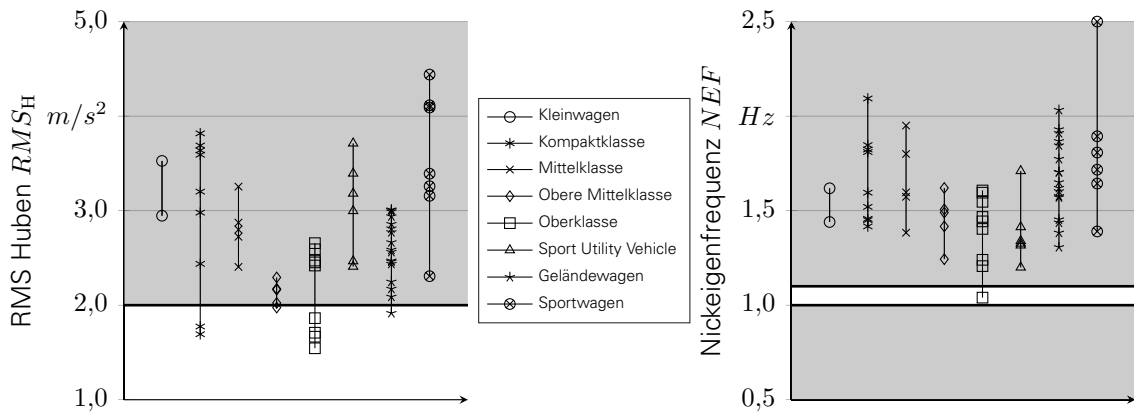
Zunächst soll das Eigenschaftsziel für die Hubeigenfrequenz definiert werden. Dazu zeigt Abbildung 6.5a die Hubeigenfrequenz für die verschiedenen Fahrzeuge der Wettbewerbsanalyse. Es wird ersichtlich, dass sich die Hubeigenfrequenzen über alle betrachteten Fahrzeuge zwischen 1,1 und 2,3 Hz befindet. Bezogen auf das relevante Segment der Oberen Mittelklasse können Hubeigenfrequenzen von 1,2 bis 1,4 Hz beobachtet werden. Zur Verbesserung des Komfortverhaltens wird daher als Eigenschaftsziel eine Hubeigenfrequenz von 1,0 bis 1,1 Hz definiert. Damit liegt die Aufbauhubeigenfrequenz des Fahrzeugs deutlich unter denen der Wettbewerbsfahrzeuge, was folglich zu einer verbesserten Komfortbewertung führt. Neben der Hubeigenfrequenz ist zur Bewertung des Hubverhaltens ebenfalls die Hubisolation von Bedeutung. Abbildung 6.5b zeigt dazu die Hubisolation als Mittelwert der auftretenden Hubverstärkung im Frequenzbereich zwischen 3 und 6 Hz Anregungsfrequenz. Anhand der Abbildung wird ersichtlich, dass sich der Hubisolationswert für alle betrachteten Fahrzeuge zwischen 14 und 61 % befindet. Wird das für das auszulegende Fahrzeug relevante Segment der Oberen Mittelklasse betrachtet, ergibt sich ein Isolationswert zwischen 21 und 26 %. Da es das Ziel ist, die Komforteigenschaften des Fahrzeugs zu verbessern, wird nachfolgend ein Hubisolationswert <20 % angestrebt. Zusätzlich zum Isolationswert wird im Rahmen der Auslegungsmethode ebenfalls der RMS-Wert der Hubverstärkung als Auslegungsziel definiert. In Abbildung 6.5c ist dazu der RMS-Wert für die Fahrzeuge der Wettbewerbsanalyse dargestellt. Dabei ergeben sich RMS-Werte in einem Bereich von 1,5 bis 4,4 m/s^2 . Im Mittel weisen dabei die Sportfahrzeuge erwartungsgemäß einen geringeren Komfort als die Fahrzeuge der Oberklasse auf. Bei Betrachtung des für die Auslegung relevanten Segments der Oberen Mittelklasse ergibt sich ein RMS-Wertebereich von 2 bis 2,3 m/s^2 .

⁴³Unter Kinetose wird in der Medizin eine negativ empfundene körperliche Reaktion auf ungewohnte Bewegungen beschrieben. Kinetose wird auch als Bewegungs- oder Seekrankheit bezeichnet.

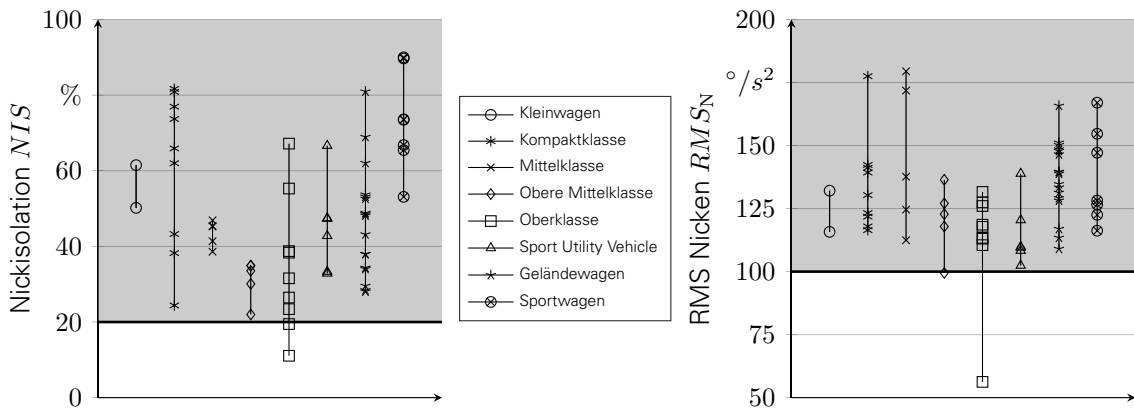
6. Untersuchung und Evaluation der Achsauslegungsmethode anhand einer Beispielauslegung



(a) Wettbewerbsanalyse der Hubeigenfrequenz. (b) Wettbewerbsanalyse des Hubisolationswerts.



(c) Wettbewerbsanalyse des RMS-Werts für das Huben. (d) Wettbewerbsanalyse der Nickeigenfrequenz.



(e) Wettbewerbsanalyse des Nickisolationswerts. (f) Wettbewerbsanalyse des RMS-Werts für das Nicken.

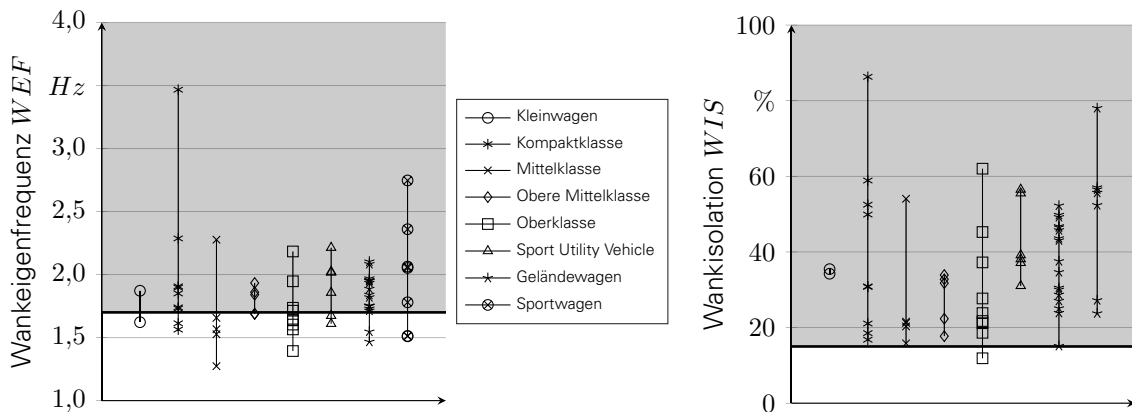
Abbildung 6.5.: Wettbewerbsanalyse der Hubeigenfrequenz, des Hubisolationswerts, des RMS-Werts für das Huben, der Nickeigenfrequenz, des Nickisolationswerts und des RMS-Werts für das Nicken für unterschiedliche Fahrzeugsegmente (weiß: Zielbereich).

Nachfolgend ist es daher das Ziel, einen RMS-Wert von $<2 \text{ m/s}^2$ zu realisieren. Gesamthaft betrachtet besitzt das Fahrzeug damit eine geringere Hubeigenfrequenz, einen geringeren Hubisolationswert sowie einen geringeren RMS-Wert und somit ein komfortableres Hubverhalten als die Wettbewerbsfahrzeuge des gleichen Segments.

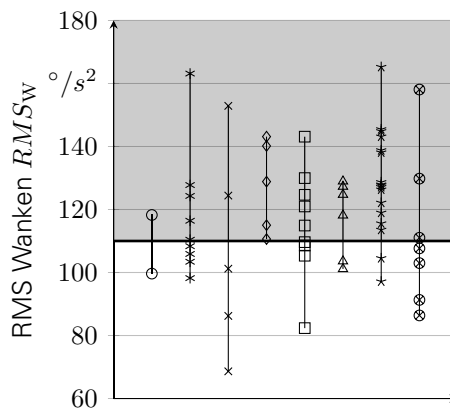
In Analogie zum dynamischen Hubverhalten ergibt sich das dynamische Nickverhalten des Aufbaus. Zunächst soll das Eigenschaftsziel für die Nickeigenfrequenz definiert werden. Dazu zeigt Abbildung 6.5d die Nickeigenfrequenz für die betrachteten Fahrzeuge der Wettbewerbsanalyse. Es wird erkennbar, dass sich ein Nickeigenfrequenzbereich von 1 bis 2,5 Hz ergibt. Erwartungsgemäß ähnelt die Verteilung der Nickeigenfrequenzen über den Segmenten der Verteilung der Hubeigenfrequenzen. Für das betrachtete Segment der Oberen Mittelklasse kann ein Nickeigenfrequenzbereich von 1,2 bis 1,6 Hz festgestellt werden. Zur Verbesserung des Nickverhaltens ergibt sich demnach in Analogie zum Hubeigenfrequenzziel ein Zielbereich für die Nickeigenfrequenz von 1,0 bis 1,1 Hz. Neben der Nickeigenfrequenz ist es zusätzlich notwendig, die Nickverstärkung im Frequenzbereich von 3 bis 6 Hz zu definieren. Dazu zeigt Abbildung 6.5e den Nickisolationswert für alle Segmente. Anhand der Abbildung wird ersichtlich, dass sich ein Bereich des Nickisolationswerts von 11 bis 90 % ergibt. Für das betrachtete Segment der Oberen Mittelklasse können Nickisolationswerte von 22 bis 35 % beobachtet werden. Nachfolgend ist es demnach das Ziel, zur Verbesserung des Komforts einen Isolationswert des Nickverhaltens von $<20 \%$ zu realisieren. Zuletzt ist die Zieldefinition für den RMS-Wert des Nickverhaltens notwendig. In Abbildung 6.5f ist dazu der RMS-Wert des Nickverhaltens für die betrachteten Fahrzeuge der Wettbewerbsanalyse dargestellt. Es ergibt sich ein Bereich des RMS-Werts von 56 bis $180 \text{ }^\circ/\text{s}^2$. Für das im Rahmen des Auslegungsbeispiels relevante Segment der Oberen Mittelklasse können RMS-Werte von 99 bis $136 \text{ }^\circ/\text{s}^2$ beobachtet werden. Nachfolgend ist es daher das Ziel, einen RMS-Wert für das Nickverhalten des zu entwickelnden Fahrzeugs von $<100 \text{ }^\circ/\text{s}^2$ zu realisieren. Gesamthaft betrachtet besitzt das Fahrzeug damit eine geringere Nickeigenfrequenz, einen geringeren Nickisolationswert sowie einen geringeren RMS-Wert für das Nickverhalten und somit ein im Vergleich zu den Wettbewerbsfahrzeugen komfortableres Fahrzeugverhalten.

Zuletzt ist die Definition der Zieleigenschaften für das Wankverhalten des Aufbaus notwendig. Die Wankübertragungsfunktion wird nach Kapitel 5.2.1 im Rahmen der Auslegungsmethode nachfolgend durch Wankeigenfrequenz, Wankisolationswert und RMS-Wert des Wankens beschrieben. Zur Definition des Zielverhaltens der Wankeigenfrequenz zeigt Abbildung 6.6a die Wankeigenfrequenz für die betrachteten Fahrzeuge der Wettbewerbsanalyse. Dabei wird ersichtlich, dass die Wankeigenfrequenz mit einem Frequenzbereich von 1,2 bis 2,7 Hz deutlich höher ist als die Hub- oder Nickeigenfrequenz. Für das im Rahmen der Auslegungsmethode betrachtete Segment der Oberen Mittelklasse kann ein Frequenzbereich von 1,7 bis 1,9 Hz beobachtet werden. Demnach ist es nachfolgend das Auslegungsziel, eine Wankeigenfrequenz von $<1,7 \text{ Hz}$ zu realisieren und somit den Fahrkomfort zu verbessern. In Analogie zu den bisherigen Betrachtungen ist es ebenfalls notwendig, den Isolationswert für das Wankverhalten zu definieren. Dazu zeigt Abbildung 6.6b den Wankisolationswert über die betrachteten Segmente. Es ergibt sich ein Spektrum des Wankisolationswerts von 8 bis 12 %. Für das im Auslegungsbeispiel betrachtete Segment der Oberen Mittelklasse kann ein Wankisolationsbereich von 18 bis 34 % beobachtet werden. Da das zu entwickelnde Fahrzeug ein deutlich verbessertes Wankisolationsverhalten gegenüber den anderen Fahrzeugen des Segments aufweisen soll, wird nachfolgend ein Wankisolationswert von $<15 \%$ angestrebt. Zuletzt erfolgt in Analogie zu den Zielwertableitungen des Hub- und Nickverhaltens die Zielwertdefinition für den RMS-Wert des Wankens anhand Abbildung 6.6c. Es wird ersichtlich, dass sich für alle betrachteten Fahrzeuge ein RMS-Wertebereich des Wankens von 69 bis $163 \text{ }^\circ/\text{s}^2$ ergibt. Für das im Auslegungsbeispiel relevante Segment der Oberen Mittelklasse ergibt sich ein Bereich von 111 bis $143 \text{ }^\circ/\text{s}^2$. Demnach wird nachfolgend ein RMS-Wert $<110 \text{ }^\circ/\text{s}^2$ zur Verbesserung des Wankverhaltens angestrebt. Wird das gesamte

Zielwankverhalten des Auslegungsfahrzeugs betrachtet, ergibt sich durch die Verringerung der Wankeigenfrequenz, des Wankisolationswerts und des RMS-Werts ein verbesserter Fahrkomfort.



(a) Wettbewerbsanalyse der Wankeigenfrequenz. (b) Wettbewerbsanalyse des Wankisolationswerts.



(c) Wettbewerbsanalyse des RMS-Werts für das Wanken.

Abbildung 6.6.: Wettbewerbsanalyse der Wankeigenfrequenz, des Wankisolationswerts und des RMS-Werts für das Wanken für unterschiedliche Fahrzeugsegmente (weiß: Zielbereich).

6.1.4. ZUSAMMENFASSUNG DER ZIELANFORDERUNGEN

Nachfolgend werden die qualitativen Ziele, wie sie im vorherigen Abschnitt für das querdynamische Fahrverhalten und den Fahrkomfort hergeleitet wurden, in Tabelle 6.1 zusammengefasst. Die in Tabelle 6.1 definierten Ziele ergeben sich aus der Wettbewerbsanalyse nach Kapitel 6.1.2 sowie 6.1.3 und basieren auf realen Messungen. Da das simulative Verhalten des Fahrzeugs entsprechend der Validierung in Kapitel 4.2 nicht exakt dem messbaren Verhalten entspricht, ist eine Übersetzung der quantitativen Ziele in die simulative Umgebung notwendig. Dazu wird das absolute Zielverhalten in ein relatives Zielverhalten umgewandelt, das nachfolgend auf Basis des Ausgangswerts der Simulation Anwendung finden soll.

| Bezeichnung | Symbol | Einheit | | absolutes Ziel | | relatives Ziel |
|------------------------------------|---------|------------------|---|----------------|---|-------------------|
| Anfahrnickwinkelgradient | NWG_A | °/g | > | -2 | < | -9,10 % |
| Bremsnickwinkelgradient | NWG_B | °/g | > | -1,3 | < | -18,8 % |
| Lenkradwinkelgradient | LWG | °/g | | 58 bis 62 | | -22,5 bis -17,1 % |
| Lenkradwinkelgradient über v_x | LWG_v | (°/g)/(km/h) | > | -0,3 | < | -23,0 % |
| Schwimmwinkelgradient | SWG | °/g | > | -1,8 | < | -22,4 % |
| Eigenfrequenz Querbeschleunigung | QEF | Hz | > | 2,5 | > | 10,6 % |
| Eigenfreq. Querbeschl. über v_x | QEF_v | Hz/(km/h) | > | -0,0048 | < | 0 % |
| Querbeschleunigungsabf. | QA | % | > | -74,2 | < | 0 % |
| Querbeschleunigungsabf. über v_x | QA_v | %/(km/h) | > | -0,23 | < | -34,8 % |
| Zeitverzug Querbeschleunigung | ZVQ | ms | < | 40 | < | -28,8 % |
| Giereigenfrequenz | GEF | Hz | > | 1,6 | > | 15,9 % |
| Giereigenfrequenzabf. über v_x | GEF_v | Hz/(km/h) | > | -0,0016 | < | 0 % |
| Gierüberhöhung | GUE | % | < | 10 | < | -51,9 % |
| Gierüberhöhungszun. über v_x | GUE_v | %/(km/h) | < | 0,87 | < | 0 % |
| Lenküberhöhung | LUE | % | < | 250 | < | -1,57 % |
| Lenkeigenfrequenz | LEF | Hz | > | 3 | > | 0 % |
| Hubeigenfrequenz | HEF | Hz | | 1,03 bis 1,24 | | -22,9 bis -7,3 % |
| Hubisolation | HIS | % | < | 20 | < | -23,0 % |
| RMS Huben | RMS_H | m/s ² | < | 2 | < | -12,7 % |
| Nickeigenfrequenz | NEF | Hz | | 1,15 bis 1,38 | | -22,9 bis -7,3 % |
| Nickisolation | NIS | % | < | 27 | < | -23,0 % |
| RMS Nicken | RMS_N | °/s ² | < | 107 | < | -12,7 % |
| Wankeigenfrequenz | WEF | Hz | < | 1,7 | < | -8,6 % |
| Wankisolation | WIS | % | < | 15 | < | -55,8 % |
| Wankwinkelgradient | WWG | °/g | < | 3,8 | < | -10,4 % |
| RMS Wanken | RMS_W | °/s ² | < | 110 | < | -14,6 % |

Tabelle 6.1.: Objektive Zielwerte für die Längs-, Quer- und Vertikaldynamik des Beispielfahrzeugs innerhalb der Fahrwerksauslegung.

6.2. BEISPIEL AUSLEGUNG AUF BASIS DER MANUELLEN ACHSAUSLEGUNGSMETHODE

Zur Überprüfung der Funktionsweise der in Kapitel 5 erarbeiteten Auslegungsmethode soll ein Beispielfahrzeug so ausgelegt werden, dass es die im vorherigen Kapitel definierten Ziele erreicht. Begonnen wird dabei mit der manuellen Auslegung des Beispielfahrzeugs. Entsprechend der definierten Auslegungsvorgehensweise werden in Schritt 1 effektive Achscharakteristika für die Fahrdynamik- und Fahrkomforteigenschaften erarbeitet. Daran angeschlossen findet in Schritt 2 die Ableitung dieser Ziele zu Subsystemeigenschaften für die Vorder- und Hinterachse statt.

Eine Randbedingung der Beispielauslegung ist dabei, dass die Konzeptparameter des Fahrzeugs nicht angepasst werden. Eine Anpassung der Konzepteigenschaften (wie beispielsweise der Fahrzeugmasse oder des Radstands) hat weitreichende Wechselwirkungen mit anderen Fahrzeugeigenschaften, die in der Fahrwerkentwicklung nicht betrachtet werden. Eine weitere Randbedingung für die nachfolgende Auslegung ist die Verwendung einer Gleichbereifung⁴⁴. Die Gleichbereifung bietet für die Entwicklung des Fahrzeugs den Vorteil, dass durch die geringere Diversität sowohl Entwicklungs- als auch Fertigungskosten eingespart werden können. Zeitgleich verringert sich die Komplexität für den Kunden, da die Anordnung der Reifen am Fahrzeug insbesondere beim Reifentausch nicht beachtet werden muss.

⁴⁴Unter Gleichbereifung wird nachfolgend die Verwendung der gleichen Reifendimensionen an Vorder- und Hinterachse verstanden.

Weiterhin wird definiert, dass eine Veränderung des Lenkungssystems nur hinsichtlich der Lenkkraftunterstützung oder der Lenkungsübersetzungen zulässig ist. Eine Veränderung der Lenkungssteifigkeiten ist nicht vorgesehen. Demnach muss die Lenkung über die softwareseitig definierte Lenkkraftunterstützungskennlinie an das veränderte Achsverhalten angepasst werden.

Am Ende des Kapitels werden die erarbeiteten Subsystemeigenschaften entsprechend Kapitel 5.2.4 anhand einer Wettbewerbsanalyse hinsichtlich ihrer Umsetzbarkeit sowie ihrer Zielerreichung auf Gesamtfahrzeugebene überprüft.

6.2.1. AUSLEGUNG IN SCHRITT 1

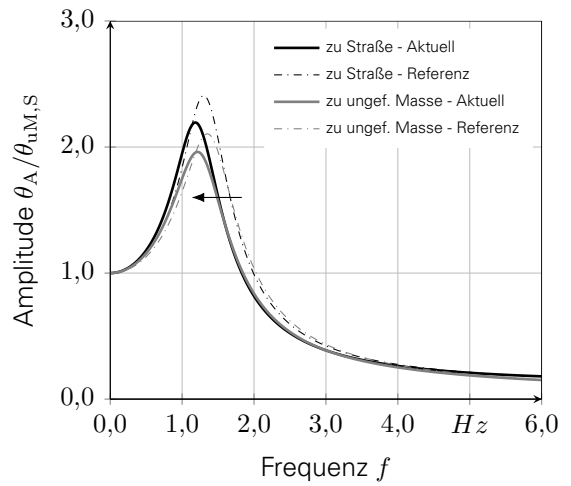
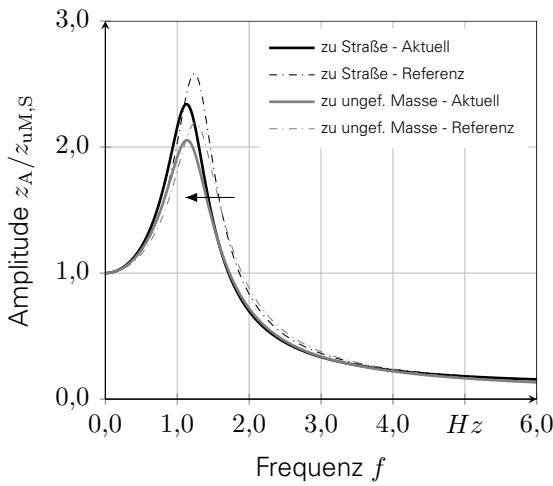
In Schritt 1 der Fahrwerksauslegungsmethode ist es das Ziel, effektive Achscharakteristika für die Fahrdynamik- und Fahrkomfortziele auf Gesamtfahrzeugebene abzuleiten. In Kapitel 5.2.2 konnte dabei gezeigt werden, dass dazu mit der Auslegung des Fahrkomfortmodells begonnen werden sollte. Ist das Fahrkomfortmodell definiert, erfolgt die Auslegung des Fahrdynamikmodells.

AUSLEGUNG DES FAHRKOMFORTMODELLS

Begonnen wird bei der Auslegung des Fahrkomfortmodells entsprechend Kapitel 5.2.2 mit der Einstellung der Hub- und Nickeigenfrequenz. Dazu werden die gleichseitigen Aufbaufedersteifigkeiten so reduziert, dass sich der gewünschte Zielbereich der Hub- und Nickeigenfrequenz ergibt. Anhand Abbildung 6.7a,b wird die Veränderung anhand der Hub- bzw. Nickübertragungsfunktion ersichtlich. Durch eine Verringerung der gleichseitigen Steifigkeiten der Vorder- und Hinterachse um 17 % kann das Eigenfrequenzziel erreicht werden. Dabei ist eine gleichmäßige Verringerung an der Vorder- und Hinterachse notwendig, um ein Eigenfrequenzverhältnis beider Achsen von 1,03 beizubehalten [KYD04]. Es wird ersichtlich, dass sich die Eigenfrequenz der Nickübertragungsfunktion in gleichem Maße verändert und somit ebenfalls das gesetzte Ziel erreicht. Wie bereits erläutert, hängen beide Übertragungsfunktionen direkt von den gleichseitigen Steifigkeiten ab und können nicht unabhängig voneinander variiert werden.

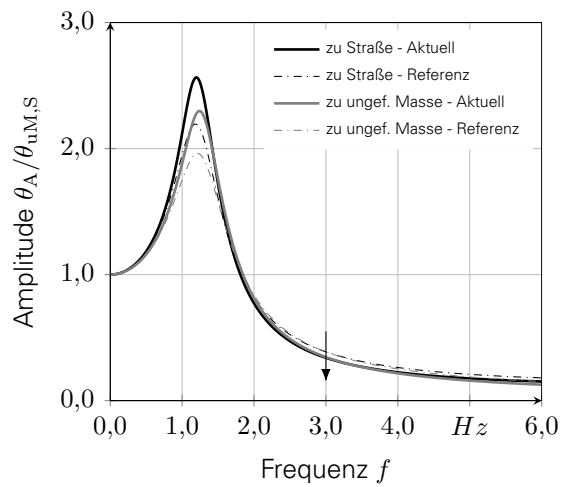
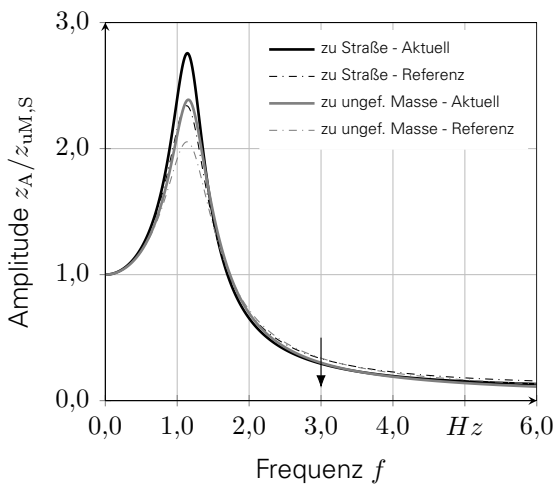
Im nächsten Schritt ist es gemäß der in Kapitel 5.2.2 definierten Auslegungsmethode notwendig, die Isolationskennwerte des Fahrzeugs zu verbessern. Die gleichseitige Dämpfung stellt zur Beeinflussung der Hub- bzw. Nickisolationseigenschaften gemäß Kapitel 5 eine effektive Stellgröße dar. Abbildung 6.7c,d zeigt den Einfluss der Veränderung der gleichseitigen Dämpfung auf die Hub- und Nickübertragungsfunktionen. Da bereits durch die Verringerung der gleichseitigen Steifigkeiten im vorherigen Schritt eine Verbesserung des Isolationsverhaltens erzielt wird, muss die gleichseitige Dämpfung um 18 % reduziert werden um die Zielerforderung an das Isolationsverhalten des Fahrzeugs erfüllen. Dabei kommt es zu einer Vergrößerung der Verstärkung im Eigenfrequenzbereich und zu einer starken Verringerung der Verstärkung im Isolationsbereich von 3 bis 6 Hz. In Analogie zur Einstellung der gleichseitigen Steifigkeiten ist auch an dieser Stelle zu beachten, dass das notwendige Dämpfungsverhältnis zwischen Vorder- und Hinterachse erfüllt ist, um ein gleichbleibendes gekoppeltes Hub-Nick-Verhalten zu gewährleisten [KYD04]. In der Beispielauslegung wird durch eine gleichmäßige Senkung der Vorder- und Hinterachsdämpfung das Verhältnis von 1,18 beibehalten. Dabei ist zu beachten, dass durch eine Verringerung der Dämpfung die gedämpften Eigenfrequenzen ansteigen. Daher ist es sinnvoll, die Eigenfrequenzen nicht auf ihre oberste Grenze auszulegen, um ein Herauslaufen der Eigenfrequenz aus dem Zielbereich bei Veränderung der Dämpfung zu vermeiden.

6.2. Beispielauslegung auf Basis der manuellen Achsauslegungsmethode



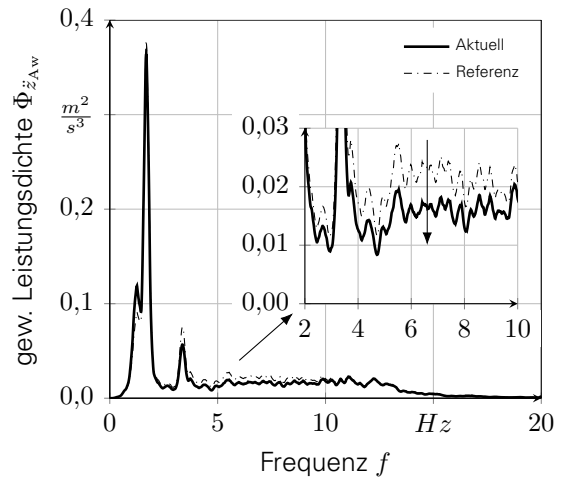
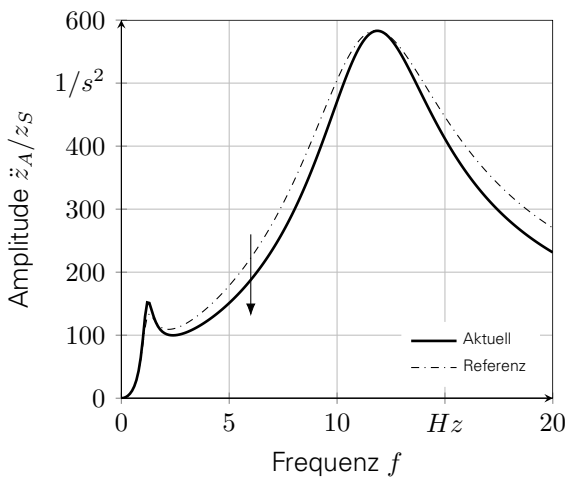
(a) Hubübertragungsfunktion bei Verringerung der gleichseitigen Steifigkeiten.

(b) Nickübertragungsfunktion bei Verringerung der gleichseitigen Steifigkeiten.



(c) Hubübertragungsfunktion bei Verringerung der gleichseitigen Dämpfungen.

(d) Nickübertragungsfunktion bei Verringerung der gleichseitigen Dämpfungen.



(e) Hubbeschleunigungsübertragungsfunktion bei Verringerung der gleichseitigen Dämpfungen.

(f) Spektrale Leistungsdichte der gewichteten Hubbeschleunigung bei Verringerung der gleichseitigen Dämpfungen auf einer Mittleren Straße nach ISO 8608.

Abbildung 6.7.: Auslegung der Hub- bzw. Nickübertragungsfunktion des Fahrkomfortmodells.

Die beschriebenen Veränderungen verbessern den Fahrkomfort. Zur Bewertung der getroffenen Maßnahmen stellt Abbildung 6.7e,f einerseits die Übertragungsfunktion der Aufbauhubbeschleunigungen sowie andererseits die nach ISO 2631 definierte gewichtete Hubbeschleunigung bei Überfahrt einer Mittleren Straße nach ISO 8608 dar [ISO95, ISO01]. Anhand beider Abbildungen wird ersichtlich, dass es durch die getroffenen Maßnahmen zu Verringerungen der Hubbeschleunigungen im Frequenzbereich von 4 bis 6 Hz kommt. Dadurch sinkt auch das Spektrum der gewichteten Vertikalbeschleunigung, was zu einer Verbesserung des Fahrkomfortverhaltens führt.

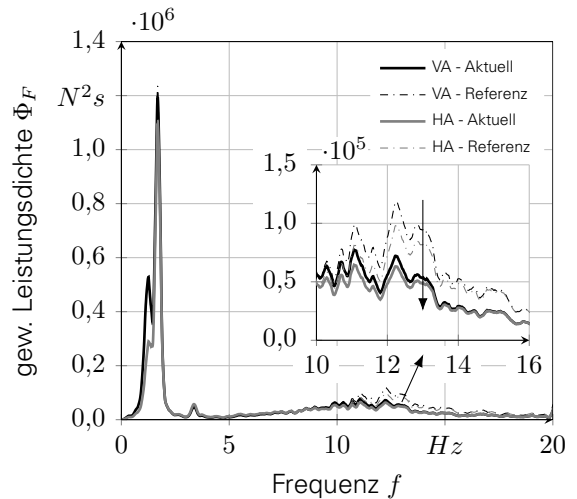
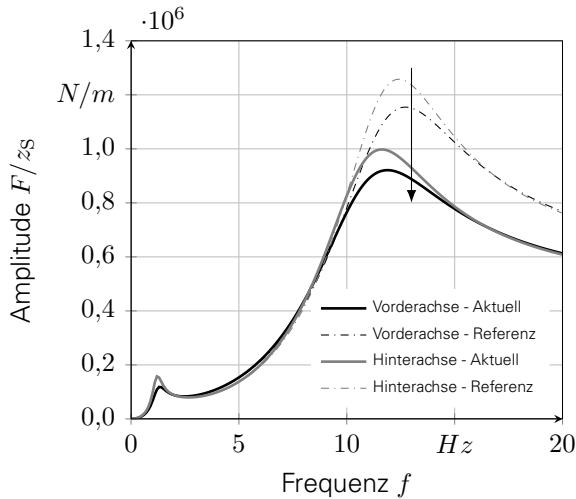
Nach Auslegung der gleichseitigen Aufbaufedersteifigkeiten und Dämpfungen ist es entsprechend der in Kapitel 5.2.2 definierten Auslegungsreihenfolge notwendig, die Radlastschwankungen zu überprüfen. Durch die Verringerung der Aufbausteifigkeiten und Dämpfungen kommt es zu einem Anstieg der Radlastschwankungen im Eigenfrequenzbereich der ungefederten Massen. Zur Beeinflussung der Radlastschwankungen können die Reifeneigenschaften verwendet werden. Dabei weist im Vergleich zur Reifenvertikaldämpfung, die wie bereits erwähnt bei herkömmlichen Fahrzeugen durch das geringe Dämpfungsmaß einen geringen Einfluss auf das Übertragungsverhalten besitzt, die Reifenvertikalsteifigkeit das größte Potenzial zur Beeinflussung der Radlastschwankungen auf. Abbildung 6.8a,b zeigt dazu die Veränderung der Radlastschwankungen durch die Reifenvertikalsteifigkeit. Dabei wird ersichtlich, dass es durch eine Verringerung der Reifenvertikalsteifigkeit um 15 % zu einer Verringerung der Radlastschwankungen der ungefederten Massen kommt. Anhand der verringerten Streuung der spektralen Leistungsdichte auf einer Mittleren Straße nach ISO 8608 im relevanten Frequenzbereich wird somit ein gleichbleibendes, sicheres Fahrverhalten bewirkt.

Im letzten Schritt der Auslegungsmethode des Fahrkomfortmodells ist es notwendig, auf Basis des abgeleiteten Vertikalverhaltens das Anfahr- bzw. Bremsnickverhalten zu definieren. Da in den vorangegangenen Schritten die Aufbausteifigkeiten reduziert wurden, führt das zu höheren Anfahr- und Bremsnickwinkelgradienten. Für die Auslegung des Fahrzeugs ist es jedoch das Ziel, diese Nickwinkelgradienten zu reduzieren. Dazu ist es sinnvoll, die Anfahr- und Bremsstützwinkel der Vorder- und Hinterachse zu verändern. Abbildung 6.8c,d zeigt die Veränderung des Anfahr- und Bremsnickwinkelgradienten. Durch eine Vergrößerung des Schrägfederungswinkels der Vorderachse um 218 %⁴⁵, der Hinterachse um 81 % sowie einer Vergrößerung des Bremsstützwinkels der Vorderachse um 12,5 % und der Hinterachse um 57,1 % wird die gewünschte Verringerung der Anfahr- bzw. Bremsnickwinkelgradienten erzielt.

AUSLEGUNG DES FAHRDYNAMIKMODELLS

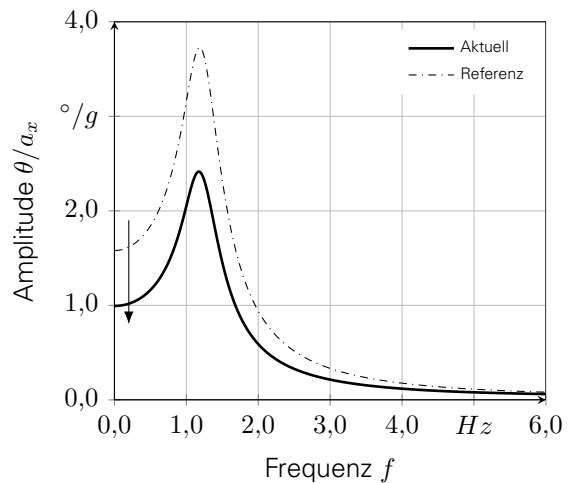
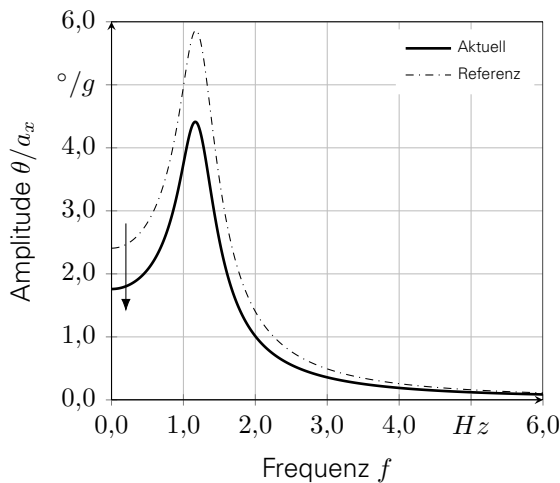
Nachdem die fahrkomfortrelevanten Eigenschaften des Fahrzeugs ausgelegt wurden, ist die Definition der fahrdynamischen Eigenschaften nach der in Kapitel 5.2.2 definierten Fahrwerksauslegungsmethode sinnvoll. Da geringe Wankwinkelgradienten fahrdynamisch besser bewertet werden, ist das Ziel der Auslegung die Verringerung des Wankwinkelgradienten. Dazu können entsprechend Kapitel 5.2.2 die wechselseitige Steifigkeit sowie die Wankpolhöhen der Vorder- und Hinterachse genutzt werden. Abbildung 6.9a zeigt die Übertragungsfunktion von Querbeschleunigung zu Wankwinkel bei Vergrößerung der wechselseitigen Steifigkeit und der Wankpolhöhen der Vorder- und Hinterachse.

⁴⁵Da der Schrägfederungswinkel der Vorderachse im Ausgangszustand des Beispielfahrzeugs gering ist, entstehen hohe prozentuale Änderungen. Der absolute Schrägfederungswinkel verändert sich dabei jedoch nur um 2°.



(a) Übertragungsfunktion von Weganregung zu Radlast bei Verringerung der Vertikalsteifigkeit der Reifen.

(b) Spektrale Leistungsdichte der Radlastschwankungen bei Verringerung der Vertikalsteifigkeit der Reifen auf einer Mittleren Straße nach ISO 8608.

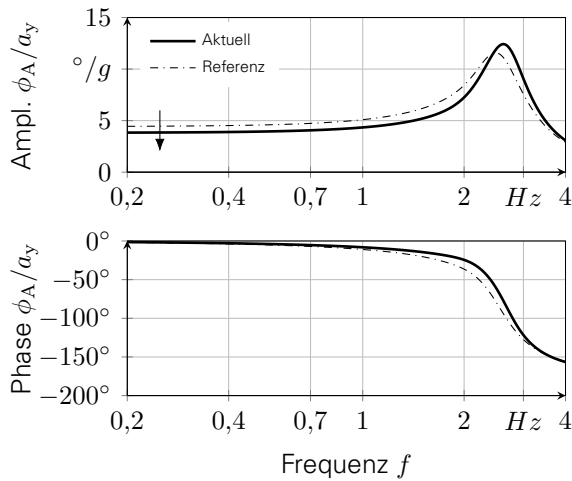


(c) Übertragungsfunktion von Längsbeschleunigung zu Nickwinkel für Anfahren bei Vergrößerung der Anfahrstützwinkel.

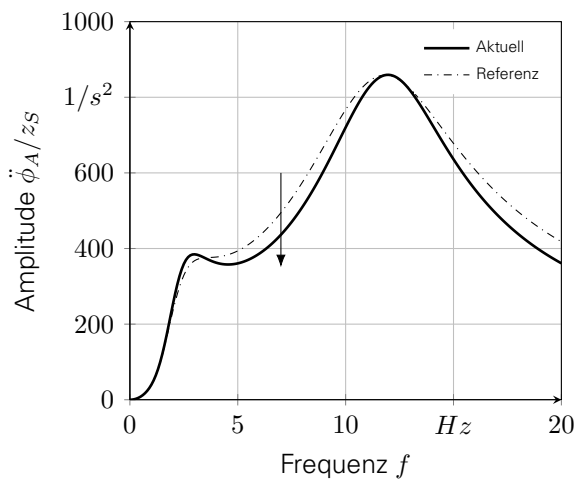
(d) Übertragungsfunktion von Längsbeschleunigung zu Nickwinkel für Bremsen bei Vergrößerung der Bremsstützwinkel.

Abbildung 6.8.: Auslegung der Radlastschwankungen und der Anfahr- bzw. Bremsstützwinkel des Fahrkomfortmodells.

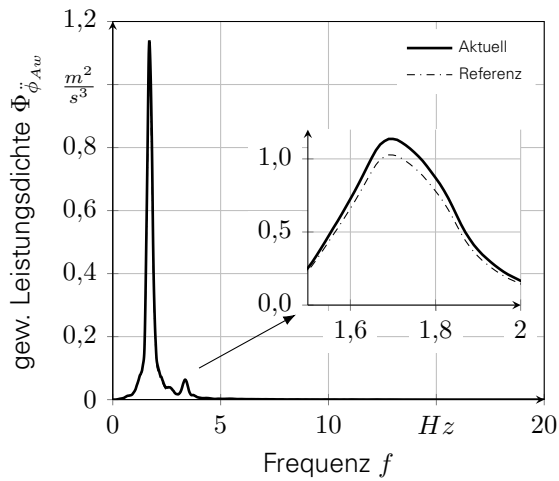
6. Untersuchung und Evaluation der Achsauslegungsmethode anhand einer Beispielauslegung



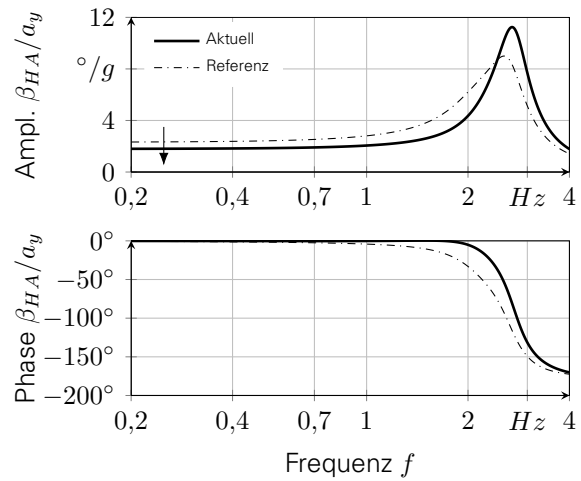
(a) Wankübertragungsfunktion bei Vergrößerung der wechselseitigen Steifigkeit und der Wankpolhöhen.



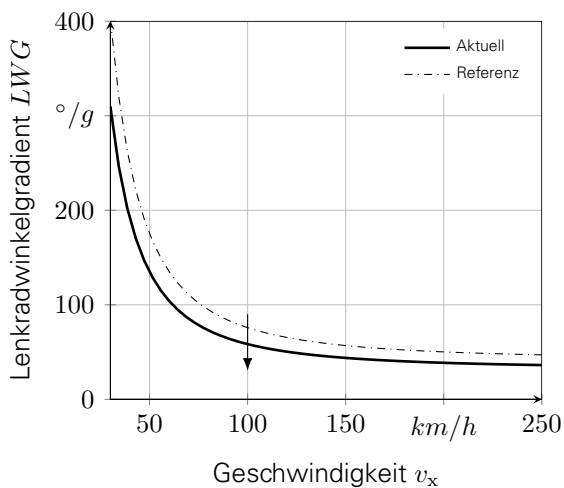
(b) Wankbeschleunigungsübertragungsfunktion bei Verringerung der wechselseitigen Dämpfung.



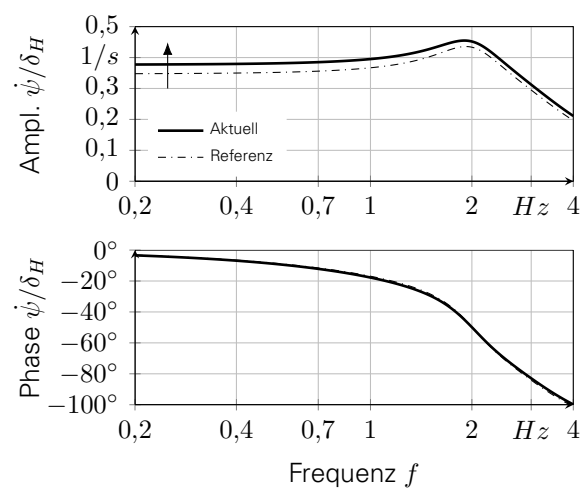
(c) Spektrale Leistungsdichte der gewichteten Wankbeschleunigung bei Verringerung der wechselseitigen Dämpfung.



(d) Schwimmwinkelübertragungsfunktion bei Vergrößerung der Achsschräglaufsteifigkeit und Achswankkinematiksteifigkeit.



(e) Lenkradwinkelgradientenverlauf über der Geschwindigkeit bei Verringerung der Lenkübersetzung.



(f) Gierratenübertragungsfunktion bei Vergrößerung der Achsschräglaufsteifigkeit und der Achswankkinematiksteifigkeit.

Abbildung 6.9.: Auslegung des Wankverhaltens sowie des stationären Verhaltens der Vorder- und Hinterachse des Fahrdynamikmodells.

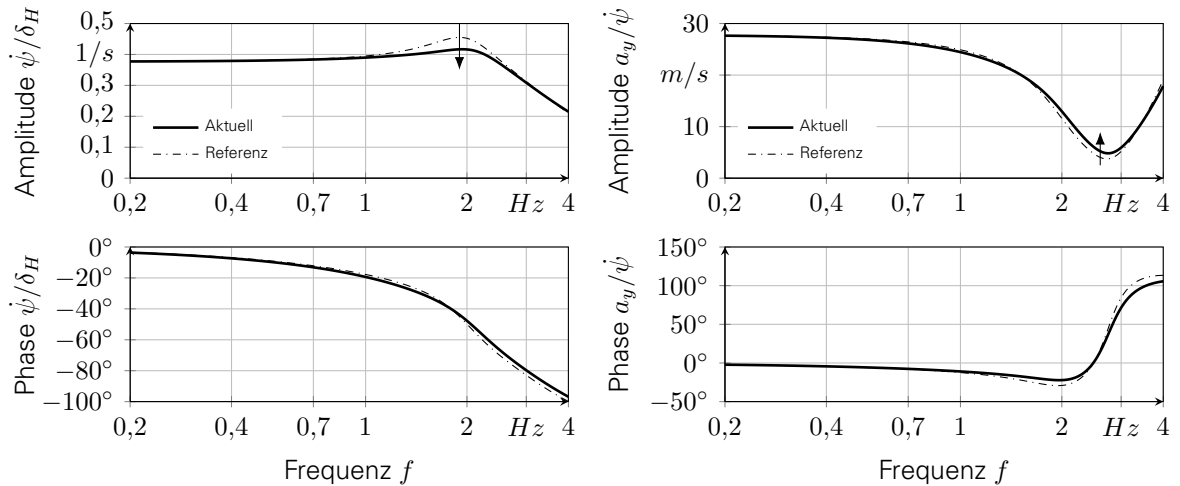
Anhand Abbildung 6.9a wird ersichtlich, dass durch eine Vergrößerung der wechselseitigen Steifigkeit an der Vorderachse um 19 % und an der Hinterachse um 9 % sowie bei einer Vergrößerung der Wankpolhöhe an der Vorderachse um 15 % und an der Hinterachse um 33 % der stationäre Wankwinkelgradient wirksam reduziert werden kann. Da die wechselseitige Steifigkeit nicht nur eine Wankwinkelreduzierung, sondern auch eine Radlastverlagerung im (in dieser Auslegung nicht betrachteten) fahrdynamisch nichtlinearen Bereich bewirkt, ist das Wankmomentenverhältnis zwischen Vorder- und Hinterachse zu beachten. Um eine annähernd gleiche Grundauslegung zu erzielen, werden die wechselseitigen Steifigkeiten und Wankpolhöhen daher so an der Vorder- und Hinterachse erhöht, dass sich eine identische Wankmomentenverteilung gegenüber dem Ausgangszustand ergibt. Durch die Vergrößerung der wechselseitigen Steifigkeit steigt die Wankeigenfrequenz an, die Wankdämpfung verringert sich. Das führt zu einer Vergrößerung der gewichteten Beschleunigungen und somit zu einer Verringerung des Wankkomforts. Daher ist es nicht sinnvoll, die passive wechselseitige Steifigkeit allzu stark zu vergrößern. Das definierte Ziel des Wankwinkelgradienten wird erreicht.

Nach der Definition des stationären Wankverhaltens ist es notwendig, das dynamische Wankverhalten auszulegen. Da die Komforteigenschaften des Fahrzeugs hinsichtlich Huben und Nicken verbessert werden, soll es ebenfalls das Ziel sein, den Wankkomfort zu verbessern. Dazu kann nach Kapitel 5.2.2 die wechselseitige Dämpfung verwendet werden. Es ist zu beachten, dass bei Fahrzeugen derzeit in der Regel keine Trennung zwischen wechsel- und gleichzeitiger Dämpfung erfolgt. Da auch das zu entwickelnde Fahrzeug diese Trennung nicht besitzt, ergibt sich die wechselseitige Dämpfung direkt aus der Definition der gleichzeitigen Dämpfung. Anhand Abbildung 6.9b wird ersichtlich, dass durch die Reduktion der wechselseitigen Dämpfung um 18 % (entsprechend der Reduktion der gleichzeitigen Dämpfung) eine Verringerung der Wankbeschleunigungen im Isolationsbereich auftritt, diese jedoch nicht ausreicht, um die in Abbildung 6.9c dargestellte spektrale Dichte der Aufbauwankbeschleunigung wirksam zu reduzieren. Durch das Fehlen einer separaten wechselseitigen Dämpfung kann der Zielkonflikt zwischen der Forderung nach einem geringeren Wankwinkelgradienten und geringeren gewichteten Hub-, Nick- und Wankbeschleunigungen mithilfe passiver Systeme nicht aufgelöst werden.

Nach der Definition des statischen und dynamischen Wankverhaltens erfolgt die Auslegung der ebenen Fahrdynamik des Fahrzeugs. Dazu ist es entsprechend der in Kapitel 5.2.2 definierten Auslegungsreihenfolge sinnvoll, zunächst die Hinterachseigenschaften zu definieren. Dafür wird der Schwimmwinkelgradient der Hinterachse angepasst. Da es das Ziel ist, die Stabilität des Fahrzeugs zu verbessern, ist die Reduktion des Schwimmwinkelgradienten an der Hinterachse notwendig. Dazu ist die Verwendung der Hinterachsschräglaufsteifigkeit bzw. der Achswankkinematiksteifigkeit sinnvoll. Abbildung 6.9d zeigt die Veränderung der Übertragungsfunktion von Querbeschleunigung zu Schwimmwinkel für eine Vergrößerung der Hinterachsschräglaufsteifigkeit und der Achswankkinematiksteifigkeit. Durch eine Vergrößerung der Hinterachsschräglaufsteifigkeit um 26 % und der Achswankkinematiksteifigkeit um 30 % kann der gewünschte Schwimmwinkelgradient erzielt werden. Das Fahrzeug besitzt somit stationär ein deutlich stabileres Hinterachsverhalten und weist eine bessere Fahrdynamik auf.

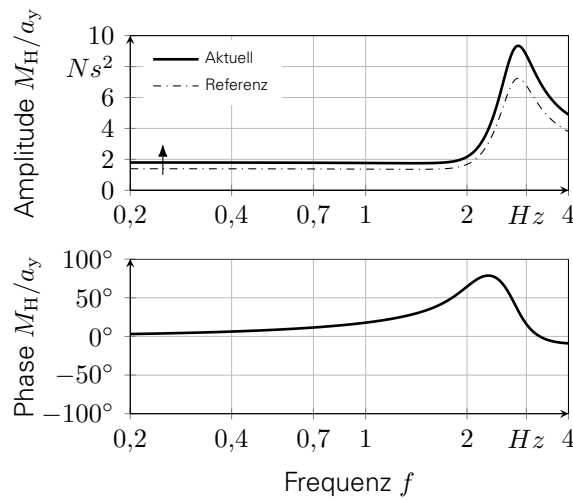
Nach der Definition des stationären Hinterachsverhaltens ist es entsprechend der Auslegungsreihenfolge notwendig, den Lenkradwinkelbedarf über der Geschwindigkeit zu definieren. Dabei ist es das Ziel, den Lenkradwinkelgradienten über der Geschwindigkeit zu verringern. Dadurch besitzt das Fahrzeug auch bei hohen Geschwindigkeiten einen ausreichend hohen Lenkradwinkelbedarf. Nach Kapitel 5.2.2 ist es dazu sinnvoll, die Lenkungsübersetzung anzupassen. Abbildung 6.9e zeigt die Veränderung des Lenkradwinkelgradienten über der Geschwindigkeit bei einer Verringerung der Lenkübersetzung.

6. Untersuchung und Evaluation der Achsauslegungsmethode anhand einer Beispielauslegung



(a) Übertragungsfunktion von Lenkradwinkel zu Gierrate bei Verringerung der Achseinlaufänge der Hinterachse.

(b) Übertragungsfunktion von Gierrate zu Querbesehleunigung bei Verringerung der Achseinlaufänge der Hinterachse.



(c) Übertragungsfunktion von Querbesehleunigung zu Handmoment bei Vergrößerung der Seitenkraftübersetzung.

Abbildung 6.10.: Auslegung des dynamischen Verhaltens der Vorder- und Hinterachse sowie der Lenkung des Fahrdynamikmodells.

Durch eine Verringerung der Lenkübersetzung von 23 % kann der Zielwert für den Lenkradwinkelgradienten über der Geschwindigkeit erreicht werden. Der Lenkradwinkelgradient über der Geschwindigkeit verringert sich dabei absolut betrachtet bei geringen Geschwindigkeiten stärker als bei hohen Geschwindigkeiten. Das Fahrzeug besitzt somit ein fahrdynamisch verbessertes Lenkverhalten über der Geschwindigkeit.

Durch die Definition der Lenkübersetzung und des stationären Hinterachsverhaltens ist entsprechend der Auslegungsreihenfolge der Lenkradwinkelbedarf bzw. der Eigenlenkgradient nur noch mit den Vorderachseigenschaften einstellbar. Ziel ist es dabei, einen deutlich geringeren Lenkradwinkelbedarf bei einem positiven Eigenlenkgradienten zu realisieren. Abbildung 6.9f zeigt dazu die Übertragungsfunktion von Lenkradwinkel zu Gierrate, deren stationärer Wert dem Lenkradwinkelgradienten entspricht.

Anhand Abbildung 6.9f wird ersichtlich, dass der benötigte Ziel-Lenkradwinkelgradient durch eine Vergrößerung der Vorderachsschräglaufsteifigkeit um 9 % und eine Verringerung der Achswankkinematiksteifigkeit um 15 % erreicht werden kann. Zeitgleich führt diese Veränderung zu einer Verringerung des Eigenlenkgradienten hin zu einem neutraleren Fahrverhalten. Das Fahrzeug besitzt somit bessere fahrdynamische Eigenschaften.

Nach der vorangegangenen Definition des stationären querdynamischen Verhaltens des Fahrzeugs ist die Auslegung des instationären querdynamischen Fahrverhaltens notwendig. Dazu können entsprechend der Auslegungsmethode die Achseinlaufängen bzw. Achswankkinematikdämpfungen verwendet werden. Dabei konnte gezeigt werden, dass die Hinterachseinlaufänge den größten Einfluss auf dynamische Verhalten besitzt. Abbildung 6.10a,b zeigt die Übertragungsfunktion von Lenkradwinkel zu Gierrate sowie von Gierrate zu Querbesehleunigung bei einer Verringerung der Hinterachseinlaufänge. Durch eine Verringerung der Hinterachseinlaufänge von 34 % konnte das definierte Eigenschaftsziel für die Gierüberhöhung erreicht werden. Somit besitzt das Fahrzeug ein deutlich verbessertes instationäres Fahrverhalten.

Infolge der Veränderung des stationären Fahrverhaltens ist eine Anpassung der Lenkung notwendig. In den vorangegangenen Auslegungsschritten wurde die Lenkübersetzung reduziert, in dessen Folge es zu einer Verringerung des Handmomentengradienten des Fahrers kommt. Da der notwendige Handmomentengradient jedoch charakteristisch für das individuelle Fahrverhalten des Fahrzeugs eines Herstellers ist, muss der stationäre Handmomentengradient im Rahmen dieser Beispielauslegung angepasst werden. Abbildung 6.10c zeigt dazu den Handmomentenverlauf bei einer Vergrößerung der Seitenkraftübersetzung. Durch eine Vergrößerung der Seitenkraftübersetzung um 29 % kann das gleiche Handmoment wie am Ausgangsfahrzeug hergestellt werden. Das Fahrzeug besitzt somit den identischen charakteristischen Handmomentenbedarf trotz des deutlich verbesserten querdynamischen Fahrverhaltens.

6.2.2. AUSLEGUNG IN SCHRITT 2

Nach der Definition der effektiven Achscharakteristika in Schritt 1 erfolgt entsprechend der in Kapitel 5 definierten Auslegungsmethode die Ableitung der Subsystemeigenschaften der individuellen Achsen. Dies soll nachfolgend für das Beispielfahrzeug jeweils für die Vorder- und Hinterachse durchgeführt werden.

Grundsätzlich ist dabei die Auslegung der Vorder- und Hinterachse in diesem Schritt vollständig voneinander getrennt, sodass eine individuelle Auslegung stattfinden kann. Zu beachten ist jedoch, dass sich dabei auch die Reifeneigenschaften individuell für Vorder- und Hinterachse ergeben.

Das ausgelegte Fahrzeug erfordert somit in der Regel eine Mischbereifung.⁴⁶ Wird eine Fahrzeugauslegung mit Gleichbereifung angestrebt, so ist es notwendig, zuerst die Hinterachse vollständig auszulegen und anhand deren abgeleiteter Reifeneigenschaften die Vorderachse zu definieren. Ursächlich für diese Reihenfolge ist die bereits in Abbildung 4.2 definierte Abhängigkeit der Gesamtfahrzeugeigenschaften von den Vorder- und Hinterachseigenschaften. Demnach beeinflussen die Hinterachseigenschaften alle, die Vorderachseigenschaften hingegen nur ausgewählte Gesamtfahrzeugeigenschaften. Als Beispiel hierfür ist der Schwimmwinkelgradient der Hinterachse (als Maß für die Stabilität des Fahrzeugs) zu nennen, der ausschließlich durch die Hinterachseigenschaften beeinflusst werden kann.

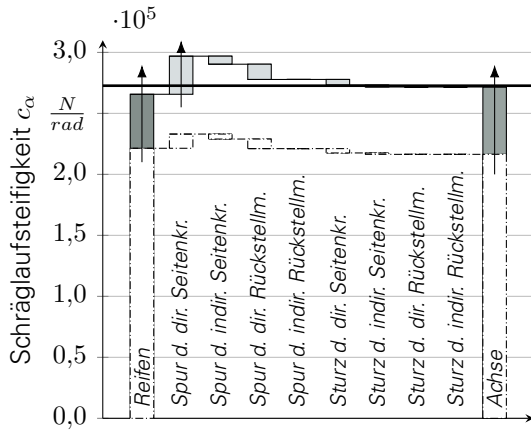
AUSLEGUNG DER HINTERACHSE

Den Start der Hinterachsauslegung bildet die Definition der Achsschräglaufsteifigkeit. In Abbildung 6.11 a ist das aus Kapitel 5.1 bereits bekannte Balkendiagramm zum Aufbau der Achsschräglaufsteifigkeit dargestellt. Dabei zeigen die weißen Balken den jeweiligen Ausgangszustand der Auslegung. Ebenfalls ist in der Darstellung der nach der Auslegung resultierende Aufbau der Achsschräglaufsteifigkeit dargestellt. Der abgeleitete Zielwert der Achsschräglaufsteifigkeit (als Ergebnis des vorangegangenen Kapitels) ist als horizontale Linie hinterlegt.

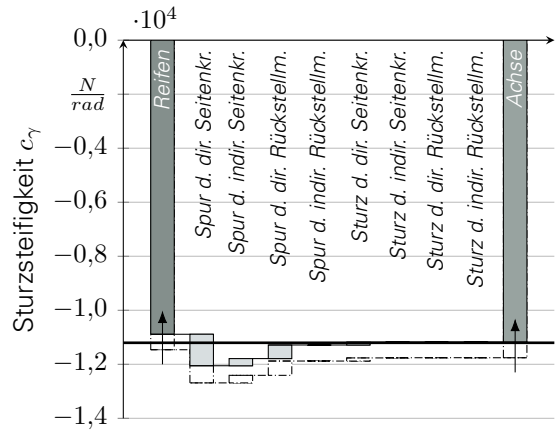
Im Schritt 2 ist es nun das Ziel, den Zielwert der Achsschräglaufsteifigkeit mithilfe der Subsystemeigenschaften zu erreichen. Im vorherigen Kapitel wurde eine Achsschräglaufsteifigkeitsvergrößerung von 26 % abgeleitet. Diese Vergrößerung kann nun durch die Reifeneigenschaften und die Achseigenschaften realisiert werden. Wie bereits in Kapitel 5.2.1 beschrieben, weist die Reifenschräglaufsteifigkeit die größte Sensitivität zur Beeinflussung der Achsschräglaufsteifigkeit auf. Demnach besteht die Möglichkeit, allein durch Reifeneigenschaften das Zielverhalten zu erreichen. Diese Vorgehensweise hat jedoch zwei wesentliche Nachteile. Ein Nachteil ist, dass je nach Ausgangsauslegung zur Erreichung der Achsschräglaufsteifigkeit die Reifenschräglaufsteifigkeit deutlich stärker vergrößert werden muss. Die Ursache für dieses Verhalten kann anhand Formel 5.12 erklärt werden. Da die Reifenschräglaufsteifigkeit neben dem Zähler auch in nahezu jedem Element des Nennerterms auftaucht, führt eine Vergrößerung der Reifenschräglaufsteifigkeit auch zu einer vergrößerten Wirkung der Elemente der Achssteifigkeiten. Je nach Vorzeichen vergrößern oder verringern sich bei höherer Reifenschräglaufsteifigkeit auch die Steifigkeiten infolge der Achselastokinematik. Ein weiterer Nachteil ist, dass eine starke Vergrößerung der Reifenschräglaufsteifigkeit wechselwirkungsbehaftet zu der Einlauflänge, den Vertikal- oder Rollwiderstandseigenschaften des Reifens ist. Eine singuläre Verstellung der Reifeneigenschaften führt so meist zu größeren Kompromissen bezüglich anderer Eigenschaften. Auch eine alleinige Verstellung der Achseigenschaften zur Zielerfüllung ist nicht empfehlenswert. Bereits im vorherigen Abschnitt wurde erläutert, dass die Reifeneigenschaften eine höhere Sensitivität zur Beeinflussung der effektiven Achscharakteristika besitzen. Demnach müssen die Achseigenschaften deutlich verstellt werden, um eine vergrößerte Achsschräglaufsteifigkeit zu realisieren. Das führt in der Regel zu einer zu starken Veränderung der Radstellung infolge der wirkenden Kräfte bzw. Momente, die konstruktiv nicht umsetzbar ist oder zur Verschlechterung anderer, hier nicht betrachteter Fahrzeugeigenschaften führt.

Bei der Auslegung der Achsschräglaufsteifigkeit der Hinterachse ist eine annähernde Zielerreichung notwendig. Wird die Achsschräglaufsteifigkeit zu gering ausgelegt, so führt das zu einem vergrößerten Schwimmwinkelgradienten und somit zu einer verringerten Stabilität.

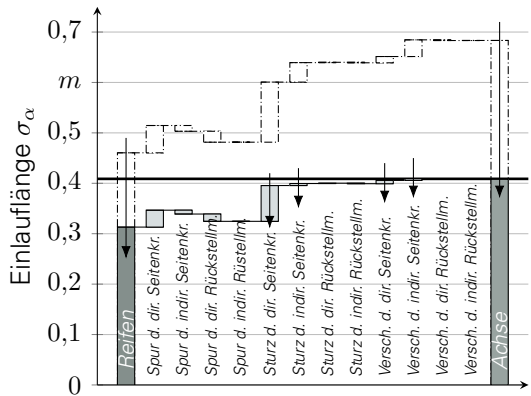
⁴⁶Auch bei Gleichbereifung können unterschiedliche Reifeneigenschaften, beispielsweise infolge unterschiedlicher Radlasten oder Fülldrücke, zwischen Vorder- und Hinterachse realisiert werden. Diese Maßnahmen führen jedoch zu Zielkonflikten bezüglich anderer Fahrzeugeigenschaften und sollten vor Auslegungsbeginn beachtet werden.



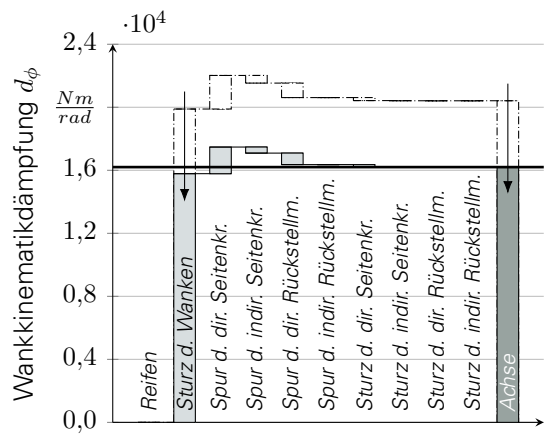
(a) Auslegung der Hinterachsschräglauftiefe durch Vergrößerung der Reifenschräglauftiefe und Anpassung des Seitenkraftlenks.



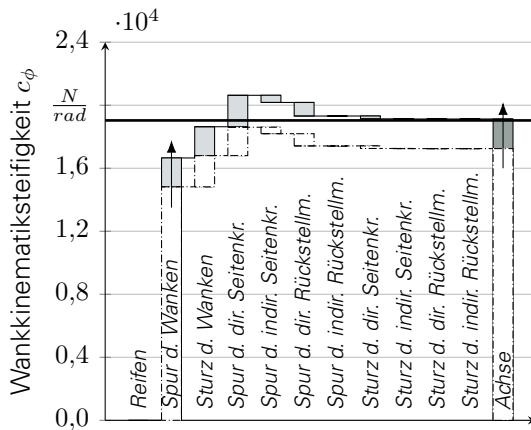
(b) Auslegung der Hinterachssturzsteifigkeit durch Verringerung der Reifensturzsteifigkeit.



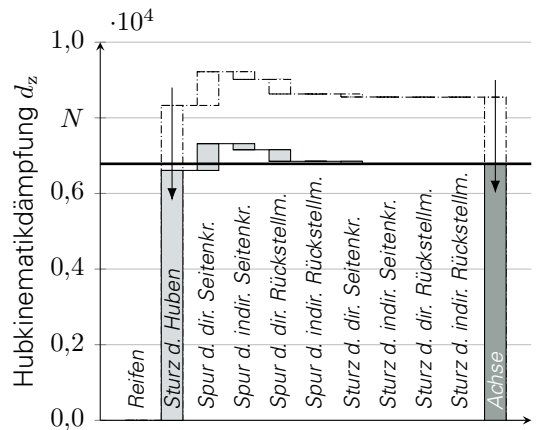
(c) Auslegung der Hinterachseinlaufänge durch Verringerung der Reifeneinlaufänge und Vergrößerung der direkten und indirekten Sturz- und Lateralsteifigkeiten.



(d) Auslegung der Achswankkinematikdämpfung durch Verringerung der Übersetzung von Wank- zu Sturzwinkel.



(e) Auslegung der Achswankkinematiksteifigkeit durch Verringerung der Übersetzung von Wank- zu Spurwinkel.



(f) Auslegung der Hinterachshubkinematikdämpfung durch Verringerung der Übersetzung von Einfederung zu Sturzwinkel.

Abbildung 6.11.: Auslegung der Hinterachse durch Einstellung der effektiven Achscharakteristika mithilfe der Subsystemeigenschaften - Teil 1.

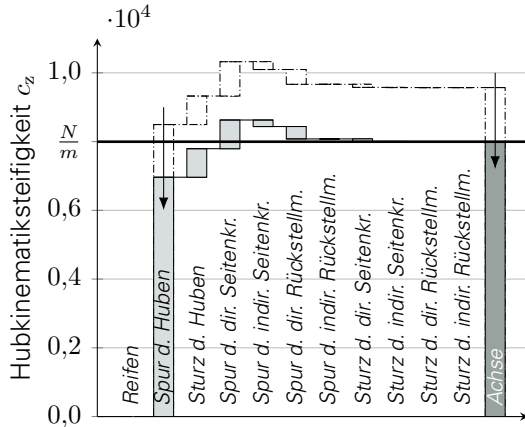
Zusätzlich verringert sich die Gierdämpfung, was zu einer stärkeren Fahrzeugreaktion bei höheren Anregungsfrequenzen führt. Wird dagegen die Achsschräglaufsteifigkeit zu groß ausgelegt, dann verändern sich das Eigenlenkverhalten und der Lenkradwinkelbedarf hin zu einem zu untersteuernden Fahrzeugverhalten, was zusätzlich zu einer Verringerung der Giereigenfrequenz führt.

Daher ist es sinnvoll, sowohl die Reifen- als auch die Achseigenschaften zur Einstellung der Achsschräglaufsteifigkeit zu nutzen. Dazu werden die Reifenschräglaufsteifigkeit um 20 % erhöht sowie die Spursteiligkeit (Spurwinkel durch Seitenkraft) um 38 % verringert. Da es sich beim auszulegenden Fahrzeug um das Beispielfahrzeug aus Kapitel 3 handelt, lenkt das Rad an der Hinterachse unter Seitenkraft in Vorspur. Das entspricht nach Kapitel 5.1 einer Vergrößerung der Hinterachsschräglaufsteifigkeit. Durch die Verringerung der Spursteiligkeit wird dieser Effekt verstärkt und somit die Achsschräglaufsteifigkeit weiter vergrößert. Diese Veränderungen führen somit zur gewünschten Vergrößerung der Achsschräglaufsteifigkeit um 26 %.

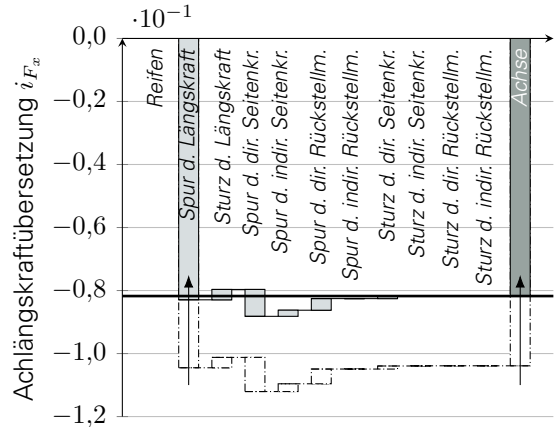
Entsprechend der Auslegungsreihenfolge folgt auf die Definition der Achsschräglaufsteifigkeit die Auslegung der Achssturzsteifigkeit. Dazu zeigt Abbildung 6.11b die Achssturzsteifigkeit der Hinterachse. Da im vorherigen Kapitel keine Veränderungen an der Achssturzsteifigkeit durchgeführt werden, ist es das Ziel, die gleiche Achssturzsteifigkeit zu erreichen wie das Ausgangsfahrzeug. Dazu ist eine Verringerung der Reifensturzsteifigkeit um 5 % notwendig. Nach Auslegung der Achssturzsteifigkeit erfolgt entsprechend der Auslegungsreihenfolge gemäß Kapitel 5.2.3 die Definition der Achseinlauflänge der Hinterachse. Dazu zeigt Abbildung 6.11c deren Aufbau. Im vorherigen Schritt wurde definiert, dass sich die Achseinlauflänge um 34 % verringern soll. Durch eine Verringerung der Reifeneinlauflänge um 32 % sowie eine Erhöhung der Lateral- und Sturzsteifigkeit kann die gewünschte Achseinlauflänge erreicht werden. Durch die Vergrößerung der Sturz- und Quersteifigkeiten verringert sich die Lateralgeschwindigkeit im Radaufstandspunkt entsprechend Abbildung 5.7, was zu einer Verringerung der Einlauflänge führt. Die Achseinlauflänge der Hinterachse ist dabei für die Zielerreichung besonders wichtig. Wird das abgeleitete Ziel für die Achseinlauflänge der Hinterachse nicht erreicht, so resultiert dies in einer geringeren Gierdämpfung des Fahrzeugs und somit in einem unsicheren Fahrzeugverhalten bei hohen Fahrgeschwindigkeiten. Wird die Achseinlauflänge dagegen stärker reduziert, so verbessert sich in der Regel das Fahrzeugverhalten.

Ist die Achseinlauflänge mithilfe der Reifen- und Achseigenschaften definiert, erfolgt die Auslegung der Wankigenschaften der Achse. Entsprechend der Auslegungsreihenfolge nach Kapitel 5.2.3 ist es dazu notwendig, zuerst die Achswankkinematikdämpfung nach Abbildung 6.11d auszulegen. Dazu steht lediglich die kinematische Übersetzung von Wank- zu Sturzwinkel zur Verfügung. Ziel der Auslegung in Schritt 1 ist es, die Achswankkinematikdämpfung auf dem Ausgangsniveau zu halten. Um auf der bereits teilausgelegten Basis das vorgegebene Ziel zu erreichen, muss die Übersetzung von Wankwinkel des Aufbaus zu Sturzwinkel des Rades um 26 % vergrößert werden. Daraus resultieren eine stärkere Sturzwinkelausbildung bei vorhandenem Wankwinkel und somit höhere Lateralgeschwindigkeiten, die entgegen der angreifenden Seitenkraft wirken.

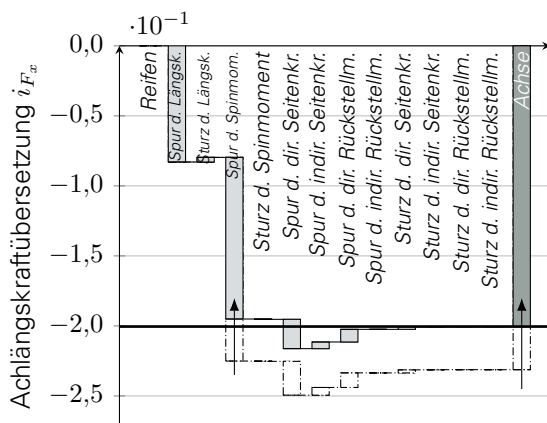
Nach der Definition der Achswankkinematikdämpfung erfolgt in Abbildung 6.11e die Auslegung der Achswankkinematiksteifigkeit. Auf Basis der Ableitung ist es dabei das Ziel, eine Vergrößerung der Achswankkinematiksteifigkeit um 30 % zu erreichen. Da sich durch eine Vergrößerung der Übersetzung von Wank- zu Sturzwinkel auch die Achswankkinematikdämpfung vergrößert, kann nun die Übersetzung von Wank- zu Spurwinkel genutzt werden, um die Achswankkinematiksteifigkeit zu beeinflussen. Dazu wurde diese Übersetzung um 11 % verringert. Da aus der Verringerung der Übersetzung von Wank- zu Sturzwinkel eine stärkere Sturzausbildung resultiert, erhöht sich die Seitenkraft der Hinterachse beim Wanken.



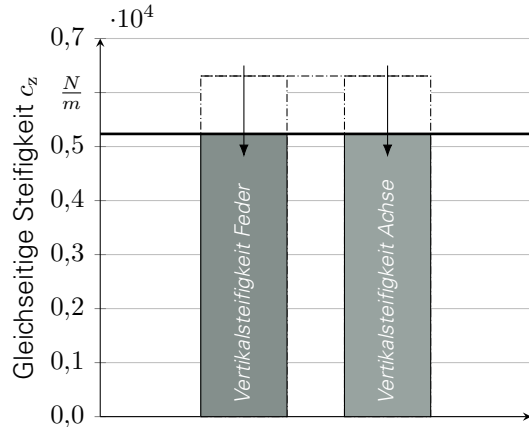
(a) Auslegung der Hinterachshubkinematiksteifigkeit durch Verringerung der Übersetzung von Einfederung zu Spurwinkel.



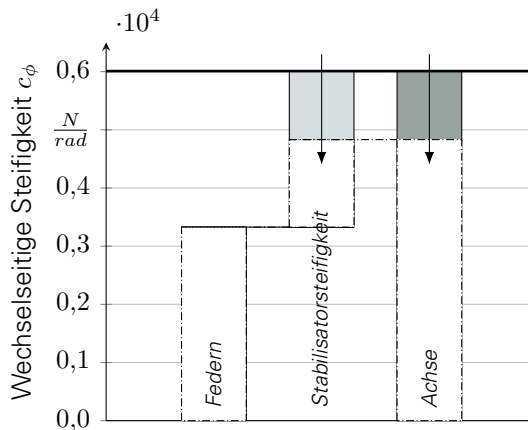
(b) Auslegung der Hinterachslängskraftübersetzung beim Antreiben durch Vergrößerung der Steifigkeit von Längskraft zu Spurwinkel.



(c) Auslegung der Hinterachslängskraftübersetzung beim Bremsen durch Vergrößerung der Steifigkeit von Längskraft zu Spurwinkel.



(d) Auslegung der gleichseitigen Steifigkeit durch Verringerung der Aufbaufedersteifigkeit.



(e) Auslegung der wechselseitigen Steifigkeit durch Vergrößerung der Stabilisatorsteifigkeit.

Abbildung 6.12.: Auslegung der Hinterachse durch Einstellung der effektiven Achscharakteristika mithilfe der Subsystemeigenschaften - Teil 2.

Um nun jedoch die gleiche statische Seitenkraft zu erzielen, ist es notwendig, den entstehenden Spurwinkel bei auftretendem Wankwinkel zu vergrößern, um höhere statische Seitenkräfte infolge der Wankbewegung zu realisieren.

Neben der Auslegung des Achsverhaltens infolge einer wechselseitigen Einfederung ist es zusätzlich notwendig, das Achsverhalten infolge einer gleichseitigen Einfederung auszulegen. Dabei ist es sowohl für die Achshubkinematikdämpfung als auch für die Achshubkinematiksteifigkeit das Ziel, den Ausgangszustand beider Größen beizubehalten. Die Auslegung findet in Analogie zur Auslegung der Achswankkinematiksteifigkeit und der Achswankkinematikdämpfung zunächst mit der Übersetzung von Einfederung zu Sturzwinkel statt. Um den Ausgangszustand der Achshubkinematikdämpfung zu erzielen, ist dabei eine Vergrößerung der Übersetzung um 26 % entsprechend Abbildung 6.11f notwendig. Daran angeschlossen folgt die Auslegung der Achshubkinematiksteifigkeit mit der Ableitung der Übersetzung von Einfederung zu Spurwinkel. Damit der Ausgangswert der Achshubkinematiksteifigkeit erzielt wird, wird die Übersetzung von Einfederung zu Spurwinkel um 22 % entsprechend Abbildung 6.12a vergrößert. Dabei sei darauf hingewiesen, dass eine exakte Zielerreichung der Achshubkinematiksteifigkeit und der Achshubkinematikdämpfung aufgrund ihrer geringen Sensitivität (vgl. siehe Abbildung 5.24) nicht notwendig ist und die Größen folglich zugunsten einer vereinfachten Realisierbarkeit definiert werden können.

Zuletzt ist es nach der erarbeiteten Auslegungsreihenfolge in Schritt 2 notwendig, das Achsverhalten als Resultat einer wirkenden positiven bzw. negativen Längskraft auszulegen. Da auch diese Größe in Schritt 1 nicht verändert wurde, ist es das Ziel, die Achslängskraftübersetzung beim Antreiben und Bremsen gleich zum Ausgangszustand zu halten. Durch die Veränderung des Nennerterms der effektiven Achscharakteristika vergrößert sich ebenfalls die Achslängskraftübersetzung. Daher ist es notwendig, diese mithilfe der Steifigkeiten von Längskraft zu Spur- bzw. Sturzwinkel einzustellen. Dazu werden in der Beispielauslegung die Steifigkeit von Längskraft zu Spurwinkel sowie Spinnmoment zu Spurwinkel um 26 % entsprechend den Abbildungen 6.12b,c vergrößert. Dadurch bildet die Achse weniger Seitenkräfte infolge der angreifenden Längskräfte und der Ausgangszustand der Achslängskraftübersetzung wird erreicht.

In der Definition der Auslegung in Schritt 1 werden die Dämpfungs- und Steifigkeitseigenschaften zwischen der gleich- und wechselseitigen Radbewegung unterschieden. Da in der Beispielauslegung kein zusätzlicher Freiheitsgrad zur separaten Auslegung der wechselseitigen Dämpfung vorgesehen ist, ergeben sich die gleichseitige und wechselseitige Dämpfung aus einer Verringerung der Dämpfung um 18 %. Zwischen der gleichseitigen und wechselseitigen Steifigkeit hingegen existiert dieser Freiheitsgrad für das Beispielfahrzeug durch die Stabilisatorsteifigkeit. In Abbildung 6.12d,e wird daher die Auslegung der Aufbaufedersteifigkeit und der Stabilisatorsteifigkeit für die Hinterachse dargestellt.

Da es das Ziel ist, den Fahrkomfort des Beispielfahrzeugs zu verbessern, ist es notwendig, die gleichseitige Steifigkeit um 17 % zu verringern. Diese Verringerung kann für die Hub- und Nickübertragungsfunktion entsprechend Abbildung 6.12e ausschließlich durch die Aufbaufedersteifigkeiten stattfinden. Die Auslegung der wechselseitigen Steifigkeit erfolgt auf Basis dieser verringerten Federsteifigkeit. Um den Wankwinkelgradienten des Beispielfahrzeugs zu verringern, ist die Vergrößerung der wechselseitigen Steifigkeit notwendig. Durch die zeitgleiche Verringerung der Aufbaufedersteifigkeit erfolgt direkt die Ableitung der Stabilisatorsteifigkeit. Diese muss zur Zielerfüllung in der Beispielauslegung um 78 % vergrößert werden.

AUSLEGUNG DER VORDERACHSE

Nach Ableitung der Subsystemeigenschaften der Hinterachse erfolgt in diesem Abschnitt in gleicher Weise die Auslegung der Subsystemeigenschaften der Vorderachse anhand der in Kapitel 5.2.3 definierten Auslegungsreihenfolge. Da wie bereits erläutert die Reifeneigenschaften durch die Hinterachsauslegung definiert werden, sind sie für die nachfolgende Auslegung der Vorderachse unveränderlich.

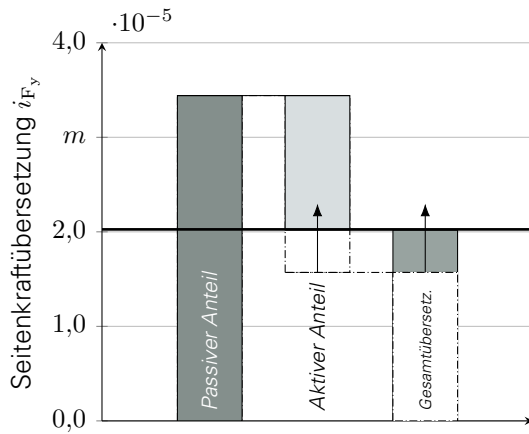
Gemäß der Auslegungsreihenfolge ist es zuerst notwendig, die Seitenkraftübersetzung mithilfe der passiven und aktiven Lenkungseigenschaften zu realisieren. Dazu zeigt Abbildung 6.13a den Aufbau der Seitenkraftübersetzung vor und nach der Auslegung. Im vorangegangenen Auslegungsschritt war es das Ziel, das gleiche Handmoment bei einer definierten Querbesehleunigung zu realisieren. Da es jedoch durch die Verringerung der Lenkübersetzung zu einer Reduktion des Handmomentengradienten kommt, muss die Seitenkraftübersetzung vom Rad zum Lenkrad um 29 % vergrößert werden. Dazu stehen nach Formel 5.8 einerseits die Lenkungssteifigkeiten bzw. -übersetzungen sowie die Achs- und Reifennachlaufänge und andererseits die Lenkkraftunterstützung zur Verfügung. Im Auslegungsbeispiel soll das passive Lenkungssystem nicht verändert werden, sodass mithilfe einer Verringerung der Lenkkraftunterstützung um 47 % die notwendige Vergrößerung der Seitenkraftübersetzung erzielt werden kann.

Auf die Auslegung der Seitenkraftunterstützung folgt die Definition der Achsschräglaufsteifigkeit der Vorderachse. In Analogie zur Hinterachsschräglaufsteifigkeit kann der Zielwert aus dem vorherigen Schritt mithilfe der Reifeneigenschaften und der Achselastokinematik-eigenschaften realisiert werden. Da das auszulegende Beispielfahrzeug eine Gleichbereifung aufweisen soll, ist die Definition der Reifeneigenschaften, wie bereits erwähnt, abgeschlossen. Es stehen nur noch die elastokinematischen Eigenschaften zur Zielerreichung zur Verfügung. Dabei ist es notwendig, das erarbeitete Auslegungsziel für die Achsschräglaufsteifigkeit der Vorderachse mithilfe der Subsystemeigenschaften annähernd zu erreichen. Abweichungen der Achsschräglaufsteifigkeiten resultieren in einem veränderten stationären Lenkradwinkelbedarf sowie in einem veränderten dynamischen Übertragungsverhalten. In der Beispielauslegung wurde daher zur Erreichung einer um 9 % vergrößerten Achsschräglaufsteifigkeit (zusätzlich zur vorhandenen Vergrößerung der Reifenschräglaufsteifigkeit um 20 %) die Achselastokinematik durch eine Verringerung des Spurwinkels durch Seitenkraft um 50 % angepasst. Abbildung 6.13b zeigt den Aufbau der Achsschräglaufsteifigkeit im Ausgangszustand und nach der Auslegung.

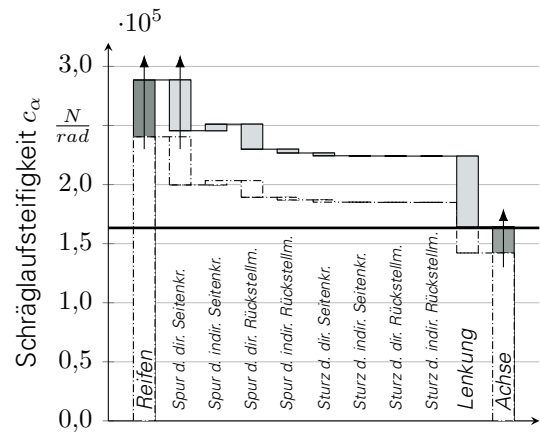
Auf die Auslegung der Achsschräglaufsteifigkeit folgt die Auslegung der Achssturzsteifigkeit gemäß Abbildung 6.13c. Da diese im vorherigen Schritt 1 nicht verändert wird, ist es das Ziel, die Achssturzsteifigkeit des Ausgangsfahrzeugs zu erreichen. Durch die Veränderung des Nennerterms der Achsschräglaufsteifigkeit führt dies auch zu einer Verringerung der Achssturzsteifigkeit. Da die Reifensturzsteifigkeit bereits durch die Hinterachse definiert wurde, ist es nicht möglich, das Eigenschaftsziel für die Achssturzsteifigkeit der Vorderachse zu erreichen. Da der Einfluss der Achssturzsteifigkeit der Vorderachse auf das Gesamtfahrzeugverhalten gemäß Abbildung 5.24 gering ist, stellt diese Zielverfehlung keinen wesentlichen Nachteil dar.

Nach der Definition der Achssturzsteifigkeit erfolgt gemäß der erarbeiteten Auslegungsreihenfolge nach Kapitel 5.2.3 die Auslegung der Achslenkkinematiksteifigkeit und der Achslenkkinematikdämpfung. Da die Achslenkkinematiksteifigkeit und die Achslenkkinematikdämpfung in Schritt 1 nicht verändert werden, ist es das Ziel, die gleiche Achslenkkinematiksteifigkeit und die gleiche Achslenkkinematikdämpfung wie das Ausgangsfahrzeug zu realisieren. Dazu wird die Übersetzung von Spurwinkel zu Sturzwinkel entsprechend Abbildung 6.13d um 14 % verringert und die Übersetzung von Querverschiebung zu Spurwinkel (durch die Achsnachlaufstrecke) entsprechend Abbildung 6.13e um 9 % reduziert.

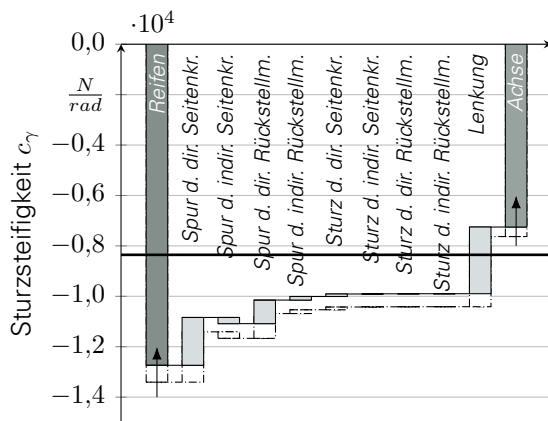
6. Untersuchung und Evaluation der Achsauslegungsmethode anhand einer Beispielauslegung



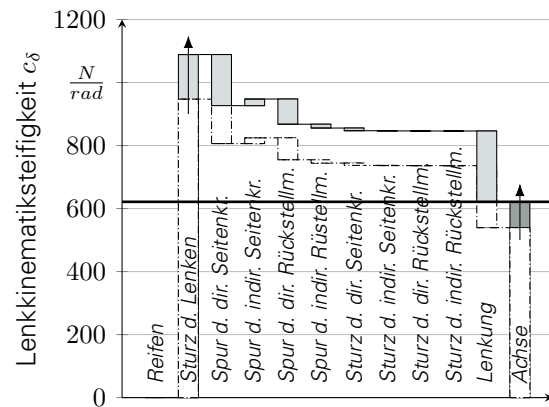
(a) Auslegung der Seitenkraftübersetzung durch Verringerung der Lenkkräfteübersetzung.



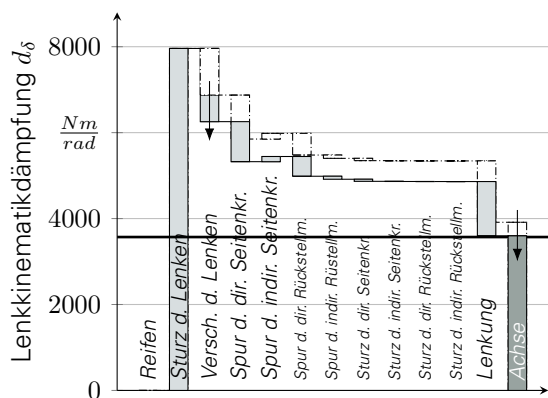
(b) Auslegung der Vorderachsschräglauftiefe durch Vergrößerung der Reifenschräglauftiefen und Anpassung des Seitenkraftlenkens.



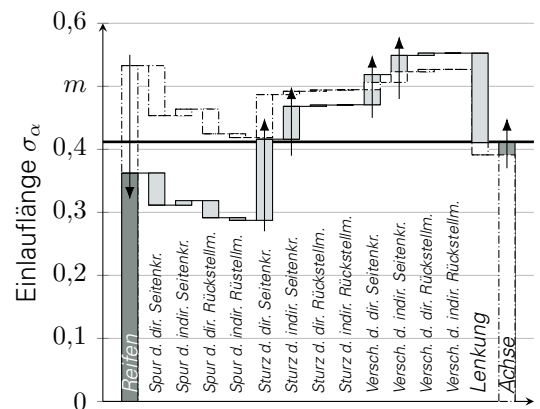
(c) Auslegung der Achssturzsteifigkeit durch Verringerung der Reifensturzsteifigkeit.



(d) Auslegung der Achslenkkinematiksteifigkeit durch Vergrößerung der Übersetzung von Spur zu Sturzwinkel.



(e) Auslegung der Achslenkkinematikdämpfung durch Anpassung der Achsnachlaufstrecke.



(f) Auslegung der Achseinlaufänge durch Verringerung der Reifeneinlaufänge und Verringerung der direkten und indirekten Sturz- und Lateralsteifigkeiten.

Abbildung 6.13.: Auslegung der Vorderachse durch Einstellung der effektiven Achscharakteristika mithilfe der Subsystemeigenschaften - Teil 1.

Die Zielerreichung ist bei diesen Größen von untergeordneter Rolle, da beide Größen im Verhältnis zur Achsschräglaufsteifigkeit einen geringen Einfluss auf das stationäre Fahrverhalten aufweisen. Daher kann bei diesen Größen auch auf eine Auslegung zugunsten einer vereinfachten Realisierbarkeit verzichtet werden.

Im nächsten Schritt der Auslegungsmethode wird die Achseinlauflänge der Vorderachse definiert. Bereits in Kapitel 5.2.2 konnte gezeigt werden, dass die Achseinlauflänge der Vorderachse eine untergeordnete Rolle bezüglich der verwendeten Kennwerte aufweist. Demnach ist auch an dieser Stelle eine exakte Zielerreichung der Vorderachseinlauflänge nicht zwingend im Auslegungsablauf notwendig. Eine hohe Abweichung der Achseinlauflänge der Vorderachse vom vorgegebenen Ziel sollte dennoch vermieden werden. Im Auslegungsbeispiel kommt es durch die vorangegangenen Auslegungen der kinematischen und elastokinematischen Eigenschaften der Achse sowie durch die geringe Reifeneinlauflänge zu einer Verringerung der Vorderachseinlauflänge. Um die Achseinlauflänge zu vergrößern ist es notwendig, die Quergeschwindigkeiten im Radaufstandspunkt zu erhöhen. Dazu werden die Sturz- und Quersteifigkeit der Vorderachse entsprechend Abbildung 6.13f reduziert.

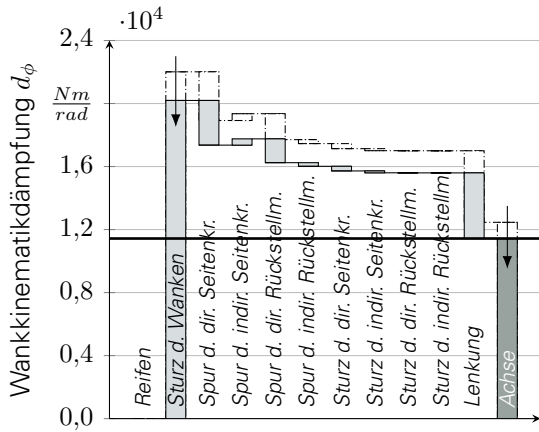
Gemäß der Auslegungsmethode folgt die Auslegung der Achswankkinematikdämpfung. Durch die Veränderung der bisherigen Achseigenschaften kommt es zu einer Vergrößerung dieser effektiven Achscharakteristik. Da im vorherigen Auslegungsschritt die Achswankkinematikdämpfung nicht verändert wird, ist es das Ziel, ihren Ausgangszustand wieder herzustellen. Dabei ist eine annähernde Zielerreichung notwendig, da durch die Achswankkinematikdämpfung der dynamische Seitenkraftaufbau infolge von Wankwinkelgeschwindigkeiten erheblich geprägt wird. Zur Zielerreichung steht gemäß Kapitel 5.2.3 in Abbildung 6.14a lediglich die Übersetzung von Sturz- zu Wankwinkel zur Verfügung. Um eine Verringerung der Achswankkinematikdämpfung zu erzielen, ist in Analogie zur Hinterachseinstellung eine Vergrößerung der Übersetzung von Wank- zu Sturzwinkel notwendig. Durch eine Vergrößerung der kinematischen Übersetzung von Wank- zu Sturzwinkel um 9 % kann die Zielerforderung erreicht werden.

Nach der Definition der Achswankkinematikdämpfung erfolgt die Auslegung der Achswankkinematiksteifigkeit gemäß Abbildung 6.14b. Entsprechend Kapitel 5.2.3 steht dazu ausschließlich die Übersetzung von Wank- zu Spurwinkel zur Verfügung. Auch die Achswankkinematiksteifigkeit vergrößert sich betragsmäßig durch die bisherige Auslegung der elastokinematischen Eigenschaften. Um eine betragsmäßige Verringerung der Achswankkinematiksteifigkeit zu erzielen, ist es notwendig, die Übersetzung von Wank- zu Spurwinkel zu vergrößern. Da die Achswankkinematiksteifigkeit ebenfalls einen Einfluss auf die Gesamtfahrzeugeigenschaften hat, ist eine annähernde Zielerreichung notwendig. Für das Auslegungsbeispiel wurde dazu die Übersetzung von Wank- zu Spurwinkel um 31 % vergrößert.

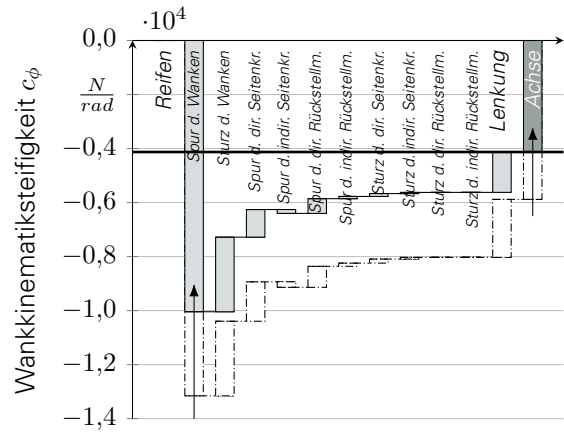
In Analogie zur Auslegung der Achswankkinematiksteifigkeit und Achswankkinematikdämpfung erfolgt die Auslegung der Achshubkinematikdämpfung und der Achshubkinematiksteifigkeit entsprechend den Abbildungen 6.14c,d. Beide Größen werden im vorherigen Auslegungsschritt nicht verändert, folglich sollen die gleiche Achshubkinematiksteifigkeit und Achshubkinematikdämpfung, wie sie das Ausgangsfahrzeug besitzt, realisiert werden. Dazu werden die Übersetzung von Einfederung zu Sturzwinkel um 9 % und die Übersetzung von Einfederung zu Spurwinkel um 14 % vergrößert. Auch an dieser Stelle sei darauf hingewiesen, dass eine exakte Zielerreichung der Achshubkinematiksteifigkeit und der Achshubkinematikdämpfung aufgrund ihrer geringen Sensitivitäten (vgl. siehe Abbildung 5.24) nicht notwendig ist und die Größen folglich zugunsten einer vereinfachten Realisierbarkeit definiert werden können.

Im nächsten Schritt der Auslegungsreihenfolge nach Kapitel 5.2.3 ist es notwendig, die Achslängskraftübersetzung beim Antreiben bzw. Bremsen gemäß der Abbildungen 6.14e,f zu definieren. Auch bei diesen beiden Größen kommt es durch die bisherigen elastokinematischen Einstellungen zu einer Vergrößerung.

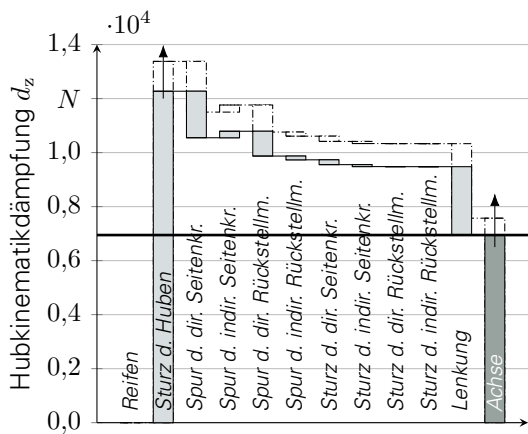
6. Untersuchung und Evaluation der Achsauslegungsmethode anhand einer Beispielauslegung



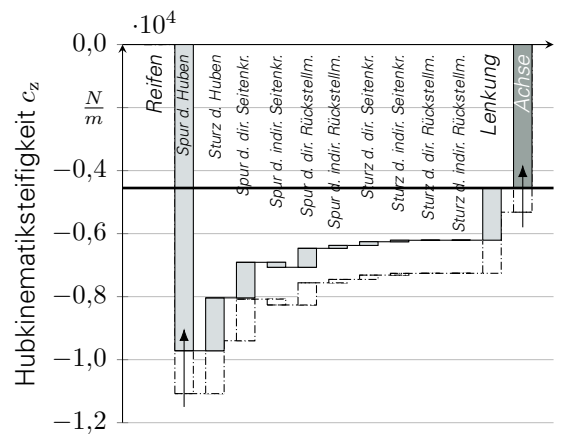
(a) Auslegung der Achswankkinematikdämpfung durch Verringerung der Übersetzung von Wank- zu Sturzwinkel.



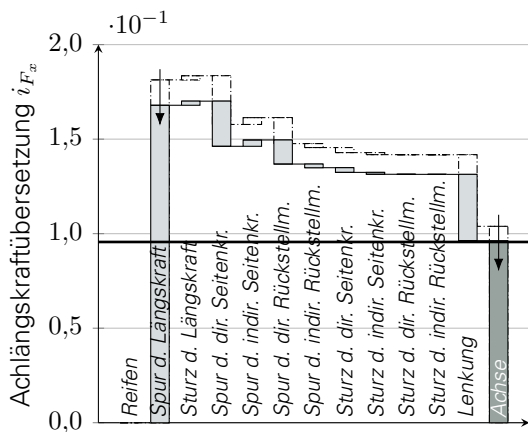
(b) Auslegung der Achswankkinematiksteifigkeit durch Vergrößerung der Übersetzung von Wank- zu Spurwinkel.



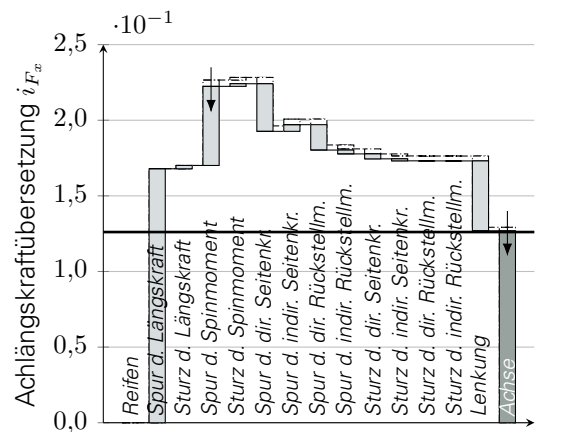
(c) Auslegung der Achshubkinematikdämpfung durch Verringerung der Übersetzung von Einfederung zu Sturzwinkel.



(d) Auslegung der Achshubkinematiksteifigkeit durch Verringerung der Übersetzung von Einfederung zu Spurwinkel.

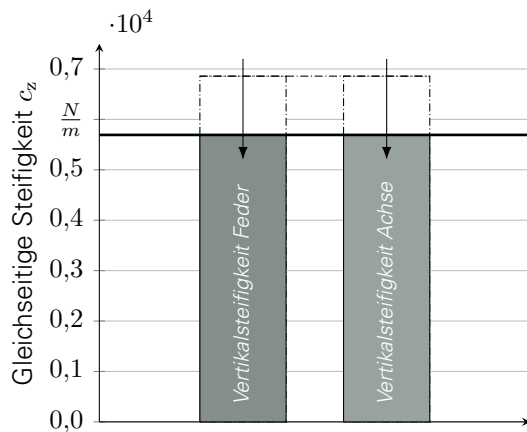


(e) Auslegung der Längskraftübersetzung beim Antreiben durch Vergrößerung der Steifigkeit von Spurwinkel zu Längskraft.

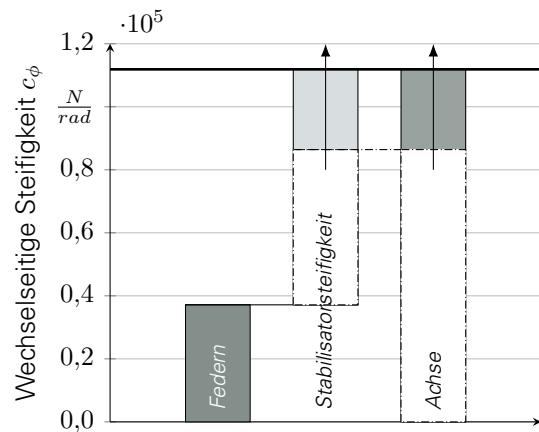


(f) Auslegung der Längskraftübersetzung beim Antreiben durch Vergrößerung der Steifigkeit von Spurwinkel zu Spinnmoment.

Abbildung 6.14.: Auslegung der Vorderachse durch Einstellung der effektiven Achscharakteristika mithilfe der Subsystemeigenschaften - Teil 2.



(a) Auslegung der gleichseitigen Steifigkeit durch Verringerung der Federsteifigkeit.



(b) Auslegung der wechelseitigen Steifigkeit durch Vergrößerung der Stabilisatorsteifigkeit.

Abbildung 6.15.: Auslegung der Vorderachse durch Einstellung der effektiven Achscharakteristika mithilfe der Subsystemeigenschaften - Teil 3.

In Analogie zur Hinterachse muss die Steifigkeit von positiver bzw. negativer Längskraft zu Spurwinkel und die Steifigkeit von positiven bzw. negativen Spinnmoment zu Spurwinkel genutzt werden. Durch eine Vergrößerung der Steifigkeit von Längskraft zu Spurwinkel bzw. von Spinnmoment zu Spurwinkel um jeweils 8 % kann der Ausgangszustand der Achslängskraftübersetzungen für Antreiben und Bremsen wieder hergestellt werden.

Zuletzt folgt die Definition der gleichseitigen und wechelseitigen Dämpfungen und Steifigkeiten. In Analogie zur Hinterachse besitzt auch die Vorderachse keinen zusätzlichen, ausschließlich bei einer wechelseitigen Bewegung wirkenden, Dämpfungsfreiheitsgrad. Daher ergeben sich gleich- und wechelseitige Aufbaudämpfungen direkt durch die Dämpfungsverringerung des Aufbaudämpfers um 18 %. Bei den Steifigkeiten erfolgt zunächst über die gleichseitige Steifigkeit die Ableitung der Aufbaufedersteifigkeit in Abbildung 6.15a. Diese muss zur Zielerfüllung um 19 % reduziert werden. Daran angeschlossen erfolgt die Ableitung der Stabilisatorsteifigkeit aus der wechelseitigen Steifigkeitsanforderung nach Abbildung 6.15b. Durch die Reduktion der Aufbaufedersteifigkeit um 19 % muss die Stabilisatorsteifigkeit um 78 % vergrößert werden, um die Zielanforderung an die wechelseitige Steifigkeit zu erreichen.

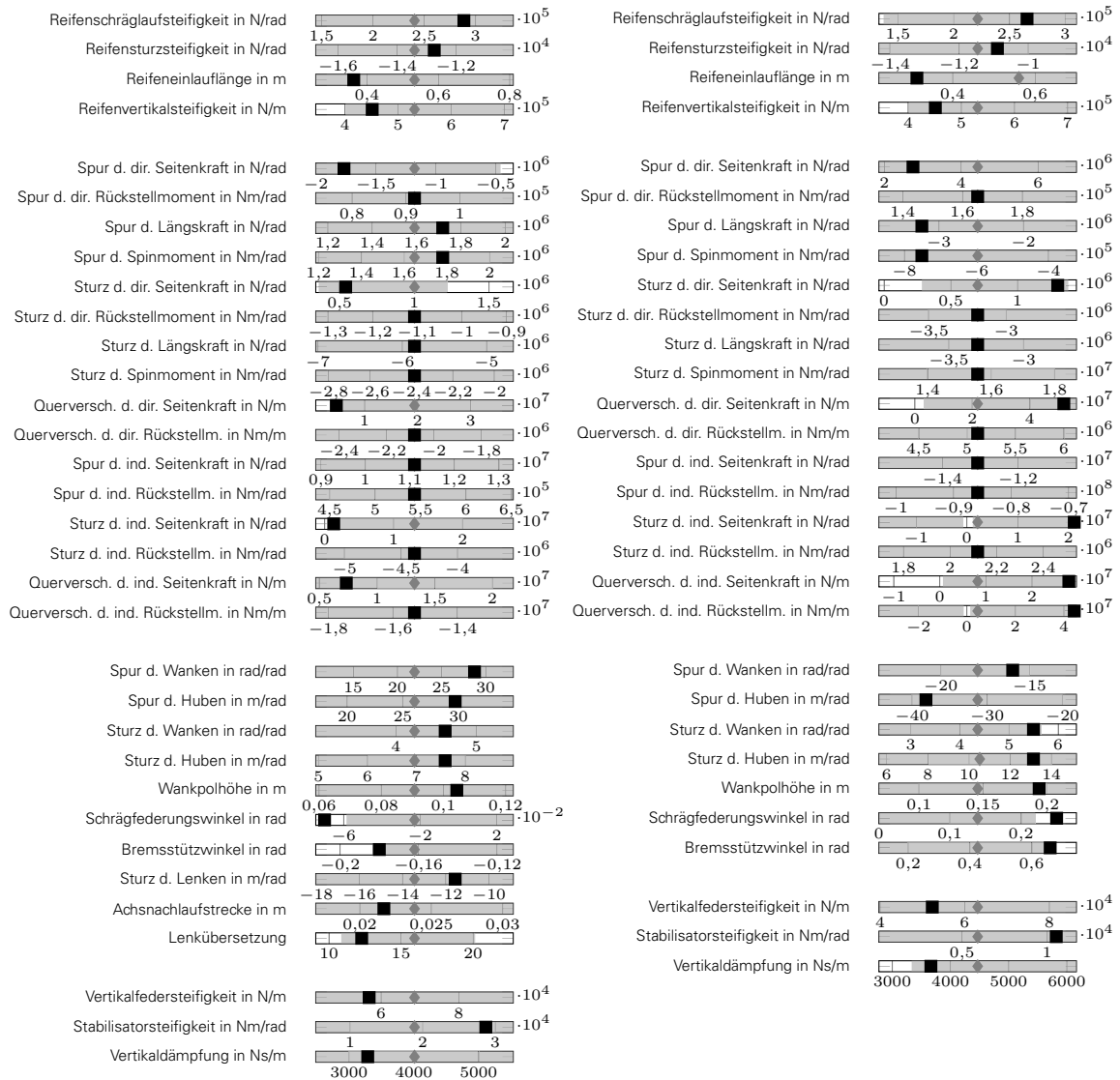
6.2.3. ERGEBNIS DER AUSLEGUNG, UMSETZBARKEIT UND ZIELERREICHUNG

Anhand der im vorherigen Kapitel durchgeführten manuellen Auslegungsstrategie ist eine Ableitung von Subsystemeigenschaften aus Gesamtfahrzeugeigenschaftszielen für Fahrdynamik und Fahrkomfort erfolgt. In diesem Abschnitt werden die Subsystemeigenschaften zusammenfassend vorgestellt und deren Umsetzbarkeit in Anlehnung an Kapitel 5.2.4 diskutiert. Daran angeschlossen erfolgt die Überprüfung der Zielerreichung auf Gesamtfahrzeugebene.

ABGELEITETE SUBSYSTEMEIGENSCHAFTEN UND UMSETZBARKEIT

Zur Diskussion der Subsystemeigenschaften zeigt Abbildung 6.16 die Reifen- und Achseigenschaften jeweils für die Vorder- und Hinterachse. Anhand des grau hinterlegten Bereichs werden der Minimal- und der Maximalwert der jeweiligen Eigenschaften aus einer Wettbewerbsanalyse von 300 Reifen, 263 Vorder- und Hinterachsen sowie 129 Dämpfern dargestellt.

6. Untersuchung und Evaluation der Achsauslegungsmethode anhand einer Beispielauslegung



(a) Subsystemeigenschaften der Vorderachse. (b) Subsystemeigenschaften der Hinterachse.

Abbildung 6.16.: Abgeleitete Subsystemeigenschaften nach der Auslegungsmethode mit Startkonfiguration (Raute), ausgelegtem Fahrzeug (Viereck) sowie Umsetzbarkeitsbereichen (grau) für Vorder- und Hinterachse.

Zudem sind sowohl der Ausgangswert der Startkonfiguration sowie der Endwert des ausgelegten Fahrzeugs integriert.

Anhand Abbildung 6.16 wird zunächst ersichtlich, dass sich nahezu alle Subsystemeigenschaften innerhalb des durch die Wettbewerbsanalyse definierten Umsetzbarkeitsbereichs befinden. Lediglich die Schrägfederungswinkel der Vorder- und Hinterachse liegen außerhalb dieses Bereichs und müssen daher besonders auf ihre Umsetzbarkeit im Einklang mit den weiteren Achseigenschaften überprüft werden. Für alle anderen Subsystemeigenschaften ist eine Umsetzbarkeit mit höherer Wahrscheinlichkeit gewährleistet. Dabei sei entsprechend Kapitel 5.2.4 darauf hingewiesen, dass die genaue Umsetzbarkeit der Lösungsvariante nur gemeinsam mit der realen Konstruktion erarbeitet werden kann. So bietet der Umsetzbarkeitsbereich zwar einen Anhaltspunkt zur Einschätzung der Ergebnisse, jedoch kann der reale Umsetzbarkeitsbereich deutlich kleiner sein, da die Kombinatorik der einzelnen Subsystemeigenschaften nicht zwangsläufig funktionieren muss oder aufgrund von Kosten- oder Gewichtsanforderungen nicht realisiert werden kann.

Bei Betrachtung der Subsystemeigenschaften der Vorderachse wird ersichtlich, dass die Reifeneigenschaften verbessert wurden. Durch die Vergrößerung der Reifenschräglaufsteifigkeit bei gleichzeitiger Verringerung der Einlauflänge besteht die Forderung nach einem fahrdynamisch verbesserten Reifen. Diese Reifeneigenschaftsveränderung kann beispielsweise durch eine Vergrößerung der Felgenmaulweite erzielt werden [APW⁺15]. Zur Verringerung der Radlastschwankungen und zur Verbesserung des Fahrkomforts muss zeitgleich die Reifenvertikalsteifigkeit verringert werden. Die Achseigenschaften der ausgelegten Vorderachse weisen geringere Spurwinkel infolge von Seitenkräften auf. Die Achse besitzt somit eine höhere Spursteifigkeit, was ebenfalls zu einer Vergrößerung der Achsschräglaufsteifigkeit führt. Die gleichseitigen und wechselseitigen Achskinematikeigenschaften wurden aufgrund der erhöhten Seitenkräfte vergrößert. Weiterhin wurden die Vertikalsteifigkeit und -dämpfung der Achse zugunsten eines verbesserten Fahrkomforts reduziert. Durch die verringerte Vertikalsteifigkeit ist eine Vergrößerung der Stabilisatorsteifigkeit, Wankpolhöhe sowie Schrägfederungs- bzw. Bremsstützwinkel notwendig, um eine gleichbleibende bzw. minimierte Aufbaubewegung zu bewirken.

Die Subsystemeigenschaften der Hinterachse müssen im Vergleich zur Vorderachse analog verstellt werden. So ist es notwendig, das Reifenverhalten hinsichtlich Schräglaufsteifigkeit, Einlauflänge sowie Vertikalsteifigkeit fahrdynamisch zu verbessern. Dieses Ergebnis resultiert dabei aus der Forderung einer Gleichbereifung des auszulegenden Fahrzeugs. Hinsichtlich der Spursteifigkeit wurde das Seitenkraftlenken erhöht. Da die Hinterachse der Ausgangsauslegung bei positiver Kraft in Vorspur lenkt, kann die Achsschräglaufsteifigkeit durch Vergrößerung dieses Effekts vergrößert werden. Dazu ist die Vorspursteifigkeit zu reduzieren. Durch die nun vergrößerte Seitenkraft mussten in Analogie zur Vorderachse die gleich- und wechselseitigen Achskinematikeigenschaften reduziert werden. Zur Verbesserung des Fahrkomforts wurden die Vertikalsteifigkeiten und -dämpfungen gesenkt. In Analogie zur Vorderachse mussten demnach ebenfalls die Stabilisatorsteifigkeit, die Wankpolhöhe sowie der Schrägfederungs- und Bremsstützwinkel vergrößert werden, um ein Gleichhalten bzw. eine Verringerung der Aufbaubewegung zu erzielen.

ÜBERPRÜFUNG DER ZIELERREICHUNG AUF GESAMTFAHRZEUGEBENE

Zur Überprüfung der Zielerreichung der in den vorangegangenen Kapiteln erarbeiteten Auslegungen auf Gesamtfahrzeugebene wird das ausgelegte Fahrwerk des Beispielfahrzeugs mit dessen Ausgangszustand verglichen. Abbildung 6.17 zeigt dazu die objektiven Kennwerte auf Gesamtfahrzeugebene für beide Fahrwerkkonfigurationen. Zusätzlich ist ein grauer Bereich hinterlegt, der die in Kapitel 6.1 definierten Zielbereiche markiert. In Anhang A.7 kann zudem der grafische Vergleich zwischen Referenz und ausgelegtem Fahrzeug auf Basis der relevanten Übertragungsfunktionen betrachtet werden.

6. Untersuchung und Evaluation der Achsauslegungsmethode anhand einer Beispielauslegung

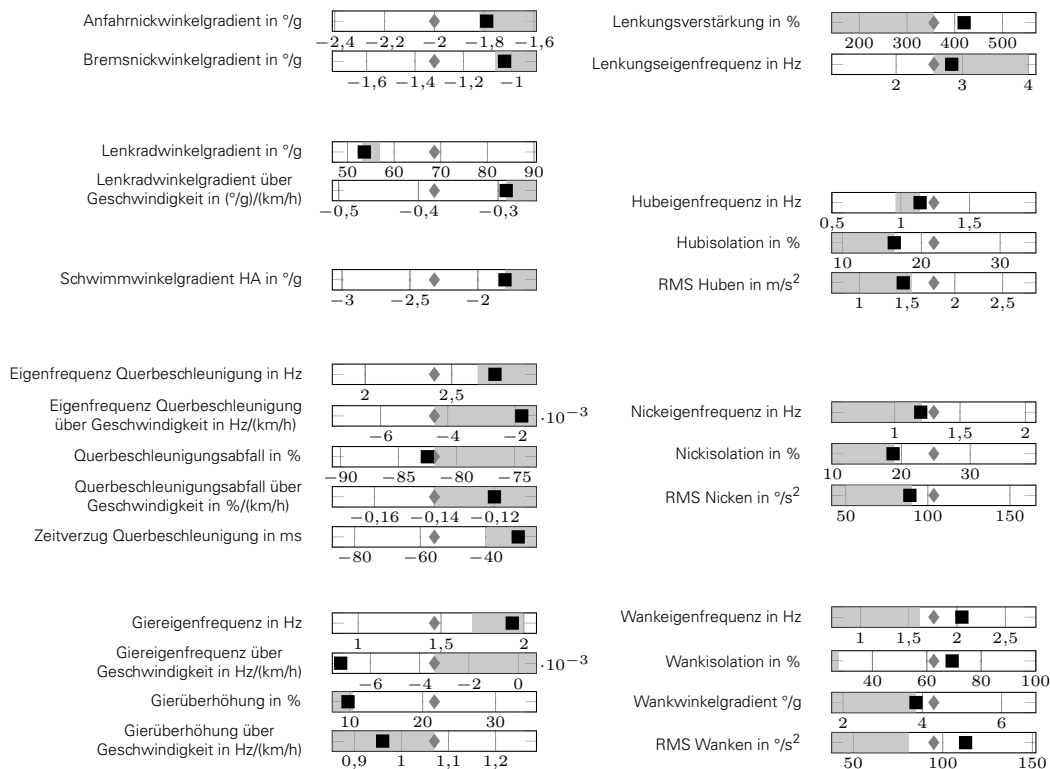


Abbildung 6.17.: Vergleich zwischen Ausgangszustand der Fahrzeugeigenschaften (Raute), Eigenschaften nach erfolgter Fahrwerksauslegung (Viereck) sowie angestrebtem Zielbereich (grau).

Anhand Abbildung 6.17 wird für die fahrdynamischen Eigenschaften ersichtlich, dass sich das Fahrzeug in nahezu allen Kennwerten deutlich verbessert hat und sich im definierten Zielbereich befindet. So weist das Fahrzeug einen deutlich geringeren Anfahr- und Bremsnickwinkelgradienten, einen geringeren Lenkradwinkelgradienten sowie einen geringeren Lenkradwinkelgradientenabfall über der Fahrgeschwindigkeit auf. Zeitgleich führen die veränderten Subsystemeigenschaften zu einem deutlich geringeren Schwimmwinkelgradienten der Hinterachse und somit zu einem stabileren Gesamtfahrzeugverhalten. Auch die dynamischen Fahrzeugeigenschaften können verbessert werden. So besitzt das Fahrzeug deutlich höhere Eigenfrequenzen, geringere Zeitverzögerungen und eine geringe Gierüberhöhung. Jedoch kommt es bei dieser Auslegung ebenfalls zu einer Vergrößerung der Lenküberhöhung. Durch die gleichermaßen starke Vergrößerung der Eigenfrequenzen liegt diese Verstärkung jedoch weit außerhalb der durch den Fahrer erregbaren Lenkfrequenzen (siehe dazu Kapitel 2.2).

Bei Betrachtung der Fahrkomforteigenschaften des Fahrzeugs zeigt sich ebenfalls eine deutliche Verbesserung. Durch die Verringerung der Hub- und Nickeigenfrequenzen sowie des Hub- und Nickisolationswerts, die den besonders sensitiv wahrgenommenen Anregungsbereich beschreiben, verbessert sich der Fahrkomfort des Fahrzeugs. Das kann ebenfalls anhand des verringerten RMS-Werts für die Hub- und Nickbewegung bestätigt werden. Trotz des höheren Fahrkomforts konnte durch eine höhere Stabilisatorsteifigkeit und höhere Wankpolhöhen der Wankwinkelgradient des Fahrzeugs verringert werden. Durch die getroffene Auslegung hat sich dabei das Frequenz- und Dämpfungsverhältnis nicht verändert, sodass das kombinierte Hub-Nickverhalten gleich bleibt. Ebenso wurde die Wankmomentenverteilung konstant gehalten, um ein identisches Fahrverhalten bei hohen Querbeschleunigungen zu gewährleisten. Durch die Verringerung der Aufbaudämpfungen verstärken sich die dynamischen Radlastschwankungen. Diese konnten anschließend durch die Anpassung der

Reifenvertikalsteifigkeiten ebenfalls verringert werden.

Im Rahmen der Auslegung konnten die Ziele für das Wankkomfortverhalten nicht realisiert werden. Ursächlich hierfür ist der bereits erwähnte Zielkonflikt zwischen der Querdynamik- und Fahrkomfortauslegung. So ist es das Ziel, einerseits geringe Wankwinkelgradienten und Wankverstärkungen zu realisieren, in dessen Folge das Fahrwerk hohe wechselseitige Steifigkeiten und Dämpfungen benötigt, sowie andererseits geringe Wankfrequenzen und Wankisolationswerte zu erreichen, die geringe wechselseitige Steifigkeiten und Dämpfungen erfordern. Dieser Zielkonflikt ist auf Basis eines passiven Fahrzeugs in der Beispielauslegung nicht auflösbar. An dieser Stelle ist die Verwendung aktiver Fahrwerksysteme empfohlen, bei denen sowohl die wechselseitige Steifigkeit als auch die wechselseitige Dämpfung je nach Fahrsituation variiert werden können.

Diese Ergebnisdiskussion zeigt, dass mithilfe der Auslegungsmethode Fahrwerkeigenschaften so abgeleitet werden können, dass sich die zu Beginn der Methode definierten Gesamtfahrzeugziele ergeben. Damit ist die Beispielauslegung auf Basis der manuellen Achsauslegung abgeschlossen.

6.3. BEISPIEL AUSLEGUNG AUF BASIS DER ERWEITERTEN AUTOMATISIERTEN ACHSAUSLEGUNGSMETHODE

In Kapitel 5.3 wurde vorgestellt, wie die Integration des Solution-Space-Algorithmus in die Fahrwerk auslegungsmethode die Entwicklungszeiten verringern kann. Im nachfolgenden Kapitel sollen nun deren Anwendbarkeit und der Zeitaufwand anhand des im vorherigen Kapitel vorgestellten Auslegungsbeispiels überprüft werden. Dabei erfolgt in jedem Auslegungsschritt die Diskussion der gewonnenen Ergebnisse in Bezug zum manuellen Auslegungsergebnis.

6.3.1. AUSLEGUNG IN SCHRITT 1

In Schritt 1 der Auslegungsmethode ist es das Ziel, auf Basis der in Kapitel 6.1 definierten Gesamtfahrzeugzielwerte die effektiven Achscharakteristika für die Vorder- und Hinterachse abzuleiten. Innerhalb des Solution-Space-Algorithmus muss demnach ein Hyperwürfel mit dem maximalen Volumen in einem 38-dimensionalen Raum gebildet werden. Dabei werden für die betrachteten Parameter in Schritt 1 Verstellweiten definiert, um eine zu hohe Veränderung dieser Größen zu vermeiden und damit die Wahrscheinlichkeit der Umsetzbarkeit zu erhöhen. Zudem ist es notwendig, zusätzliche Randbedingungen für die Auslegung zu definieren. So dürfen die gleichseitigen Steifigkeiten und Dämpfungen nur gleichmäßig zwischen Vorder- und Hinterachse verstellt werden, um ein gleiches Steifigkeits- bzw. Dämpfungsverhältnis der Vorder- und Hinterachse zu gewährleisten. Aufgrund des Fehlens einer zusätzlichen wechselseitigen Dämpfung muss eine Verstellung der gleichseitigen Dämpfung auch zu einer Verstellung der wechselseitigen Dämpfung führen. Zuletzt erfolgt die Definition der Randbedingung, dass die Reifenvertikalsteifigkeiten aufgrund der Anforderung an eine Gleichbereifung im selben Maße an der Vorder- und Hinterachse verstellt werden müssen. Sowohl die Reifenvertikaldämpfung und die Kardanikübersetzung als auch die Übersetzung von Zahnstange zu Spurwinkel werden in der automatisierten Beispielauslegung nicht berücksichtigt, da deren Verstellung ein unrealistisches Auslegungsergebnis hervorrufen würde.

Auf Basis des Firefly-Algorithmus nach Kapitel 5.3.2 konnten dazu zunächst 58 relevante Startindividuen identifiziert werden. Von jedem Individuum aus wird jeweils ein Lösungsbänder entwickelt. In Abbildung 6.18 sind zwei verschiedene Lösungsbänder mit dem jeweils größten Volumen (und damit auch größter Robustheit) in Relation zur Startkonfiguration in %

dargestellt. Zusätzlich ist ebenfalls die manuelle Auslegung nach Kapitel 6.2 in die Abbildung integriert.

Anhand Abbildung 6.18 wird zunächst ersichtlich, dass sich eine Vielzahl der manuell ausgelegten Parameter innerhalb der betrachteten Zielbänder befindet. Durch die Größe der Verstellweite der einzelnen Parameter wird bei einigen Parametern deren hohe Robustheit bzw. geringe Sensitivität ersichtlich. Nachfolgend werden die einzelnen Verstellwerte genauer diskutiert.

Zunächst werden die effektiven Achscharakteristika in Form der Achslängskraftübersetzungen $i_{AF_{x,v,h}}$ für Antreiben und Bremsen sowie der Achshubkinematiksteifigkeit $c_{zAV,h}$ und Achshubkinematikdämpfung $d_{zAV,h}$ betrachtet. In der manuellen Auslegung wurden diese Größen aufgrund ihrer geringeren Sensitivität zur Zielerreichung der Aufbaubewegung nicht beeinflusst. Diese geringe Sensitivität kann ebenfalls innerhalb der Lösungsbänder beobachtet werden. So erstrecken sich die Verstellweiten für diese Größen fast vollständig über den definierten Verstellbereich von $\pm 50\%$. Demnach ist es nicht zweckmäßig, eine Verstellung dieser effektiven Achscharakteristika bei dieser Beispielauslegung durchzuführen. Bei Betrachtung der gleichseitigen Steifigkeiten $c_{zv,h}$ und Dämpfungen $d_{zv,h}$ der Vorder- und Hinterachse werden Lösungsbänder ersichtlich, die deutlich schmaler als die zulässige Verstellweite sind. Dabei können die Steifigkeiten in einem Bereich von -21 bis -17% und die Dämpfungen in einem Bereich von -22 bis -18% verstellt werden. In der manuellen Auslegung wurden ebenfalls die gleichseitigen Steifigkeiten und Dämpfungen zur Verringerung der Hubeigenfrequenzen HEF bzw. Nickeigenfrequenzen NEF und der Hubisolationswerte HIS bzw. Nickisolationswerte NIS reduziert. Die manuelle Auslegung liegt dabei am oberen Rand der Robustheit, wodurch eine Nichterreicherung der manuellen Verstellweite zum Verletzen der Gesamtfahrzeugziele führt. Die wechselseitige Dämpfung $d_{\phi_{v,h}}$ ergibt sich entsprechend der Randbedingungen analog zur gleichseitigen Dämpfung.

Aufgrund der geringen Ausgangswerte des Beispielfahrzeugs wurde eine hohe Verstellung der Schrägfederungswinkel $\varepsilon_{v,h}$ und Bremsstützwinkel $\varepsilon_{Bv,h}$ zur Erreichung der geforderten Nickwinkelgradienten für Antreiben NWG_A und Bremsen NWG_B innerhalb der manuellen Auslegung notwendig. Diese hohe Verstellung wird ebenfalls anhand beider Lösungsbänder ersichtlich. Für den Schrägfederungswinkel der Hinterachse und den Bremsstützwinkel der Vorder- bzw. Hinterachse liegt die manuelle Auslegung am unteren Rand der Lösungsbänder und bildet damit die Minimalanforderung an die Verstellung dieser Größen ab. Beim Schrägfederungswinkel der Vorderachse wird jedoch ersichtlich, dass innerhalb der manuellen Auslegung eine unnötig starke Verstellung des Schrägfederungswinkels durchgeführt wurde. So reicht eine deutlich geringere Vergrößerung des Schrägfederungswinkels der Vorderachse aus, um die Gesamtfahrzeugziele hinsichtlich Nickwinkelgradienten zu erreichen.

In Abbildung 6.18 ist eine Einschnürung beider Lösungsbänder für die Lenkübersetzung i_L ersichtlich. Die Lenkübersetzung der manuellen Auslegung liegt dabei innerhalb dieser Einschnürung. Die untere Grenze der geringen Verstellbarkeit der Lenkübersetzung ergibt sich aus der Anforderung einer Verringerung des Lenkradwinkelgradientenabfalls über der Geschwindigkeit LWG_v , die obere Grenze aus dem Gesamtfahrzeugziel des Lenkwinkelgradienten LWG . Die starke Einschnürung dieser Größe lässt auf ihre geringe Robustheit schließen. Demnach ist eine annähernde Zielerreichung der Lenkübersetzung im Rahmen der Beispielauslegung notwendig.

Auch für die Vorderachsschräglaufsteifigkeit $c_{\alpha AV}$ bildet sich eine starke Einschnürung beider Lösungsbänder aus. Auch hier liegt die Vorderachsschräglaufsteifigkeit der manuellen Auslegung innerhalb des Lösungsbands. Die geringe Verstellbarkeit ergibt sich in Kombination mit der Lenkübersetzung aus den Gesamtfahrzeugzielen für den Lenkradwinkelgradienten LWG und für den Lenkradwinkelgradientenabfall über der Geschwindigkeit LWG_v sowie aus der Gesamtfahrzeuganforderung einer hohen Giereigenfrequenz GEF .

6.3. Beispielauslegung auf Basis der erweiterten automatisierten Achsauslegungsmethode

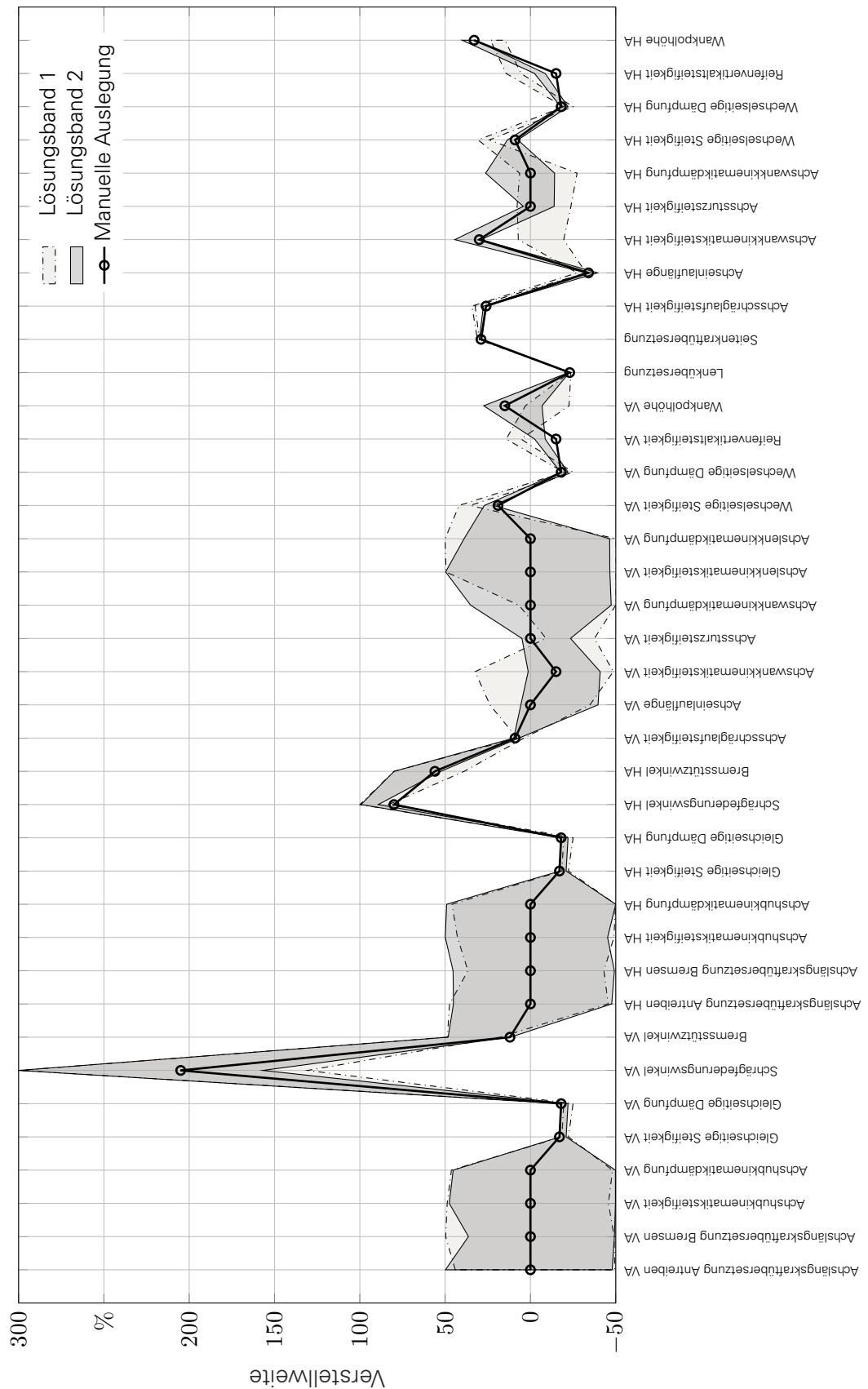


Abbildung 6.18.: Vergleich zweier Lösungsbänder des Solution-Space-Algorithmus mit dem manuellen Auslegungsergebnis in Schritt 1 der entwickelten Auslegungsmethode.

Aufgrund der geringen Robustheit ist auch für die Achsschräglaufsteifigkeit der Vorderachse eine exakte Zielerreichung im Rahmen der Beispielauslegung notwendig.

Bei Betrachtung der Hinterachsschräglaufsteifigkeit $c_{\alpha Ah}$ wird ersichtlich, dass beide Lösungsbänder unterschiedliche Verstellbereiche aufweisen. Dabei ist bei Lösungsband 1 eine höhere Verstellung notwendig als bei Lösungsband 2. Die manuelle Auslegung liegt innerhalb von Lösungsband 2. Beide Lösungsbänder werden einerseits durch die Anforderung an eine hohe Gierereigenfrequenz GEF , eine geringere Gierüberhöhung GUE und einen geringen Lenkradwinkelgradienten LWG begrenzt. Auch für die Hinterachsschräglaufsteifigkeit wird die geringe Robustheit anhand der schmalen Lösungsbänder ersichtlich. Demnach ist auch an dieser Stelle eine annähernde Zielerreichung dieser Größe im Rahmen der Beispielauslegung notwendig. Es sei darauf hingewiesen, dass auch zwischen beiden Bändern weitere Lösungsbänder existieren, die jedoch aufgrund ihres geringen Volumens eine geringe Robustheit besitzen und damit nicht betrachtet werden sollen.

Die Achseinlauflänge der Vorderachse $\sigma_{\alpha Av}$ bleibt innerhalb der manuellen Auslegung aufgrund ihres geringen Einflusses unverändert. Dieser geringe Einfluss zeigt sich ebenfalls bei Betrachtung beider Lösungsbänder. So kann die Achseinlauflänge über einen großen Bereich verstellt werden, ohne dass das Fahrzeug die Gesamtfahrzeugziele verfehlt.

Im Gegensatz zur Achseinlauflänge der Vorderachse prägt sich ein schmales Lösungsband für die Achseinlauflänge der Hinterachse $\sigma_{\alpha Ah}$ aus. In der manuellen Auslegung wurde die Achseinlauflänge der Hinterachse reduziert, um die Gierüberhöhung GUE auf Basis des bereits durch die Achsschräglaufsteifigkeiten definierten Gesamtfahrzeugverhaltens zu verringern. Aufgrund des schmalen Bands wird auch an dieser Stelle ersichtlich, dass zur Erreichung der Gesamtfahrzeugziele eine annähernde Einhaltung der Achseinlauflängenanforderung notwendig ist.

Im Rahmen der manuellen Auslegung wurden neben den Achsschräglaufsteifigkeiten auch die Achswankkinematiksteifigkeiten $c_{\phi Av,h}$ genutzt, um Seitenkräfte neben der Elastokinematik auch durch die Achskinematik aufzubauen. Dazu wurde die Achswankkinematiksteifigkeit an der Vorderachse verringert und an der Hinterachse vergrößert. Anhand der Lösungsbänder zeigt sich zunächst für die Vorderachse, dass deren Einfluss auf die Zielerreichung durch die Breite des Bands gering ist. So ist das Gesamtfahrzeugziel ebenfalls ohne Veränderung der Achswankkinematiksteifigkeit der Vorderachse erreichbar. Anders verhält es sich an der Hinterachse. Hier wird einerseits bei Lösungsband 2 eine Vergrößerung der Achswankkinematiksteifigkeit der Hinterachse und andererseits bei Lösungsband 1 eine gleichbleibende bis verringerte Achswankkinematiksteifigkeit dargestellt. Die manuelle Auslegung befindet sich dabei innerhalb des Lösungsbandes 2. Ersichtlich wird an dieser Stelle die Wechselwirkung der Achswankkinematiksteifigkeit der Hinterachse mit der Achsschräglaufsteifigkeit der Hinterachse. In Lösungsband 2 muss die Achsschräglaufsteifigkeit nicht so hoch wie in Lösungsband 1 verändert werden, da die benötigten Seitenkräfte aus einer Vergrößerung der Achswankkinematiksteifigkeit der Hinterachse resultieren. In Lösungsband 1 ist es umgekehrt.

Die Achssturzsteifigkeiten $c_{\gamma Av,h}$ und die Achswankkinematikdämpfungen $d_{\phi Av,h}$ der Vorder- und Hinterachse bleiben im Rahmen der manuellen Auslegung unverändert. Ebenso wurden die Achslenkkinematiksteifigkeit $c_{\delta Av}$ und die Achslenkkinematikdämpfung $d_{\delta Av}$ der Vorderachse nicht angepasst. Die Achssturzsteifigkeiten zeigen sowohl an der Vorder- als auch an der Hinterachse einen Einfluss auf das Fahrzeugverhalten. Die Achslenkkinematiksteifigkeiten und Achslenkkinematikdämpfungen erstrecken sich über die definierte Verstellweite von $\pm 50\%$ und besitzen demnach eine geringe Sensitivität zur Beeinflussung des querdynamischen Fahrzeugverhaltens.

Auch bei Betrachtung der wechselseitigen Steifigkeit der Vorder- und Hinterachse $c_{\phi v,h}$ in Abbildung 6.18 zeigen sich unterschiedliche Verstellbereiche für die Lösungsbänder 1 und 2. Diese unterschiedlichen Verstellbereiche ergeben sich in Kombination mit den Wankpol-

höhen der Vorder- und Hinterachse $h_{WP_{v,h}}$. Im Rahmen der Beispielauslegung ist es das Ziel, den Wankwinkelgradienten WWG zu verringern, was sowohl mit der wechselseitigen Steifigkeit als auch mit der Wankpolhöhe realisiert werden kann. Entsprechend ergibt sich im Lösungsband 2 eine geringe Verstellung der wechselseitigen Steifigkeit und eine hohe Verstellung beider Wankpolhöhen. Bei Betrachtung von Lösungsband 1 ist es umgekehrt. In Abbildung 6.18 wird anhand der Reifenvertikalsteifigkeiten der Vorder- und Hinterachse $c_{zR_{v,h}}$ ersichtlich, dass sowohl die Lösungsbänder als auch das manuelle Auslegungsergebnis unterschiedliche Reifenvertikalsteifigkeiten erfordern. Im Rahmen der manuellen Auslegung wurden die Reifenvertikalsteifigkeiten verringert, um die Radlastschwankungen durch die Verringerung der gleich- bzw. wechselseitigen Dämpfungen zu minimieren. Im Rahmen der automatisierten Auslegung wurden die Radlastschwankungen nicht betrachtet. In dessen Folge ergeben sich die Reifenvertikalsteifigkeiten auf Basis der Anforderungen an den Wankwinkelgradienten WWG , der Hub- HEF bzw. Nickeigenfrequenz NEF und der Hub- HIS bzw. Nickisolationswerte NIS .

Zudem kann in Abbildung 6.18 eine starke Einschnürung der Lösungsbänder für die Seitenkraftübersetzung i_{F_y} beobachtet werden. Die manuelle Auslegung liegt dabei innerhalb beider Lösungsbänder. Das schmale Lösungsband und somit die geringe Robustheit ergeben sich durch die Anforderungen an einen gleichbleibenden Lenkmomentengradienten. Demnach ist zur Zielerreichung ebenfalls eine annähernde Erreichung der Seitenkraftübersetzung notwendig.

Wie bereits vorgestellt besitzt eine Vielzahl der abgeleiteten effektiven Achscharakteristika beim betrachteten Beispielfahrzeug keinen relevanten Einfluss auf die Gesamtfahrzeugziele. Dabei handelt es sich um die Achslängskraftübersetzung $i_{AF_{xv,h}}$ beim Antreiben und Bremsen, die Achshubkinematiksteifigkeit $c_{zA_{v,h}}$, die Achshubkinematikdämpfung $d_{zA_{v,h}}$, die Achswankkinematikdämpfung $d_{\phi A_{v,h}}$, die Achslenkinematiksteifigkeit $c_{\delta A_v}$ und die Achslenkinematikdämpfung $d_{\delta A_v}$. Demnach ist es sinnvoll, diese Größen in dieser Beispielauslegung nicht zu verstellen, um Konflikte zu anderen, hier nicht betrachteten, Gesamtfahrzeugzielen zu vermeiden. Dabei sei darauf hingewiesen, dass der irrelevante Einfluss dieser effektiven Achscharakteristika nicht verallgemeinert werden darf, sondern lediglich ein Ergebnis auf Basis des Ausgangsfahrzeugs und der definierten Verstellweite darstellt. Somit sollten diese effektiven Achscharakteristika nicht grundsätzlich vernachlässigt werden.

Auf Basis der in diesem Kapitel abgeleiteten Verstellweiten der effektiven Achscharakteristika sollen nun nachfolgend in Schritt 2 die Subsystemeigenschaften abgeleitet werden.

6.3.2. AUSLEGUNG IN SCHRITT 2

In Schritt 2 der Auslegungsmethode ist es das Ziel, die Subsystemeigenschaften auf Basis der effektiven Achscharakteristika separat für die Vorder- und Hinterachse abzuleiten. Da es innerhalb des Auslegungsbeispiels das Ziel ist, eine Gleichbereifung an der Vorder- und Hinterachse zu erzielen, wird zunächst das Lösungsband der Hinterachse gebildet und in Analogie zur manuellen Auslegungsmethode mit den daraus bekannten Reifenverstellweiten das Lösungsband der Vorderachse abgeleitet. Nachfolgend werden die Lösungsbänder separat für die Vorder- und Hinterachse diskutiert.

Zur Erstellung des Lösungsbands der Hinterachse muss mithilfe des Solution-Space-Algorithmus ein Hyperwürfel maximalen Volumens in einem 26-dimensionalen Raum gebildet werden. In Analogie zu Schritt 1 werden dabei ebenfalls maximale Verstellweiten für die einzelnen Subsystemeigenschaften definiert. Die Verstellweiten resultieren aus einer Wettbewerbsanalyse. Die Zielbereiche der effektiven Achscharakteristika ergeben sich auf Basis eines abgeleiteten Lösungsbands in Schritt 1. Für die verbesserte Vergleichbarkeit der Lösung der automatisierten Auslegung mit der Lösung der manuellen Auslegung wurde nachfolgend das Lösungsband 2 aus Abbildung 6.18 gewählt.

Auf Basis des Firefly-Algorithmus nach Kapitel 5.3.2 konnten zunächst 54 Startindividuen identifiziert werden, von denen aus jeweils ein Lösungsband entwickelt wurde. In Abbildung 6.19a sind zwei verschiedene Lösungsbänder mit dem größten Volumen (und damit auch größter Robustheit) in Relation zur Startkonfiguration in % dargestellt. Zusätzlich ist ebenfalls das manuelle Auslegungsergebnis nach Kapitel 6.2 in die Abbildung integriert.

Anhand Abbildung 6.19a wird zunächst ersichtlich, dass sich eine Vielzahl der manuell ausgelegten Parameter innerhalb der betrachteten Zielbänder befindet. Durch die Größe der Verstellweite der einzelnen Parameter wird bei einigen Parametern deren hohe Robustheit bzw. geringe Sensitivität ersichtlich. Nachfolgend werden die einzelnen Verstellwerte genauer diskutiert.

Abbildung 6.19a zeigt, dass beide Lösungsbänder für eine Vielzahl der Subsystemeigenschaften identische Verstellweiten identifizieren. Für einige Subsystemparameter existieren jedoch Unterschiede. Die Reifenschräglaufsteifigkeit der Hinterachse $c_{\alpha_{Rh}}$ definiert eine Vielzahl der effektiven Achscharakteristika und ergibt sich für beide Lösungsbänder minimal unterschiedlich. Dabei wird die Reifenschräglaufsteifigkeit in Lösungsband 1 stärker vergrößert als in Lösungsband 2. Die manuelle Auslegung liegt innerhalb des Lösungsbands 2. Zur Erreichung der geforderten Achsschräglaufsteifigkeit für Lösungsband 2 ist es durch die geringere Verstellung der Reifenschräglaufsteifigkeit erforderlich, die benötigte Achsschräglaufsteifigkeit auf Basis der Elastokinematik zu generieren. Demnach werden in Lösungsband 2 die Steifigkeit von Spurwinkel zu direkter Seitenkraft $c_{\delta F_{y,h,Di}}$ verringert und die Steifigkeit von Sturzwinkel zu direkter Seitenkraft $c_{\gamma F_{y,h,Di}}$ vergrößert. In Lösungsband 1 dagegen wird die benötigte Achsschräglaufsteifigkeit bereits vollständig durch die Reifenschräglaufsteifigkeit gebildet. Durch eine Vergrößerung der Steifigkeit von Spurwinkel zu direkter Seitenkraft wird dabei der Beitrag der Achselastokinematik zur Achsschräglaufsteifigkeit reduziert um keine zu hohe Hinterachsschräglaufsteifigkeit zu realisieren.

Auf Basis des Lösungsbands in Schritt 1 ergibt sich, dass die Achseinlauflänge zur Erreichung der Gesamtfahrzeugziele reduziert werden muss. Entsprechend folgt eine Reduktion der Reifeneinlauflänge $\sigma_{\alpha_{Rh}}$ analog für beide Lösungsbänder und das manuelle Auslegungsergebnis. Zusätzlich kann zur Erreichung der Achseinlauflänge neben der Reifeneinlauflänge auch die Elastokinematik der Achse genutzt werden. Innerhalb der manuellen Auslegung wurde dazu die Steifigkeit von Querverschiebung zu direkter Seitenkraft vergrößert. Anhand Abbildung 6.19a wird ersichtlich, dass im Rahmen der Zielerreichung die Vergrößerung dieser Steifigkeit nicht zwangsläufig notwendig ist.

Die Steifigkeiten von Spur zu direkter Längskraft $c_{\delta F_{x,h,Di}}$ sowie Spur zu direktem Spinnmoment $c_{\delta M_{y,h,Di}}$ definieren die Achslängskraftübersetzungen für Antreiben und Bremsen. Aufgrund der geringeren Sensitivität der Achslängskraftübersetzungen zur Zielerreichung (entsprechend Abbildung 5.24) ergibt sich ebenfalls ein großer Verstellbereich der Steifigkeiten auf Subsystemebene. Dabei wird ersichtlich, dass eine Verstellung beider Steifigkeiten in der manuellen Auslegung zur Zielerreichung nicht zwangsläufig notwendig ist. Durch die Vergrößerung beider Steifigkeiten innerhalb der manuellen Auslegung kann jedoch eine höhere Robustheit erreicht werden.

Auffällig sind die großen Verstellbereiche für die Steifigkeit von Sturzwinkel zu indirekter Seitenkraft $c_{\gamma F_{y,h,In}}$, die Steifigkeit von Querverschiebung zu indirekter Seitenkraft $c_{y F_{y,h,In}}$ und die Steifigkeit von Querverschiebung zu indirektem Rückstellmoment $c_{y M_{z,h,In}}$. Diese großen Verstellbereiche ergeben sich aufgrund der geringen Sensitivität der Größen zur Beeinflussung des Achsverhaltens. Es wird ersichtlich, dass die manuelle Auslegung innerhalb des Verstellbereichs beider Steifigkeiten liegt. Eine hohe Verstellung der Steifigkeit von Querverschiebung zu indirektem Rückstellmoment, wie sie bei der manuellen Auslegung durchgeführt wird, ist im Rahmen der Zielerreichung nicht notwendig.

6.3. Beispielauslegung auf Basis der erweiterten automatisierten Achsauslegungsmethode

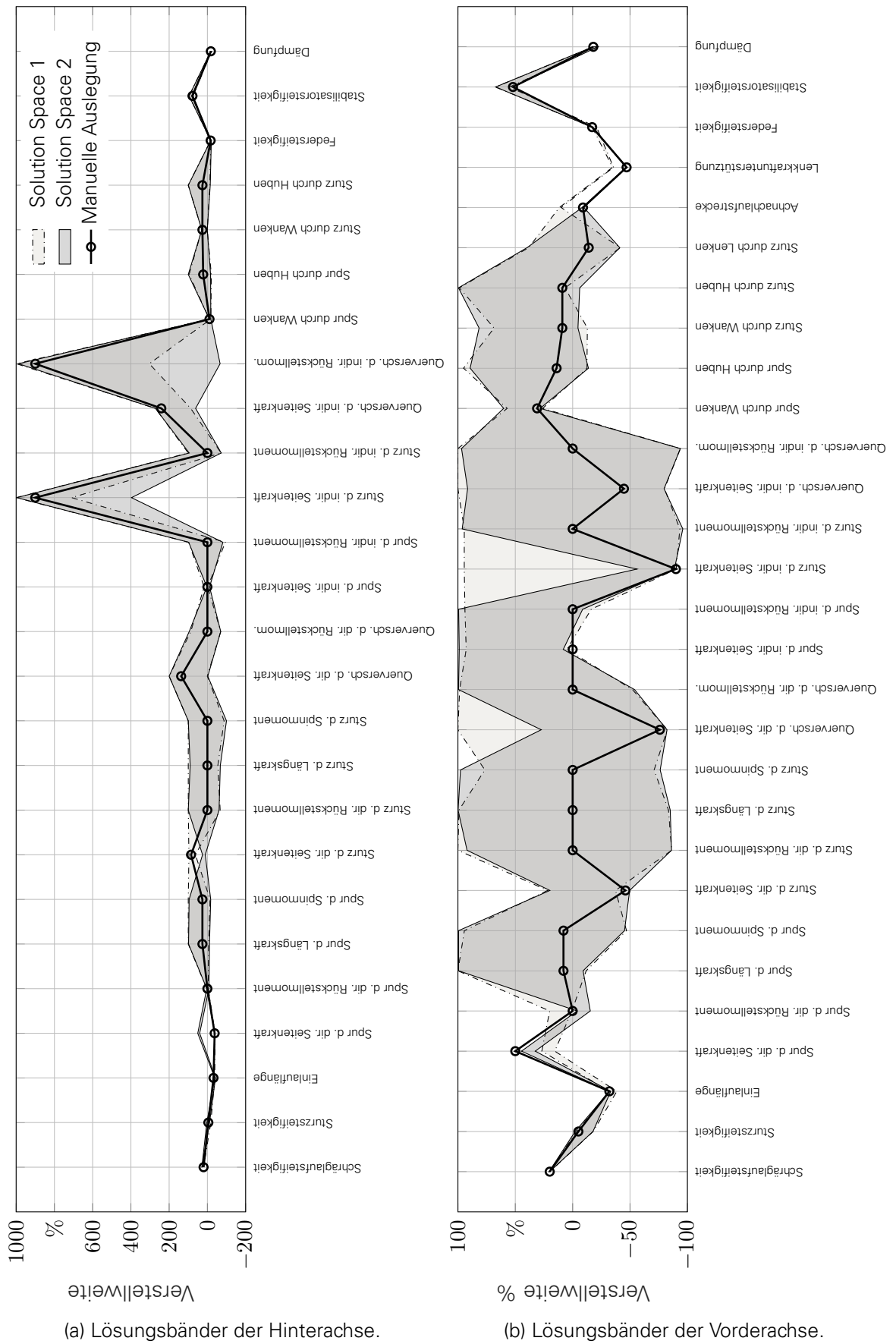


Abbildung 6.19.: Vergleich zweier Lösungsbander des Solution-Space-Algorithmus jeweils für die Vorder- und Hinterachse mit dem manuellen Auslegungsergebnis in Schritt 2 der entwickelten Auslegungsmethode.

Auf die Auslegung der Elastokinematik folgt die Auslegung der Kinematik mit der Übersetzung von wechselseitiger Einfederung zu Spurwinkel $i_{\delta\phi h}$ und Sturzwinkel $i_{\gamma\phi h}$ sowie von gleichseitiger Einfederung zu Spurwinkel $i_{\delta zh}$ und Sturzwinkel $i_{\gamma zh}$. Diese Subsystemeigenschaften definieren die Achswank- bzw. Achshubkinematiksteifigkeit sowie die Achswank- bzw. Achshubkinematikdämpfung. In Abbildung 6.19a wird ersichtlich, dass beide Lösungsbänder nahezu identische Verstellbereiche identifizieren sowie das manuelle Auslegungsergebnis innerhalb der Lösungsbänder liegt. Aufgrund der geringen Sensitivität der Achshubkinematiksteifigkeiten und der Achshubkinematikdämpfungen ergibt sich eine größere Robustheit der Übersetzungen von gleichseitiger Einfederung zu Spur- und Sturzwinkel als für die Übersetzungen von wechselseitiger Einfederung zu Spur- und Sturzwinkel.

Zuletzt erfolgt die Auslegung der Federsteifigkeiten c_h , der Stabilisatorsteifigkeiten c_{sh} und der Dämpfung d_h der Hinterachsdämpfer. Da sich diese Parameter direkt aus der Anforderung an die gleich- bzw. wechselseitigen Steifigkeiten sowie an die gleich- bzw. wechselseitigen Dämpfungen ergeben und eine schmale Verstellweite in Schritt 1 aufweisen, führt das ebenfalls zu einem schmalen Band auf Subsystemebene. Das manuelle Auslegungsergebnis liegt dabei innerhalb des notwendigen Verstellbereichs.

Auf die Auslegung der Subsystemeigenschaften der Hinterachse folgt in Analogie zur manuellen Auslegung die Bildung der Lösungsbänder für die Vorderachse, zu deren Ableitung in Schritt 2 Hyperräume maximalen Volumens in einem 29-dimensionalen Raum identifiziert werden müssen. Dazu werden die Verstellbereiche der Hinterachsreifeneigenschaften auf die Vorderachsreifeneigenschaften übertragen. Da die Lenkung im Rahmen des Auslegungsbeispiels ausschließlich mithilfe der Lenkkraftunterstützung an das veränderte Achsverhalten angepasst werden soll, wird eine Veränderung der Steifigkeiten oder Übersetzungen im Lenkungssystem nicht berücksichtigt.

Mithilfe des Firefly-Algorithmus nach Kapitel 5.3.2 konnten zunächst 62 Startindividuen identifiziert werden, von denen jeweils ein Lösungsband entwickelt wurde. In Abbildung 6.19b sind zwei verschiedene Lösungsbänder der Vorderachse mit dem größten Volumen (und damit auch der größten Robustheit) in Relation zur Startkonfiguration dargestellt. Zusätzlich ist ebenfalls das manuelle Auslegungsergebnis nach Kapitel 6.2 in die Abbildung integriert. Auch anhand Abbildung 6.19b wird ersichtlich, dass eine Vielzahl der Verstellbereiche der Vorderachse für beide Lösungsbänder identisch ist. Dabei weist Lösungsband 1 ein deutlich größeres Volumen auf als Lösungsband 2. Lösungsband 1 ist durch dessen höhere Robustheit folglich Lösungsband 2 vorzuziehen. Die manuelle Auslegung kann dabei den Lösungen von Lösungsband 2 zugeordnet werden.

Sowohl bei der Reifenschräglaufsteifigkeit $c_{\alpha Rv}$, der Reifensturzteifigkeit $c_{\gamma Rv}$ und der Reifeneinlauflänge $\sigma_{\alpha Rv}$ liegen beide Lösungsbänder übereinander. Die Verstellweiten sind erwartungsgemäß gering. Die manuelle Auslegung liegt innerhalb beider Bänder. Unterschiede zwischen den Lösungsbändern und der manuellen Auslegung ergeben sich zunächst für die Steifigkeit zwischen Seitenkraft und Spurwinkel $c_{\delta F_{y,v},Di}$ sowie für die Steifigkeit zwischen Seitenkraft und Rückstellmoment $c_{\delta M_{z,v},Di}$. Durch die starke Vergrößerung der Reifenschräglaufsteifigkeit (als Folge der Anforderungen an die Hinterachse) vergrößert sich ebenfalls die Achsschräglaufsteifigkeit. Da die Vergrößerung der Reifenschräglaufsteifigkeit nicht ausreicht um die gewünschte Achsschräglaufsteifigkeit zu erreichen, ist es notwendig, weitere Achsschräglaufsteifigkeit durch die Verringerung des elastokinematisch untersteuernden Verhaltens der Vorderachse zu generieren. In der manuellen Auslegung wurde dazu die Steifigkeit zwischen Seitenkraft und Spurwinkel stark vergrößert, was ebenfalls der Lösung nach Lösungsband 2 entspricht. In Lösungsband 1 hingegen wird die zusätzliche Achsschräglaufsteifigkeit sowohl durch die Steifigkeit von Seitenkraft zu Spurwinkel als auch durch die Steifigkeit von Rückstellmoment zu Spurwinkel umgesetzt. Dementsprechend müssen beide Steifigkeiten geringer verstellt werden.

Bei Betrachtung der Steifigkeiten von Spur zu Längskraft $c_{\delta F_{xv,Di}}$ und von Spur zu Spinmoment $c_{\delta M_{yv,Di}}$ wird ersichtlich, dass beide Größen durch den großen Verstellbereich eine hohe Robustheit aufweisen und zur Zielerreichung demnach nicht verstellt werden müssen. Dementsprechend ist die Vergrößerung dieser Steifigkeiten im Rahmen der manuellen Auslegung nicht notwendig.

Gleichsam verhält es sich mit den Steifigkeiten von direkter und indirekter Seitenkraft zu Sturzwinkel $c_{\gamma F_{yv,Di,In}}$ und zu Querverschiebung $c_{yF_{yv,Di,In}}$. Beide Größen besitzen nach Abbildung 6.2b nur eine untergeordnete Rolle zur Zielerfüllung. Eine Verstellung beider Größen im Rahmen der manuellen Auslegung ist damit nicht notwendig.

Bei Betrachtung der achskinematischen Eigenschaften wird ersichtlich, dass beide Lösungsbänder nahezu übereinander liegen und sich die manuelle Auslegung innerhalb beider Lösungsbänder befindet.

Größere Unterschiede zwischen den Lösungsbändern zeigen sich für die Lenkungseigenschaften. In Lösungsband 1 wird dabei die Achsnachlaufstrecke n_A vergrößert und die Lenkkraftunterstützung gering reduziert, wohingegen in Lösungsband 2 die Achsnachlaufstrecke verringert und die Lenkkraftunterstützung stärker vergrößert wird. Erklärt werden können diese Unterschiede durch die Betrachtung der Seitenkraftübersetzung i_{Fy} . Um ein identisches Handmoment trotz der geänderten Vorderachsseitenkraft zu realisieren, ist es entsprechend Schritt 1 der Auslegungsmethode notwendig, die Seitenkraftübersetzung anzupassen. Die Seitenkraftübersetzung ist dabei einerseits vom Hebelarm des Achsnachlaufs und andererseits von der Lenkkraftunterstützung i_{Lku} abhängig. Eine Vergrößerung des Achsnachlaufs vergrößert demnach die Seitenkraftübersetzung. Folglich ist eine kleinere Verringerung der Lenkkraftunterstützung notwendig. Entsprechend dieser Abhängigkeit ergeben sich die Unterschiede beider Lösungsbänder.

Bei Betrachtung der Federsteifigkeit, der Stabilisatorsteifigkeit und der Bauteildämpfung des Dämpfers liegen beide Lösungsbänder wieder übereinander und die manuelle Auslegung befindet sich innerhalb der Lösungsbänder.

Mit der Ableitung des Lösungsbands der Vorderachse ist die Auslegung des Beispielfahrzeugs auf Basis der erweiterten automatisierten Achsauslegungsmethode abgeschlossen. Mithilfe der automatisierten Auslegungsmethode können somit die Zielbereiche für die Gesamtfahrzeugeigenschaften in Zielbereiche für die Subsystemeigenschaften unter Beachtung deren Umsetzbarkeit umgewandelt werden.

6.4. VERGLEICH ZU BISHERIGEN METHODEN

Nachfolgend soll die im Rahmen der vorliegenden Arbeit entwickelte Auslegungsmethode mit den in Kapitel 2.4 beschriebenen Auslegungsansätzen der Literatur verglichen sowie in die bestehenden Auslegungsmethoden eingeordnet werden.

Die in dieser Arbeit entwickelte Fahrwerksauslegungsmethode basiert auf dem Target-Cascading-Ansatz nach KIM und ist demnach den strukturellen Auslegungsmethoden zuzuordnen. Dazu nutzt sie effektive Achscharakteristika wie beispielsweise die Achsschräglaufsteifigkeit. Die Verwendung von Achsschräglaufsteifigkeiten ähnelt der Vorgehensweise des Cornering-Compliance-Konzepts nach BUNDORF, basiert jedoch auf einer detaillierteren physikalischen Abbildung der Wirkzusammenhänge. Die erarbeitete Auslegungsmethode zielt ausschließlich auf die Verwendung in der frühen Entwicklungsphase der Fahrwerkentwicklung ab. Durch die optionale Integration des Solution-Space-Ansatzes kann die vorgestellte Auslegungsmethode in einen Mischansatz aus einer strukturellen Auslegungsmethode und einer Methode auf Basis eines Optimierungsalgorithmus überführt werden.

Im Vergleich zu den klassischen Auslegungsmethoden, die auf dem Bottom-up-Ansatz basieren, bietet die erarbeitete Auslegungsmethode den Vorteil, Gesamtfahrzeugziele für Fahrdynamik und Fahrkomfort in Subsystemziele strukturiert zu transformieren. Komplexe

zu Beginn des Entwicklungsprozesses fehlende Simulationsmodelle werden nicht benötigt. Dabei unterscheidet sich der vorgestellte Ansatz darin, dass die Gesamtfahrzeugziele nicht direkt in die Subsystemziele übersetzt werden, sondern durch die Integration einer Gesamtachsebene die Komplexität der Auslegung verringert wird. Dadurch können Modelle verwendet werden, die aufgrund ihrer geringen Komplexität vereinfacht parametrisiert werden können. Durch den Target-Cascading-Ansatz ist es weiterhin möglich, die Vorder- und Hinterachse in Schritt 2 vollkommen unabhängig voneinander auszulegen. So ist es in diesem Schritt der Auslegungsmethode möglich, die Entwicklung der individuellen Achse verschiedenen Entwicklerteams zu überlassen und somit die Gesamtentwicklungszeit zu reduzieren. Die erarbeitete Auslegungsmethode ist daher weniger zeitaufwendig und somit kostenintensiv.

Die vorgestellte Methode bietet gegenüber den Auslegungsmethoden auf Basis von Optimierungsalgorithmen ohne Target-Cascading den Vorteil, dass durch die strukturierte Reihenfolge der Auslegung die physikalischen Wirkzusammenhänge ersichtlich und für den Anwender verständlich sind. Das führt zu einem größeren Vertrauen in die Optimierungsergebnisse und bietet dem Fahrwerksausleger eine wertvolle Argumentationsgrundlage zur Verteidigung der gewählten Auslegung innerhalb des Entwicklungsprozesses. Auslegungsmethoden unter Nutzung von Optimierungsalgorithmen, die direkt Gesamtfahrzeugziele in Subsystemziele umwandeln, können dagegen durch den Anwender aufgrund der Komplexität der Zusammenhänge oftmals nicht einfach nachvollzogen werden. Weiterhin bietet die erarbeitete Auslegungsmethode auf Basis linearer Einfachmodelle eine höhere Flexibilität zur Integration unterschiedlicher Optimierungsstrategien sowie einen geringeren Zeitaufwand für die Optimierung selbst.

Bei der Gegenüberstellung der Methode zu den bisherigen strukturellen Auslegungsmethoden wird eine höhere Anzahl an Freiheitsgraden zur Einstellung des Fahrzeugverhaltens verwendet. Demnach enthält die erarbeitete Auslegungsmethode im Gegensatz zu den bisherigen Methoden sowohl die kinematischen bzw. elastokinematischen Achseigenschaften als auch Lenkungs- und Reifeneigenschaften. Damit wird die Reifenentwicklung vollständig in die Fahrwerkentwicklung integriert und findet nicht mehr separat statt. Weiterhin umfasst die erarbeitete Auslegungsmethode sowohl die Auslegung der Fahrdynamik als auch des Fahrkomforts eines Fahrzeugs.

Ein weiterer Vorteil der vorgestellten Auslegungsmethode ist deren allgemeingültige Formulierung. Im Gegensatz zu den bisherigen Auslegungsmethoden nach Kapitel 2.4 ist es dabei nicht notwendig, das Achskonzept vor der Auslegung zu kennen. So erfolgt die Definition des Achskonzepts erst mit dem Übergang von der Subsystemebene in die Komponentenebene. Dies bietet zudem die Möglichkeit, die Entwicklung neuer Achsauslegungskonzepte zu fördern (vgl. Kapitel 5.2.4).

Durch die Erweiterung der erarbeiteten Auslegungsmethode um die Integration des Solution-Space-Algorithmus ist es weiterhin möglich, nicht nur skalare Eigenschaftsziele für die Subsystemebene abzuleiten, sondern auch Zielbereiche. Deren Vorgabe sowie die Kenntnis der Robustheit der getroffenen Auslegung erhöhen die Flexibilität der nachfolgenden Komponentenentwicklung. Zudem bietet die Integration des Solution-Space-Algorithmus die Möglichkeit, eine vollständige Auslegung für mehrere unterschiedliche Fahrzeuge zu entwickeln, was beispielsweise für Baukästen von Relevanz ist. Damit ist es im Vergleich zu den bisherigen Methoden nicht mehr notwendig, nur eine ausgewählte geringe Anzahl an Fahrzeugen auszulegen.

Im Gegensatz zur bisherigen Verwendung des Solution-Space-Algorithmus werden im Rahmen der vorliegenden Arbeit nicht direkt Gesamtfahrzeugziele in Subsystemziele abgeleitet, sondern der Ableitungsvorgang wird entsprechend des Target-Cascading-Ansatzes aufgeteilt. Neben dem bereits erläuterten verbesserten Verständnis der Wirkzusammenhänge in der Achse bietet diese Vorgehensweise einen deutlich geringeren Optimierungszeitbedarf.

Anhand einer Beispielauslegung wird dazu die benötigte Optimierungszeit in Abbildung 6.20 dargestellt.

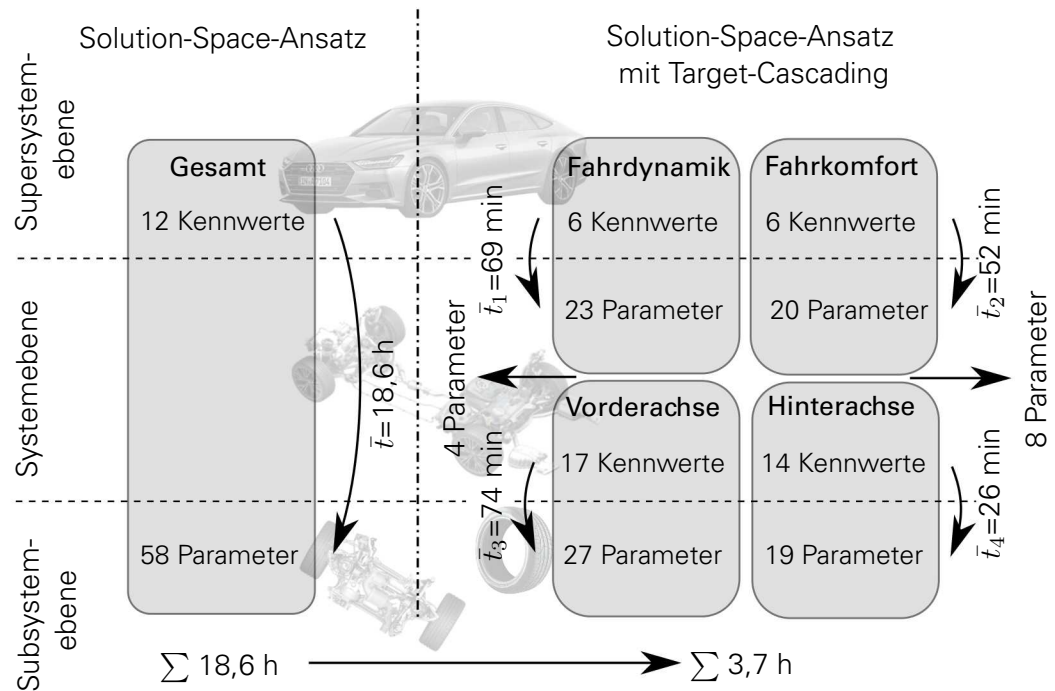


Abbildung 6.20.: Vergleich der Optimierungszeit bei Anwendung des Solution-Space-Ansatzes und des Solution-Space-Ansatzes in Kombination mit dem Target-Cascading-Ansatz zur Ableitung der Kennwerte auf Supersystemebene hin zu Parametern auf Subsystemebene.

Auf der linken Seite in Abbildung 6.20 ist die Anwendung des Solution-Space-Algorithmus bei direktem Sprung von der Supersystemebene in die Subsystemebene dargestellt. Dabei werden 12 Gesamtfahrzeugeigenschaftsziele in 58 Subsystemparameter umgewandelt. Der durchschnittliche Optimierungszeitaufwand beträgt dabei 18,6 Stunden für die Bildung eines Lösungsbands. Dem entgegen steht auf der rechten Seite in Abbildung 6.20 die Anwendung des Solution-Space-Algorithmus mit dem auf Basis des Target-Cascading-Ansatzes definierten Auslegungsschema entsprechend Kapitel 5.1. Dabei werden einerseits Fahrdynamik und Fahrkomfort und andererseits die Vorder- bzw. Hinterachse in separaten Optimierungsabläufen berechnet. In Summe ergibt sich ein Optimierungszeitaufwand von 3,7 Stunden. Damit ist die Anwendung des Solution-Space-Ansatzes in Kombination mit dem Target-Cascading-Ansatz ca. 80 % schneller als die alleinige Anwendung des Solutions-Space-Ansatzes bei direktem Sprung von der Supersystemebene in die Subsystemebene. Die Ursache für diese Zeitersparnis ergibt sich auf Basis der verringerten Iterationsanzahl zur Optimierung, wie bereits in Kapitel 5.3.2 erklärt wurde.

6.5. ZUSAMMENFASSUNG

Im vorangegangenen Kapitel wurde die in Kapitel 5 erarbeitete Auslegungsmethode anhand einer Beispielauslegung hinsichtlich ihrer Anwendbarkeit untersucht und gegenüber bisherigen Methoden evaluiert.

Dazu werden zunächst Ziele für die Längsdynamik, die Querdynamik und die Vertikaldynamik auf Basis einer Wettbewerbsanalyse abgeleitet. Dabei ist es das Ziel, die Fahrzeugeigenschaften des Beispielfahrzeugs nach Kapitel 3 sowohl hinsichtlich Querdynamik als auch Fahrkomfort entsprechend des betrachteten Segments der Oberen Mittelklasse deutlich zu verbessern. Es ergibt sich eine Anforderungstabelle mit 26 Kennwerten für die Gesamtfahrzeugeigenschaften des auszulegenden Beispielfahrzeugs.

Auf die Definition der Gesamtfahrzeugzieleigenschaften erfolgt eine Beispielauslegung mithilfe der in Kapitel 5 vorgeschlagenen manuellen Auslegungsmethode. Dazu werden zunächst in Schritt 1 die Ziele der Supersystemebene in Ziele für die Subsystemebene auf Basis der Auslegungsreihenfolge nach Kapitel 5.2.2 umgewandelt. Es ergeben sich demnach Ziele für die effektiven Achscharakteristika und weitere Größen, wie beispielsweise die Wankpolhöhen oder Schrägfederungs- bzw. Bremsstützwinkel. Nach Ableitung der Ziele auf der Systemebene folgt die Ableitung von Zielen auf der Subsystemebene in Schritt 2 separat für die Vorder- und Hinterachse unter Beachtung der in Kapitel 5.2.3 vorgeschlagenen Auslegungsreihenfolge. Nach erfolgreicher Ableitung der Subsystemeigenschaften erfolgt deren Analyse hinsichtlich Umsetzbarkeit. Das abgeleitete Fahrwerk weist dabei zunächst an der Vorder- und Hinterachse deutlich querdynamisch verbesserte Reifeneigenschaften auf. Neben diesen wurde ebenfalls die Kinematik sowie Elastokinematik der Achsen verändert. An der Vorderachse führt eine vergrößerte Spursteifigkeit (Spurwinkel infolge Seitenkräfte) zu einer Vergrößerung der Vorderachsschräglaufsteifigkeit. Zeitgleich führt die Reduktion der Spursteifigkeit an der Hinterachse zu einem größeren Spurwinkel unter Seitenkraft und somit ebenfalls zu einer vergrößerten Hinterachsschräglaufsteifigkeit. Um neben der Fahrdynamik auch den Fahrkomfort zu verbessern, weisen beide Achsen verringerte Vertikalsteifigkeiten sowie -dämpfungen auf. Zusätzlich wurden die Stabilisatorsteifigkeiten, Wankpolhöhen sowie Schrägfederungs- und Bremsstützwinkel an dieses veränderte Vertikalverhalten angepasst. Auf die Diskussion der abgeleiteten Eigenschaften auf Subsystemebene folgt die Überprüfung der Zielerreichung auf Supersystemebene. Das Fahrzeug hat sich dabei in nahezu allen 26 Kennwerten für sowohl Querdynamik als auch Fahrkomfort verbessert. Es weist stationär deutlich geringere Anfahr- und Bremsnickwinkelgradienten, einen sportlicheren Lenkradwinkelgradienten, eine verbesserte Hinterachsstabilität sowie einen geringen Wankwinkelgradienten auf. Auch das dynamische Fahrzeugverhalten konnte durch eine höhere Giereigenfrequenz sowie eine geringere Gierüberhöhung verbessert werden. Neben der positiven Beeinflussung der Querdynamik erfolgt ebenfalls eine Verbesserung des Fahrkomforts durch geringere Eigenfrequenzen, geringere Hub- bzw. Nickisolationswerte sowie geringere RMS-Werte. Lediglich die Ziele für das dynamische Wankverhalten konnten nicht erreicht werden, da an dieser Stelle der Zielkonflikt zwischen Querdynamik und Fahrkomfort am passiven Fahrzeug nicht aufgelöst werden kann. Anhand dieser Überprüfung der Zielerreichung auf Gesamtfahrzeugebene konnte die Eignung der manuellen Auslegungsmethode, Gesamtfahrzeugziele strukturiert in Subsystemziele umzuwandeln, bestätigt werden.

Nach der Beispielauslegung auf Basis der manuellen Auslegungsmethode folgt die Auslegung desselben Fahrzeugs mit den gleichen Gesamtfahrzeugzielen mithilfe der in Kapitel 5.3 erarbeiteten automatisierten Achsauslegungsmethode. Dazu werden Zielbänder für die Systemparameter in Schritt 1 und für die Subsystemparameter in Schritt 2 unter Nutzung des Solution-Space-Algorithmus abgeleitet. Auf Basis der manuellen Auslegungsergebnisse werden die Ergebnisse der automatisierten Auslegungsmethode diskutiert und anhand von zwei Zielbändern verglichen. Das automatisierte Auslegungsergebnis bietet dabei den Vorteil,

dass nicht nur ein skalares Eigenschaftsziel für die Subsystemparameter sondern ein Zielbereich abgeleitet wird. Das Auslegungsergebnis zeigt demnach einerseits weitere mögliche Lösungen auf und andererseits Informationen zu Sensitivitäten der Einstellparameter, die durch Nutzung der manuellen Auslegungsmethode nicht einfach ersichtlich sind. Zuletzt erfolgt ein Vergleich der entwickelten Auslegungsmethode mit den aus der Literatur bekannten. Dabei bietet die entwickelte Auslegungsmethode gegenüber bisher angewandter Methoden Vorteile hinsichtlich Allgemeingültigkeit, Wirkkettenverständnis, Abbildungsgenauigkeit und Zeitaufwand.

7. ZUSAMMENFASSUNG UND HANDLUNGSEMPFEHLUNG

Aufgrund des zunehmenden Kosten- und Zeitdrucks bei der Entwicklung und Herstellung von Fahrzeugen werden Auslegungsmethoden benötigt, die bereits in frühen Entwicklungsphasen zu reifen Konzepten führen. Die Fahrzeugentwicklung findet dabei entlang des V-Entwicklungsmodells statt, bei dem in der Konzeptphase auf dem Ableitungsgast Gesamtfahrzeugzielwerte in Komponenteneigenschaften überführt werden. Ziel dieser Arbeit ist es, eine Fahrwerksauslegungsmethode zu entwickeln, die innerhalb dieser frühen Phase der Fahrwerkentwicklung zur Ableitung von Subsystemeigenschaftszielen für Reifen, Lenkung, Achs- und Elastokinematik auf Basis von Gesamtfahrzeugeigenschaftszielen für Fahrdynamik und Fahrkomfort genutzt werden kann.

Beginnend mit Kapitel 1 werden zunächst die Notwendigkeit einer Auslegungsmethode motiviert sowie die Zielstellung und Struktur der Arbeit vorgestellt.

Daran angeschlossen erfolgt in Kapitel 2 die Bereitstellung der notwendigen wissenschaftlichen Grundlagen, die einerseits zum Verständnis der Arbeit beitragen und andererseits die wissenschaftliche Ausgangsbasis darstellen. Dazu wird zunächst die Konzeptphase im automobilen Entwicklungsprozess vorgestellt. Anhand der Aufgaben der Konzeptphase im Entwicklungsprozess werden die Rahmenbedingungen und Anforderungen an die zu entwickelnde Fahrwerksauslegungsmethode definiert. Da es die Aufgabe der Methode ist, die Fahrdynamik und den Fahrkomfort eines Fahrzeugs zu verbessern, ist es notwendig, zunächst den Aufenthaltsbereich des Normalfahrers zu untersuchen. Diese Analyse ist für die Entwicklung einer Fahrwerksauslegungsmethode von entscheidender Bedeutung, da sie die Anforderungen an die physikalische Modellierung definiert. Dabei wird ersichtlich, dass sich der Normalfahrer innerhalb des Querschleunigungsbereichs bis 4 m/s^2 befindet, in welchem das Fahrzeug sich noch linear verhält. Das instationäre Lenkverhalten beschränkt sich auf eine maximale Anregungsfrequenz von $1,5 \text{ Hz}$. Innerhalb dieses Anregungsbereichs ist die Anwendbarkeit der entwickelten Auslegungsmethode gewährleistet. Da es das Ziel ist, eine Auslegungsmethode zu entwickeln, mit deren Hilfe Gesamtfahrzeugeigenschaftsziele für Fahrdynamik und Fahrkomfort in Subsystemziele umgewandelt werden können, ist es anschließend notwendig, Methoden und Kennwerte zur Objektivierung beider Disziplinen zu erarbeiten. Dies erfolgt ebenfalls in Kapitel 2 auf Basis einer Literaturrecherche. Abgeschlossen wird das Grundlagenkapitel mit der Analyse des Stands der Technik hinsichtlich Auslegungsmethoden in der Fahrzeugentwicklung. Demnach existiert eine Vielzahl unterschiedlicher Auslegungsmethoden unter Nutzung strukturierter oder automatisierter Vorgehensweisen, jedoch ist die Anwendbarkeit der Methoden innerhalb der Konzeptphase zumeist einerseits aufgrund der Modellkomplexität und des damit verbundenen Parametrierungsaufwands und andererseits aufgrund der unklaren Wirkzusammenhänge eingeschränkt.

Nach der Definition der wissenschaftlichen Grundlagen werden in Kapitel 3 die relevanten Fahrwerkeigenschaften, die das Ergebnis der Auslegungsmethode definieren, identifiziert und hinsichtlich ihrer analytischen Beschreibung untersucht. Dabei handelt es sich um die analytische Formulierung der Subsystemeigenschaften des aktiven Lenkungssystems, der Achsen sowie des Reifens. Hierfür werden die Achs- und Elastokinematikeigenschaften in Form von Steifigkeits- bzw. Nachgiebigkeits- und Dämpfungsmatrizen beschrieben. Diese Vorgehensweise bietet den Vorteil, dass mithilfe dieser Matrizen die kinematischen und elastokinematischen Fahrwerkbewegungen allgemeingültig beschrieben werden können. Daran angeschlossen erfolgt die Parametrierung der identifizierten Eigenschaften mithilfe geeigneter Prüfstandsversuche und auf Basis eines Beispielfahrzeugs der Oberen Mittelklasse. Zur Entwicklung einer Fahrwerksauslegungsmethode ist die analytisch-physikalische Verknüpfung der Gesamtfahrzeugeigenschaften nach Kapitel 2 mit den in Kapitel 3 definierten Subsystemeigenschaften notwendig. Dazu findet in Kapitel 4 die Ableitung vereinfachter Auslegungsmodelle auf Basis der definierten Randbedingungen und unter Beachtung der erarbeiteten Arbeitsbereiche des Normalfahrers sowie der zur Objektivierung benötigten Fahrmanöver und Kennwerte statt. Dabei handelt es sich um ein erweitertes Einspurmo-

dell mit einem Wankschwingungssystem zur Abbildung der Querdynamik und um einen erweiterten Hub-Nick-Schwinger mit Anfahr- und Bremsstützverhalten zur Abbildung des Fahrkomforts und der längsdynamischen Fahrzeugeigenschaften. Zur Überprüfung der Validität der erarbeiteten Simulationsmodelle werden diese in Kapitel 3 einerseits mit Fahrdynamik- und Fahrkomfortmessungen und andererseits mit komplexeren Simulationsmodellen verglichen. Es zeigt sich trotz der Vereinfachungen eine ausreichende Abbildungsgenauigkeit, wodurch die Anwendbarkeit der Simulationsmodelle im Rahmen dieser Arbeit und auf Basis des betrachteten Aufenthaltsbereichs des Normalfahrers nachgewiesen ist.

Auf Basis der in den vorangegangenen Kapiteln erarbeiteten Grundlagen zum analytisch-physikalischen Wirkkettenverständnis erfolgt in Kapitel 5 die Entwicklung der Auslegungsmethode für die Konzeptphase. Entsprechend des Target-Cascading-Ansatzes wird dazu das Auslegungsproblem in drei verschiedene Fahrzeugebenen unterteilt. Die oberste Ebene entspricht der Gesamtfahrzeugebene mit den objektiven Kennwerten für Fahrdynamik und Fahrkomfort. Darunter wird eine weitere Ebene eingeführt, die effektive Achscharakteristika beinhaltet. Dabei handelt es sich um Fahrwerkeigenschaften, die eine Vielzahl von Eigenschaften physikalisch auf Basis des Konzepts der effektiven Achscharakteristika zusammenfassen. Die unterste Ebene definiert die Subsystemebene und umfasst die in Kapitel 3 definierten, für die Auslegung relevanten Subsystemeigenschaften für das aktive Lenkungssystem, den Reifen und die Achs- bzw. Elastokinematik. Der Auslegungsvorgang wird in diesem Kapitel vollständig beschrieben. Dazu erfolgt zunächst die Definition der objektiven Gesamtfahrzeugzielwerte, die für die Fahrwerksauslegung im Rahmen dieser Arbeit relevant sind. Daran angeschlossen findet in Schritt 1 die Ableitung von Gesamtfahrzeugeigenschaftszielen zu Zielen für die effektiven Achscharakteristika statt. Dabei wird eine Auslegungsreihenfolge auf Basis der physikalischen Zusammenhänge vorgeschlagen. Nach der Definition der Ziele für die effektiven Achscharakteristika erfolgt in Schritt 2 die Ableitung der Subsystemeigenschaften. Auch für Schritt 2 wird eine Auslegungsreihenfolge definiert, auf deren Basis die effektiven Achscharakteristika ausgelegt werden können. Zuletzt erfolgt die Erweiterung und Automatisierung der entwickelten Auslegungsmethode mithilfe des Solution-Space-Algorithmus. Dieser wird zunächst hinsichtlich seiner Anwendung vorgestellt und anschließend in die Auslegungsmethode integriert. Durch die Erweiterung des Algorithmus können die Aussagegenauigkeit sowie die Optimierungszeit verbessert werden.

Nach der Entwicklung der Auslegungsmethode erfolgen in Kapitel 6 die Untersuchung und Evaluation der manuellen und automatisierten Auslegungsmethode. Dazu wird anhand einer Beispielauslegung der vollständige Auslegungsprozess beginnend bei der Definition von Gesamtfahrzeugeigenschaftszielen für Fahrdynamik und Fahrkomfort bis hin zur Ableitung von Subsystemeigenschaften durchgeführt. Ausgangspunkt ist dabei zunächst die Ableitung der Gesamtfahrzeugeigenschaftszielwerte für Fahrdynamik und Fahrkomfort auf Basis einer Wettbewerbsanalyse. Daran anschließend erfolgt die Fahrwerksauslegung in Schritt 1 und Schritt 2 mit darauf folgender Diskussion des Auslegungsergebnisses hinsichtlich Zielerreichung und Umsetzbarkeit. Es ergibt sich ein Fahrzeugverhalten nach der Auslegung, das für die Mehrzahl der definierten Eigenschaften die Zielvorgaben erreicht. Nach der manuellen Auslegung des Fahrwerks erfolgt die automatisierte Auslegung anhand der erweiterten Methode auf Basis des Solution-Space-Algorithmus. Es zeigt sich, dass die erweiterte automatisierte Achsauslegungsmethode in der Lage ist, die Gesamtfahrzeugeigenschaftszielbereiche in Subsystemzielbereich umzuwandeln und damit gegenüber der manuellen Auslegungsmethode weitere Lösungsmöglichkeiten zur Verfügung zu stellen. Zuletzt erfolgt der Vergleich der entwickelten Auslegungsmethode mit den aus der Literatur nach Kapitel 2 bekannten Methoden. Die im Rahmen der vorliegenden Arbeit entwickelte Auslegungsmethode bietet ein verbessertes Wirkkettenverständnis, eine hohe Abbildungsgenauigkeit, eine strukturierte Auslegung sowie einen geringeren Auslegungszeitaufwand.

Auf Basis der bei der Bearbeitung dieser Arbeit gewonnenen Erkenntnisse zur Entwicklung einer Fahrwerksauslegungsmethode für die Konzeptphase können folgende Handlungsempfehlungen für weiterführende Arbeiten formuliert werden:

- **Auslegung des Grenzbereichsverhaltens:** Der Fokus der vorliegenden Arbeit liegt auf dem Fahrverhalten im Aufenthaltsbereich des Normalfahrers. Zur Vervollständigung der Vorgehensweise in der Konzeptphase ist ebenfalls die Auslegung des fahrdynamischen Grenzbereichsverhaltens denkbar. So ist es notwendig, das Fahrverhalten bei hohen Querbeschleunigungen einerseits mit dem Fokus auf das Fahrerlebnis und andererseits mit dem Fokus auf Fahrsicherheit (wie beispielsweise Kippstabilität) ausulegen. In diesem Bereich gelten nichtlineare Zusammenhänge, die hauptsächlich durch die Reifen- und Kinematik- bzw. Elastokinematikeigenschaften (beispielsweise durch nichtlineare Aufbaufeder, Zug- bzw. Druckpuffer und nichtlineare Aufbaudämpfer) hervorgerufen werden. Es ist dabei das Ziel, diese Auslegung in Analogie zur Auslegung in dieser Arbeit zu vereinfachen und zu strukturieren, was jedoch aufgrund dieser Nichtlinearitäten deutlich erschwert wird. Um weiterhin einerseits die Parametrierbarkeit in der Konzeptphase und andererseits die Anwendbarkeit intelligenter Optimierungsverfahren zu gewährleisten, sollte auch an dieser Stelle versucht werden diese Auslegungsstruktur mit Einfachmodellen zu erarbeiten.
- **Auslegung des erweiterten Fahrkomforts:** In Analogie zum vorherigen Punkt ist ebenfalls die Entwicklung einer Methode zur strukturierten Auslegung des Fahrkomforts auch oberhalb von 6 Hz im Rahmen der Konzeptphase von Interesse. Dazu ist es notwendig, weitere zusätzliche Schwingungssysteme des Fahrzeugs zu betrachten. Dabei handelt es sich um die Integration des Motors und der Achshilfsrahmen als weitere schwingungsfähige Systeme im Fahrzeug in eine Auslegungsmethode. Ebenfalls sollte die Achsreibung als wesentlicher Bestandteil des Fahrkomforts in die Auslegung integriert werden [APK⁺15]. Zuletzt ist der Reifen zu nennen, dessen Auslegung im Bereich des höherfrequenten Fahrkomforts (beispielsweise nach Kantenüberfahrt) ebenfalls innerhalb der Konzeptphase stattfinden sollte.
- **Auslegungsmethode in der Komponentenebene:** Auf Basis der in dieser Arbeit entwickelten Auslegungsmethode werden Subsystemeigenschaftsziele hergeleitet. Diese Ziele definieren die notwendigen Eigenschaften des Lenkungssystems, des Reifens sowie der Achskinematik und der Achselastokinematik. Zur Realisierung dieser Eigenschaften müssen entsprechend des V-Entwicklungsmodells Komponenteneigenschaften definiert werden. Beispielsweise müssen zur Umsetzung der Achskinematik- und Elastokinematikennlinien die Lenker- und Elastomerlageranordnungen und deren Steifigkeiten geeignet gewählt werden. Ziel ist es dabei, eine Auslegungsmethode für die Komponentenebene zu entwickeln, die direkt an die Ergebnisse einer Subsystemauslegungsmethode anknüpft. Das Ergebnis wäre eine stringente Strukturierung des linken Entwicklungsasts des V-Modells, bei dem aus Gesamtfahrzeugzielwerten Komponenten abgeleitet werden.
- **Integration weiterer objektiver Beurteilungskriterien:** Die vorliegende Arbeit beschränkt sich auf die Auslegung des für den Normalfahrer relevanten Arbeitsbereichs der Fahrdynamik sowie auf den Primary-Ride des Fahrkomforts. Demnach führt die Auslegungsmethode zu einem Fahrwerk, das ausschließlich in diesen Disziplinen das gewünschte Fahrverhalten einhalten kann. Es werden jedoch weitere, bei der Auslegung des Fahrwerks zu beachtende Anforderungen an das Fahrverhalten gestellt, beispielsweise die Geradeausfahrstabilität, das On-Center-Verhalten und das Grenzbereichs- oder Seitenwindverhalten. Dazu ist es notwendig, diese Anforderungen anhand geeigneter objektiver Kennwerte beschreibbar sowie anschließend im Rahmen einer

physikalischen Modellierung der entwickelten Auslegungsmethode zugänglich zu machen. So würde beispielsweise der Bedarf zur Abbildung des On-Center-Verhaltens ebenfalls dazu führen, dass das vorgestellte Lenkungsmodell um die Modellierung der Lenkungsreibung oder des Lenkungsspiels erweitert werden müsste [WZ11].

- **Erweiterung der in der Konzeptphase betrachteten Fahrwerkeigenschaften:** Im Rahmen dieser Arbeit wurden die wesentlichen Reifen-, Lenkungs- und Achseigenschaften, die in der Konzeptphase ausgelegt werden, betrachtet. Durch weiterführende Untersuchungen der Wechselwirkungen von nicht fahrwerkstypischen Komponenten oder Baugruppen können weitere für die Fahrwerkeigenschaften relevante Stellhebel identifiziert werden. So zeigen beispielsweise die Untersuchungen von DRECOLL einen relevanten Einfluss der Karosseriedeformation auf die Ausprägung der Fahrwerkkinematik [Dre01]. Durch die Integration der Karosseriesteifigkeiten in den Auslegungsprozess des Fahrwerks können somit weitere Freiheitsgrade zur Fahrzeugeigenschaftsentwicklung hinsichtlich Fahrdynamik und Fahrkomfort identifiziert werden. Auch sollte die Auslegung der Aerodynamik und somit der Vorder- und Hinterachsentslastung zukünftig im Rahmen der Auslegungsmethode Berücksichtigung finden.
- **Erweiterung auf aktive Regelsysteme:** Die Leistungsfähigkeit des modernen Fahrwerks wird zunehmend mithilfe von aktiven Regelsystemen erweitert. Dabei ergibt sich in Analogie zum passiven Fahrwerk die Fragestellung nach der Auslegung und Applikation dieser Systeme auf Basis von Gesamtfahrzeugzielwerten. Dazu müssen Regelsysteme hinsichtlich ihrer physikalischen Wirkung in die Auslegungsmethode integriert werden. Demnach stellen die aktiven Regelsysteme weitere Freiheitsgrade zur Realisierung der Eigenschaftsanforderungen dar. So würde eine Achsschräglauflaststeifigkeit einerseits durch passive Elemente wie die Elastokinematik oder aber wie bspw. in WAGNER ET AL. durch eine Hinterachslenkungseigenschaft realisiert [WSB⁺17].
- **Erweiterung der Parametrierwerkzeuge:** Im Rahmen des dritten Kapitels wurde die stationäre Abbildung der Fahrwerkkinematik und -elastokinematik mithilfe der Steifigkeitsmatrix realisiert. Die Abbildung des dynamischen Verhaltens kann dabei ebenfalls auf Basis einer Dämpfungsmatrix geschehen, die jedoch nicht mit quasistatischen Prüfständen parametrierbar ist. Demnach ist es sinnvoll, das dynamische Achsverhalten auf dynamischen K&C-Prüfständen zu analysieren, wie beispielsweise in LIU ET AL. vorgestellt [LDZ⁺19]. Dies führt zur Verbesserung der physikalischen Abbildungsgenauigkeit der Achse und könnte so auch weitere Freiheitsgrade zur Realisierung eines verbesserten Fahrwerks- und somit Gesamtfahrzeugverhaltens offenbaren, die in dieser Arbeit nicht betrachtet werden konnten.

LITERATURVERZEICHNIS

- [ACW⁺16] ABEL, H. ; CLAUSS, R. ; WAGNER, A. ; PROKOP, G.: Chassis Development In The Early Stage Using Analytical Target Cascading Methods. In: *25. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik* (2016)
- [ACW⁺17a] ABEL, H. ; CLAUSS, R. ; WAGNER, A. ; PROKOP, G.: Analytical extension of the effective axle characteristics concept for the development of a structured chassis design process. In: *Vehicle System Dynamics: International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility* 55 (2017), Nr. 9, S. 1297–1320. <http://dx.doi.org/10.1080/00423114.2017.1309055>. – DOI 10.1080/00423114.2017.1309055
- [ACW⁺17b] ABEL, H. ; CLAUSS, R. ; WAGNER, A. ; PROKOP, G.: Development of an Axle Design Process for the Chassis Design within the Early Development Stage. In: *17. Internationales Stuttgarter Symposium* (2017). <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-658-16988-6>. – DOI 10.1007/978-3-658-16988-6
- [Ame13] AMELUNXEN, H.: *Fahrdynamikmodelle für Echtzeitsimulationen im komfortrelevanten Frequenzbereich*, Universität Paderborn, Diss., 2013
- [AN06] ATZWANGER, K. ; NEGELE, H.J.: Fahrdynamikstudie 2008. In: *ATZ-Automobiltechnische Zeitschrift* 108 (2006), Nr. 6, S. 510–514. <http://dx.doi.org/10.1007/BF03221800>. – DOI 10.1007/BF03221800
- [Ang17] ANGRICK, C.: *Subsystemmethodik für die Auslegung des niederfrequenten Schwingungskomforts von PKW*, Technische Universität Dresden, Diss., 2017
- [APK⁺15] ANGRICK, C. ; PROKOP, G. ; KNAUER, P. ; WAGNER, A.: Improved prediction of ride comfort characteristics by considering suspension friction in the automotive development process. In: *6th International Munich Chassis Symposium* (2015), S. 377–403. <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-658-09711-0%5F25>. – DOI 10.1007/978-3-658-09711-0
- [APK18] ANGRICK, C. ; PROKOP, G. ; KNAUER, P.: Design of Ride Comfort Characteristics on Subsystem Level in the Product Development Process. In: *Automotive Systems Engineering II*. (2018). <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-319-61607-0%5F1>. – DOI 10.1007/978-3-319-61607-0
- [APR14] ANGROSCHE, B. ; PLÖCHL, M. ; REINALTER, W.: Suspension design by means of numerical sensitivity analysis and optimisation. In: *International Journal of Vehicle Design* 65 (2014), Nr. 1, S. 52–72. <http://dx.doi.org/10.1504/IJVD.2014.060065>. – DOI 10.1504/IJVD.2014.060065
- [APW⁺15] ABEL, H. ; PUTTEN, S. v. ; WAGNER, A. ; PROKOP, G.: Optimization of lateral vehicle dynamics by targeted dimensioning of the rim width. In: *SAE Int. J. Passeng. Cars - Mech. Syst.* 8(4) (2015), S. 1196–1208. <http://dx.doi.org/10.4271/2015-01-9114>. – DOI 10.4271/2015-01-9114
- [Ash02] ASH, H.A.S.: *Correlation of Subjective and Objective Handling of Vehicle Behaviour*, University of Leeds, Diss., 2002
- [Bar04] BARTHENHEIER, T.: *Potenzial einer fahrertyp- und fahrsituationsabhängigen Lenkradmomentgestaltung*, Technischen Universität Darmstadt, Diss., 2004
- [Bau03] BAUMANN, F.W.: *Untersuchungen zur dynamischen Rollstabilität von Personenkraftwagen*, Technischen Universität Darmstadt, Diss., 2003

- [BB14] BUSCH, J. ; BESTLE, D.: Optimisation of lateral car dynamics taking into account parameter uncertainties. In: *Vehicle System Dynamics: International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility* 52 (2014), Nr. 2, S. 166–185. <http://dx.doi.org/10.1080/00423114.2013.868006>. – DOI 10.1080/00423114.2013.868006
- [BBB95] BACHMANN, T. ; BIELACZEK, C. ; BREUER, B.: Der Reibwert zwischen Reifen und Fahrbahn und dessen Inanspruchnahme durch den Fahrer. In: *ATZ-Automobiltechnische Zeitschrift* 97 (1995), Nr. 10, S. 658–667
- [BC13] BADIRU, I. ; CWYCYSHYN, W.B.: Customer Focus in Ride Development. In: *SAE Technical Paper 2013-01-1355* (2013). <http://dx.doi.org/10.4271/2013-01-1355>. – DOI 10.4271/2013-01-1355
- [Bec00] BECKER, K.: *Subjektive Fahreindrücke sichtbar machen II: Korrelation zwischen objektiver Messung und subjektiver Beurteilung von Versuchsfahrzeugen und -komponenten*. expert Verlag, 2000
- [Bel02] BELLMANN, M.A.: *Perception of Whole-Body Vibrations: From basic experiments to effects of seat and steering-wheel vibrations on the passenger's comfort inside vehicles*, Universität Oldenburg, Diss., 2002
- [BH04] BLUNDELL, M. ; HARTY, D.: *The Multibody Systems Approach to Vehicle Dynamics*. Butterworth-Heinemann, 2004
- [Bie99] BIELACZEK, C.: Die Auswirkung der aktiven Fahrerbeeinflussung auf die Fahrstabilität. In: *ATZ-Automobiltechnische Zeitschrift* 101 (1999), Nr. 9, S. 714–724. <http://dx.doi.org/10.1007/BF03224277>. – DOI 10.1007/BF03224277
- [BL76] BUNDORF, R.T. ; LEFFERT, R.L.: The Cornering Compliance Concept for Description of Vehicle Directional Control Properties. In: *SAE Technical Paper 760713* (1976). <http://dx.doi.org/10.4271/760713>. – DOI 10.4271/760713
- [Boe88] BOEHM, B.W.: A Spiral Model of Software Development and Enhancement. In: *Computer* 21 (1988), Nr. 5, S. 61–72
- [Bre98] BREUER, J.J.: Analysis of driver-vehicle-interactions in an evasive manoeuvre. In: *16th International Technical Conference on the Enhanced Safety of Vehicles* (1998), S. 620–627
- [BS11] BRAESS, H.H. ; SEIFFERT, U.: *Vieweg Handbuch Kraftfahrzeugtechnik*. 6. Vieweg+Teubner Verlag, 2011
- [CBV⁺97] CHONDROS, T.G. ; BELOKAS, P.A. ; VAMVAKEROS, K. ; DIAROGORAS, A.D.: Vehicle Dynamics Simulation and Suspension System Design. In: *SAE Technical Paper 970105* (1997). <http://dx.doi.org/10.4271/970105>. – DOI 10.4271/970105
- [CC98] CHEN, D.C. ; CROLLA, D.A.: Subjective and Objective Measures of Vehicle Handling: Drivers & Experiments. In: *Vehicle System Dynamics: International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility* 29 (1998), Nr. 1, S. 576–597. <http://dx.doi.org/10.1080/00423119808969588>. – DOI 10.1080/00423119808969588
- [CJC06] CHATILLON, M.M. ; JEZEQUEL, L. ; COUTANT, P.: Hierarchical optimisation of the design parameters of a vehicle suspension system. In: *Vehicle System Dynamics: International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility* 44 (2006), Nr. 11, S. 817–839. <http://dx.doi.org/10.1080/00423110500497918>. – DOI 10.1080/00423110500497918

- [CPB16] CHUNG, K.W. ; PROKOP, G. ; BAUMGARTEN, G.: Chassis Optimization Concerning Low Rolling Resistance Tires. In: *25th Aachen Colloquium Automobile and Engine Technology* (2016), S. 1547–1566
- [CPP18] CHANG, F. ; PUTTEN, S. v. ; PROKOP, G.: Analysis of rollover behavior of SUVs in the early phase of chassis development. In: *18. Internationales Stuttgarter Symposium* (2018). <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-658-21194-3%5F4>. – DOI 10.1007/978-3-658-21194-3
- [CR67] CHIESA, A. ; RINONAPOLI, L.: Vehicle Stability Studied with a Non-Linear Seven Degree Model. In: *SAE Technical Paper 670476* (1967). <http://dx.doi.org/10.4271/670476>. – DOI 10.4271/670476
- [CSA11] CAO, D. ; SONG, X. ; AHMADIAN, M.: Editors' perspectives: road vehicle suspension design, dynamics, and control. In: *Vehicle System Dynamics: International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility* 49 (2011), Nr. 1-2, S. 3–28. <http://dx.doi.org/10.1080/00423114.2010.532223>. – DOI 10.1080/00423114.2010.532223
- [Dah77] DAHLBERG, T.: Parametric Optimization of a 1-DOF Vehicle Travelling on a Randomly Profiled Road. In: *Journal of Sound and Vibration* 55 (1977), Nr. 2, S. 245–253. [http://dx.doi.org/10.1016/0022-460X\(77\)90597-1](http://dx.doi.org/10.1016/0022-460X(77)90597-1). – DOI 10.1016/0022-460X(77)90597-1
- [Dah79] DAHLBERG, T.: An Optimized Speed-Controlled Suspension of a 2-DOF Vehicle Travelling on a Randomly Profiled Road. In: *Journal of Sound and Vibration* 62 (1979), Nr. 4, S. 541–546. [http://dx.doi.org/10.1016/0022-460X\(79\)90462-0](http://dx.doi.org/10.1016/0022-460X(79)90462-0). – DOI 10.1016/0022-460X(79)90462-0
- [Dec08] DECKER, M.: *Zur Beurteilung der Querdynamik von Personenkraftwagen*, Technische Universität München, Diss., 2008
- [Det05] DETTKI, F.: *Methoden zur objektiven Bewertung des Geradeauslaufs von Personenkraftwagen*, Universität Stuttgart, Diss., 2005
- [Die08] DIERMEYER, F.: *Methode zur Abstimmung von Fahrdynamikregelsystemen hinsichtlich Überschlagsicherheit und Agilität*, Technischen Universität München, Diss., 2008
- [DPWM⁺15] DROTAR, T. ; PALANDRI, J. ; WOLF-MONHEIM, F. ; ZANDBERGEN, P. ; REFF, B.: CAE-Based Driving Comfort Optimization of Passenger Cars. In: *SAE Int. J. Passeng. Cars - Mech. Syst.* 8 (2015), Nr. 2, S. 703–710. <http://dx.doi.org/10.4271/2015-01-1583>. – DOI 10.4271/2015-01-1583
- [Dre01] DRECOLL, N.U.: *Der Einfluß der Karosseriedeformation auf die Fahrwerkskinematik*, Technische Universität Braunschweig, Diss., 2001
- [Dud73] DUDITZA, F.: *Kardangelengetriebe und ihre Anwendungen*. VDI-Verlag, 1973
- [EBG14] EISENBARTH, M. ; BOISDEQUIN, G. ; GAUTERIN, F.: Consistent assessment of chassis relevant ride comfort on roads and test rigs. In: *14. Internationales Stuttgarter Symposium* (2014), S. 41–53. <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-658-05130-3%5F6>. – DOI 10.1007/978-3-658-05130-3
- [EF00] ERIKSSON, P. ; FRIBERG, O.: Ride comfort optimization of a city bus. In: *Structural and Multidisciplinary Optimisation* 20 (2000), Nr. 1, S. 67–75. <http://dx.doi.org/10.1007/s001580050137>. – DOI 10.1007/s001580050137

- [Eic18] EICHSTETTER, M.: *Design of Vehicle System Dynamics using Solution Spaces*, Technische Universität Berlin, Diss., 2018
- [Elb01] ELBERS, C.: *Mathematische Abbildung von Kinematik und Elastokinematik aus Prüfstandsmessung zur Fahrdynamiksimulation*, Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule Aachen, Diss., 2001
- [EMZ15] EICHSTETTER, M. ; MÜLLER, S. ; ZIMMERMANN, M.: Product Family Design With Solution Spaces. In: *Journal of Mechanical Design* 137 (2015), Nr. 12, S. 1–9. <http://dx.doi.org/10.1115/1.4031637>. – DOI 10.1115/1.4031637
- [ERM⁺14] EICHSTETTER, M. ; REDEKER, C. ; MÜLLER, S. ; KVASNICKA, P. ; ZIMMERMANN, M.: Solution spaces for damper design in vehicle dynamics. In: *5th International Munich Chassis Symposium 2014* (2014), S. 107–132. <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-658-05978-1%5F10>. – DOI 10.1007/978-3-658-05978-1
- [EUS⁺06] ELS, P.S. ; UYS, P.E. ; SNYMAN, J.A. ; THORESSON, M.J.: Gradient-based approximation methods applied to the optimal design of vehicle suspension systems using computational models with severe inherent noise. In: *Mathematical and Computer Modelling* 43 (2006), Nr. 7-8, S. 787–801. <http://dx.doi.org/10.1016/j.mcm.2005.08.018>. – DOI 10.1016/j.mcm.2005.08.018
- [EVH⁺02] ETMAN, L.F.P. ; VERMEULEN, R.C.N. ; HECK, J.G.A.M. v. ; SCHOOF, A.J.G. ; CAMPEN, D.H. v.: Design of a Stroke Dependent Damper for the Front Axle Suspension of a Truck Using Multibody System Dynamics and Numerical Optimization. In: *Vehicle System Dynamics: International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility* 38 (2002), Nr. 2, S. 85–101. <http://dx.doi.org/10.1076/vesd.38.2.85.5618>. – DOI 10.1076/vesd.38.2.85.5618
- [FGH⁺03] FORKENBROCK, G.J. ; GARROTT, W.R. ; HEITZ, M. ; O'HARRA, B.C.: An Experimental Examination of J-Turn and Fishhook Maneuvers That May Induce On-Road, Untripped, Light Vehicle Rollover. In: *SAE Technical Paper 2003-01-1009* (2003). <http://dx.doi.org/10.4271/2003-01-1009>. – DOI 10.4271/2003-01-1009
- [FH06] FISCHER, R. ; HÜLSER, H.: Softwareentwicklung für Fahrzeuge für dynamische Prozesse. In: *Elektrotechnik & Informationstechnik* 123 (2006), Nr. 10, S. 441–444. <http://dx.doi.org/10.1007/s00502-006-0374-7>. – DOI 10.1007/s00502-006-0374-7
- [FHB⁺05] FADEL, G. ; HAQUE, I. ; BLOUIN, V. ; WIECEK, M.: Multi-criteria Multi-scenario Approaches in the Design of Vehicles. In: *6th World Congresses of Structural and Multidisciplinary Optimization* (2005)
- [FKK⁺01] FELLINI, R. ; KIM, H.M. ; KOKKOLARAS, M. ; MICHELENA, N. ; PAPALAMBROS, P.Y.: Target Cascading for Design of Product Families. In: *Proceedings of the 4th Congress on Structural and Multidisciplinary Optimization* (2001)
- [FSR97] FUJA, S.P. ; SCHMID, H.A. ; RYAN, J.P.: Synthesis of Chassis Parameters for Ride and Handling on the 1997 Chevrolet Corvette. In: *SAE Technical Paper 970097* (1997), S. 81–89. <http://dx.doi.org/10.4271/970097>. – DOI 10.4271/970097
- [Fuc93] FUCHS, J.: *Beitrag zum Verhalten von Fahrer und Fahrzeug bei Kurvenfahrt*, Technische Universität München, Diss., 1993

- [GHP⁺06] GOBBI, M. ; HAQUE, I. ; PAPALAMBROS, P.Y. ; MASTINU, G.: A Critical Review of Optimization Methods for Road Vehicles Design. In: *11th AIAA/ISSMO Multidisciplinary Analysis and Optimization Conference* (2006)
- [GLM06] GOBBI, M. ; LEVI, F. ; MASTINU, G.: Multi-objective stochastic optimisation of the suspension system of road vehicles. In: *Journal of Sound and Vibration* 298 (2006), Nr. 4-5, S. 1055–1072. <http://dx.doi.org/10.1016/j.jsv.2006.06.041>. – DOI 10.1016/j.jsv.2006.06.041
- [GMD99] GOBBI, M. ; MASTINU, G. ; DONISELLI, C.: Optimising a Car Chassis. In: *Vehicle System Dynamics: International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility* 32 (1999), Nr. 2-3, S. 149–170. <http://dx.doi.org/10.1076/vesd.32.2.149.2085>. – DOI 10.1076/vesd.32.2.149.2085
- [Gra13] GRAFF, L.: *A stochastic algorithm for the identification of solution spaces in high-dimensional design spaces*, Universität Basel, Diss., 2013
- [Gri07] GRIFFIN, M.J.: Discomfort from feeling vehicle vibration. In: *Vehicle System Dynamics: International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility* 45 (2007), Nr. 7-8, S. 679–698. <http://dx.doi.org/10.1080/00423110701422426>. – DOI 10.1080/00423110701422426
- [Gut13] GUTJAHR, D.: *Objektive Bewertung querdynamischer Reifeneigenschaften im Gesamtfahrzeugversuch*, Karlsruher Institut für Technologie, Diss., 2013
- [GVN07] GEORGIU, G. ; VERROS, G. ; NATSIAVAS, S.: Multi-objective optimization of quarter-car models with a passive or semi-active suspension system. In: *Vehicle System Dynamics: International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility* 45 (2007), Nr. 1, S. 77–92. <http://dx.doi.org/10.1080/00423110600812925>. – DOI 10.1080/00423110600812925
- [Har04] HARRISON, M.: *Vehicle Refinement*. 1. Butterworth-Heinemann, 2004
- [HB02] HEISSING, B. ; BRANDL, H.J.: *Subjektive Beurteilung des Fahrverhaltens*. Vogel Business Media, 2002
- [HEG11] HEISSING, B. ; ERSOY, M. ; GIES, S.: *Fahrwerkhandbuch*. 3. Vieweg+Teubner Verlag, 2011. <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-8348-8168-7>. <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-8348-8168-7>
- [Hen04] HENZE, R.: *Beurteilung von Fahrzeugen mit Hilfe eines Fahrermodells*, TU Braunschweig, Diss., 2004
- [HHH⁺07] HOLZMANN, H. ; HALFMANN, C. ; HAHN, K.M. ; KOCHER, M.: Virtual Development and Application of Chassis Components and Chassis Controls at GM Europe. In: *SAE Technical Paper 2007-01-0813* (2007). <http://dx.doi.org/10.4271/2007-01-0813>. – DOI 10.4271/2007-01-0813
- [HKK03] HUDI, J. ; KEIJSERS, R. ; KVASNICKA, P.: Simulationsverfahren zur Ermittlung von Motorbewegungen. In: *ATZ-Automobiltechnische Zeitschrift* 105 (2003), Nr. 1, S. 46–52. <http://dx.doi.org/10.1007/BF03223489>. – DOI 10.1007/BF03223489
- [HS01] HIGUCHI, A. ; SAKAI, H.: Objective Evaluation Method of On-Center Handling Characteristics. In: *SAE Technical Paper 2001-01-0481* (2001). <http://dx.doi.org/10.4271/2001-01-0481>. – DOI 10.4271/2001-01-0481

- [HW10] HAB, G. ; WAGNER, R.: *Projektmanagement in der Automobilindustrie*. 3. Gabler Verlag, 2010. <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-322-99622-0>. <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-322-99622-0>
- [ISO90] ISO 1176: Road vehicles – Masses – Vocabulary and codes. (1990)
- [ISO95] ISO 8608: Mechanical vibration – Road surface profiles – Reporting of measured Data. (1995)
- [ISO01] ISO 2631-4: Mechanical vibration and shock – Evaluation of human exposure to whole-body vibration. (2001)
- [ISO06] ISO 13674-2: Road vehicles – Test method for the quantification of on-centre handling – Part 2: Transition Test. (2006)
- [ISO11a] ISO 26262: Road vehicles – Functional safety. (2011)
- [ISO11b] ISO 7401: Road vehicles – Lateral transient response test methods – Open-loop test methods. (2011)
- [ISO11c] ISO 8855: Road vehicles – Vehicle dynamics and road-holding ability – Vocabulary. (2011)
- [ISO12] ISO 4138: Passenger cars – Steady-state circular driving behaviour – Open-loop test methods. (2012)
- [KD12] KVASNICKA, P. ; DICK, P.: Integrated Development of Vehicle Dynamics Demonstrated on the New Bmw 3 Series. In: *Proceedings of the FISITA 2012 World Automotive Congress* (2012), S. 379–389
- [KFK+02] KOKKOLARAS, M. ; FELLINI, R. ; KIM, H.M. ; MICHELENA, N.F. ; PAPALAMBROS, P.Y.: Extension of the target cascading formulation to the design of product families. In: *Structural and Multidisciplinary Optimization 24* (2002), Nr. 4, S. 293–301. <http://dx.doi.org/10.1007/s00158-002-0240-0>. – DOI 10.1007/s00158-002-0240-0
- [KG15] KERSTEN, T. ; GIES, S.: Modern chassis development as a result of skilfully combining testing and simulation. In: *15. Internationales Stuttgarter Symposium* (2015). <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-658-08844-6%5F53>. – DOI 10.1007/978-3-658-08844-6
- [KMM12] KLEMP, D. ; MIHELICIC, D. ; MITTERMAIER, B.: *Messung und Bewertung von Verkehrsemissionen*. Forschungszentrum Jülich, 2012
- [KMP+03] KIM, H. M. ; MICHELENA, N. F. ; PAPALAMBROS, P.Y. ; JIANG, T.: Target Cascading in Optimal System Design. In: *Journal of Mechanical Design. AMSE. Journal of Mechanical Design*. 125 (2003), Nr. 3, S. 474–480. <http://dx.doi.org/10.1115/1.1582501>. – DOI 10.1115/1.1582501
- [Kna10] KNAUER, P.: *Objektivierung des Schwingungskomforts bei instationärer Fahrbahnanregung*, Technische Universität München, Diss., 2010
- [KNP10] KHAJAVI, M.N. ; NOTGHI, B. ; PAYGANE, G.: A Multi Objective Optimization Approach to Optimize Vehicle Ride and Handling Characteristics. In: *International Journal of Mechanical, Aerospace, Industrial, Mechatronic and Manufacturing Engineering 4* (2010), Nr. 2, S. 213–217

- [KPR⁺06] KVASNICKA, P. ; PROKOP, G. ; RETTINGER, A. ; STAHL, H.: Comprehensive Approach for the Chassis Control Development. In: *SAE Technical Paper 2006-01-1280* (2006). <http://dx.doi.org/10.4271/2006-01-1280>. – DOI 10.4271/2006-01-1280
- [Kra11] KRAFT, C.: *Gezielte Variation und Analyse des Fahrverhaltens von Kraftfahrzeugen mittels elektrischer Linearaktuatoren im Fahrwerksbereich*, Karlsruher Institut für Technologie, Diss., 2011
- [KRP⁺01] KIM, H.M. ; RIDEOUT, D.G. ; PAPALAMBROS, P.Y. ; STEIN, J.L.: Analytical Target Cascading in Automotive Vehicle Design. In: *Journal of Mechanical Design. AMSE. Journal of Mechanical Design. 125* (2001), Nr. 3, S. 481–489. <http://dx.doi.org/10.1115/1.1586308>. – DOI 10.1115/1.1586308
- [KS10] KVASNICKA, P. ; SCHMIDT, H.: Conceptual layout for spring/damper set up of a prototype regarding vehicle dynamics and ride comfort. In: *1. Internationales Münchner Fahrwerk-Symposium* (2010), S. 215–234
- [Küç90] KÜÇÜKAY, F.: Rechnerunterstützte Getriebedimensionierung mit repräsentativen Lastkollektiven. In: *ATZ-Automobiltechnische Zeitschrift 92* (1990), Nr. 6, S. 328–333
- [KYD04] KUSHIRO, I. ; YASUDA, E. ; DOI, S.: An analysis of pitch and bounce motion, requiring high performance of ride comfort. In: *Vehicle System Dynamics Supplement 41* (2004), S. 83–92
- [KZ16] KÖNIGS, S. ; ZIMMERMANN, M.: Resolving conflicts of goals in complex design processes – application to the design of engine mount systems. In: *7th International Munich Chassis Symposium* (2016), S. 125–141. http://dx.doi.org/10.1007/978-3-658-14219-3_5F14. – DOI 10.1007/978-3-658-14219-3
- [Lam72] LAMM, R.: *Fahrdynamik und Streckencharakteristik*. In: *Institut für Straßenbau und Eisenbahnwesen der Universität Karlsruhe*. (1972)
- [LDZ⁺19] LIU, C. ; DEUBEL, C. ; ZHOU, J. ; GERHARD, A. ; KUBENZ, G. J. and P. J. and Prokop: Experimental Analysis of Suspension Kinematics and Compliance Characteristics of Sensitivities and Combined Load Cases with the Suspension Motion Simulator. In: *WCX SAE World Congress Experience* (2019)
- [Led04] LEDESMA, R.: An Analytical Target Setting Procedure for the Design of the Suspension System of a Tractor-Semi-Trailer Combination. In: *SAE Technical Paper 2004-01-2692* (2004). <http://dx.doi.org/10.4271/2004-01-2692>. – DOI 10.4271/2004-01-2692
- [Len09] LENNERT, S.: *Zur Objektivierung von Schwingungskomfort in Personenkraftwagen: Untersuchung der Wahrnehmungsdimensionen.*, Technische Universität Darmstadt, Diss., 2009
- [LHG⁺99] LITTLE, E. ; HANDRICKX, P. ; GROTE, P. ; MERGAY, M. ; DEEL, J.: Ride Comfort Analysis: Practice and Procedures. In: *SAE Technical Paper 990053* (1999). <http://dx.doi.org/10.4271/990053>. – DOI 10.4271/990053
- [LKED03] LOOZE, M.P. d. ; KUIJT-EVERS, L.F.M. ; DIEËN, J. v.: Sitting comfort and discomfort and the relationships with objective measures. In: *Ergonomics 46* (2003), Nr. 10, S. 985–997. <http://dx.doi.org/10.1080/0014013031000121977>. – DOI 10.1080/0014013031000121977

- [LZG⁺18] LIU, C. ; ZHOU, J. ; GERHARD, A. ; KUBENZ, J. ; PROKOP, G.: Characterization of the Vehicle Roll Movement with the Dynamic Chassis Simulator. In: *2nd Int. Conf. on Vehicle and Automotive Engineering* (2018)
- [Mäd12] MÄDER, D.: *Simulationsbasierte Grundausslegung der Fahrzeug-Querdynamik unter Berücksichtigung von Erfahrungswissen in der Fahrdynamikentwicklung*, Technischen Universität Kaiserslautern, Diss., 2012
- [Mat07] MATSCHINSKY, W.: *Radführungen der Straßenfahrzeuge*. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2007. <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-540-71197-1>. <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-540-71197-1>
- [MBW15] MAULICK, T. ; BOISDEQUIN, G. ; WEERD, M. v. d.: Porsche vehicle dynamics development – Virtual approval of car model derivatives in collaboration with road testing. In: *15. Internationales Stuttgarter Symposium* (2015), S. 323–336. <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-658-08844-6%5F22>. – DOI 10.1007/978-3-658-08844-6
- [Met04] METZ, L.D.: What Constitutes Good Handling? In: *SAE Technical Paper 2004-01-3532* (2004). <http://dx.doi.org/10.4271/2004-01-3532>. – DOI 10.4271/2004-01-3532
- [MGM⁺97] MASTINU, G. ; GAIAZZI, S. ; MONTANARO, F. ; PIROLA, D.: A Semi-Analytical Tyre Model for Steady- and Transient-State Simulations. In: *Vehicle System Dynamics: International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility* 27 (1997), Nr. 1, S. 2–21. <http://dx.doi.org/10.1080/00423119708969641>. – DOI 10.1080/00423119708969641
- [Mik12] MIKELSONS, L.: *Generierung vereinfachter Modelle mechatronischer Systeme auf Basis symbolischer Gleichungen*, Universität Duisburg-Essen, Diss., 2012
- [ML92] MACKOVJAK, J. ; LANG, J.: Vehicle Dynamics Synthesis Techniques for the Integration of Chassis Systems in Total Vehicle Design. In: *SAE Technical Paper 922104* (1992). <http://dx.doi.org/10.4271/922104>. – DOI 10.4271/922104
- [MOY⁺90] MIMURO, T. ; OHSAKI, M. ; YASUNAGA, H. ; SATOH, K.: Four Parameter Evaluation Method of Lateral Transient Response. In: *SAE Technical Paper 901734* (1990). <http://dx.doi.org/10.4271/901734>. – DOI 10.4271/901734
- [MP14] MASTINU, G. ; PLOECHL, M.: *Road and Off-Road Vehicle System Dynamics Handbook*. CRC Press Inc, 2014
- [MT08] MEYER-TUVE, H.: *Modellbasiertes Analysetool zur Bewertung der Fahrzeugquerdynamik anhand von objektiven Bewegungsgrößen*, Technische Universität München, Diss., 2008
- [Mül90] MÜLLER, R.: *Rauschen*. 2. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 1990. <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-642-61501-6>. <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-642-61501-6>
- [MW10] MCCARTT, A.T. ; WELLS, J.K.: Consumer Survey about Vehicle Choice. In: *Insurance Institute for Highway Safety* (2010)
- [MW13] MAURER, M. ; WINNER, H.: *Automotive Systems Engineering*. 1. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2013. <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-642-36455-6>. <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-642-36455-6>

- [MW14] MITSCHKE, M. ; WALLENTOWITZ, H.: *Dynamik der Kraftfahrzeuge*. 5. Springer Vieweg, 2014. <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-658-05068-9>. <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-658-05068-9>
- [ND97] NEAL, M.W. ; DONA, M.A.: Ride and Handling Development of the 1997 Chevrolet Corvette. In: *SAE Technical Paper 970098* (1997). <http://dx.doi.org/10.4271/970098>. – DOI 10.4271/970098
- [NHK⁺09] NIERSMANN, A. ; HOFFMANN, J. ; KÜÇÜKAY, F. ; HENZE, R.: Eigenschaftsbasierte Fahrwerksauslegung durch Inversion der Achskinematik. In: *VDI-Bericht Nr. 2086* (2009), S. 179–190
- [NN06] N.N.: Welche Faktoren beeinflussen den Autokäufer bei seiner Wahl? In: *Automobilwoche 8* (2006)
- [NN07] NISHIMURA, K. ; NOZAWA, T.: Development of Suspension Design Technology Applying Principal Elastic Axes. In: *SAE Technical Paper 2007-01-0857* (2007). <http://dx.doi.org/10.4271/2007-01-0857>. – DOI 10.4271/2007-01-0857
- [NN16b] N.N.: Was Autokäufer wollen. In: *Studienreport* (2016). http://www.leasetrend.de/download/LeaseTrend_Studie_Was_Autokauefer_wollen_0616.pdf
- [NN16a] N.N.: Welche sind für Sie persönlich die drei wichtigsten Entscheidungskriterien beim Pkw-Kauf. In: *Statista* (2016). <https://de.statista.com/statistik/daten/studie/558024/umfrage/wichtigsten-entscheidungskriterien-beim-autokauf/>
- [NPG⁺13] NIEDERMEIER, F. ; PECKELSEN, U. ; GAUTERIN, F. ; GOBBI, M.: Virtual Optimization of the Interaction between Tires and the Vehicle. In: *International Journal of Modeling and Optimization* 3 (2013), Nr. 1, S. 20–24. <http://dx.doi.org/10.7763/IJMO.2013.V3.227>. – DOI 10.7763/IJMO.2013.V3.227
- [Pac12] PACEJKA, H.B.: *Tire and Vehicle Dynamics*. 3. Butterworth-Heinemann, 2012
- [Par16] PARMENT, A.: *Die Zukunft des Autohandels*. 1. Springer Gabler, 2016. <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-658-07887-4>. <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-658-07887-4>
- [PH13] PFEFFER, P. ; HARRER, M.: *Lenkungs-handbuch*. Vieweg+Teubner Verlag, 2013. <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-658-00977-9>. <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-658-00977-9>
- [Pie11] PIES, D.: *Reifenungleichförmigkeitserregter Schwingungskomfort*, Karlsruher Institut für Technologie, Diss., 2011
- [PM11] POLANCO, A.P. ; MUNOZ, L.: Influence of Inertial Properties on the Comfort of Road Vehicles. In: *SAE Technical Paper 2011-01-0436* (2011). <http://dx.doi.org/10.4271/2011-01-0436>. – DOI 10.4271/2011-01-0436
- [Put17] PUTTEN, S. v.: *Eine hybride Methode zur objektiven Beschreibung von Reifencharakteristika*, Technische Universität Dresden, Diss., 2017
- [RA97] RIEDEL, A. ; ARBINGER, R.: Subjektive und objektive Beurteilung des Fahrverhaltens von PKW. In: *FAT Schriftenreihe* (1997), Nr. 139

- [RAS95] RAS-L: Richtlinien für die Anlage von Straßen, Teil: Linienführung. In: *Forschungsgesellschaft für Straßen- und Verkehrswesen* (1995), Nr. 296
- [RD15] REMONDI, S. ; DUNCAN, B.: Uncompromised design – Changing the vehicle development process to meet rising design and engineering requirements. In: *15. Internationales Stuttgarter Symposium* (2015), S. 303–321. [http://dx.doi.org/10.1007/978-3-658-08844-6](http://dx.doi.org/10.1007/978-3-658-08844-6%5F21) – DOI 10.1007/978-3-658-08844-6
- [Rei14] REINSCHKE, K.: *Lineare Regelungs- und Steuerungstheorie*. 2. Springer Vieweg, 2014. <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-642-40960-8>. <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-642-40960-8>
- [RFS97] RYAN, J.P. ; FUJA, S.P. ; SCHMID, H.A.: Objective Ride and Handling Goals for the 1997 Chevrolet Corvette. In: *SAE Technical Paper 970091* (1997). <http://dx.doi.org/10.4271/970091>. – DOI 10.4271/970091
- [RH84] ROMPE, K. ; HEISSING, B.: *Objektive Testverfahren für die Fahreigenschaften von Kraftfahrzeugen*. Verlag TÜV Rheinland, 1984
- [Ric04] RICHERZHAGEN, M.: Auslegung der Elastokinematik unter Anwendung regelungstechnischer Methoden. In: *VDI Bericht* (2004), Nr. 1828
- [Ril07] RILL, G.: *Simulation von Kraftfahrzeugen - Grundlagen und Fortschritte der Ingenieurwissenschaften*. Vieweg+Teubner Verlag, Nachdruck 2007
- [RK77] ROBSON, J.D. ; KAMASH, K.M.A.: Road Surface Description in Relation to Vehicle Response. In: *Vehicle System Dynamics: International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility* 6 (1977), Nr. 2-3, S. 153–157. <http://dx.doi.org/10.1080/00423117708968527>. – DOI 10.1080/00423117708968527
- [RK00] REYMOND, G. ; KEMENY, A.: Motion Cueing in the Renault Driving Simulator. In: *Vehicle System Dynamics: International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility* 34 (2000), Nr. 4, S. 249–259. <http://dx.doi.org/10.1076/vesd.34.4.249.2059>. – DOI 10.1076/vesd.34.4.249.2059
- [Rös12] RÖSKI, K.: *Eine Methode zur simulationsbasierten Grundausslegung von PKW-Fahrwerken mit Vertiefung der Betrachtungen zum Fahrkomfort*, Technische Universität München, Diss., 2012
- [RPL⁺17] REISNER, M.G. ; PROKOP, G. ; LANGHOFF, H. ; KROME, H.: K&C-based approach for examination of superposition errors. In: *Proceedings of the 25th International Symposium on Dynamics of Vehicles on Roads and Tracks* (2017)
- [Rui13] RUIZ, I.R.: Active Kinematics Suspension for a High Performance Sports Car. In: *SAE Technical Paper 2013-01-0684* (2013). <http://dx.doi.org/10.4271/2013-01-0684>. – DOI 10.4271/2013-01-0684
- [SAA⁺10] SALTELLI, A. ; ANNONI, P. ; AZZINI, I. ; CAMPOLONGO, F. ; RATTO, M. ; TARANTOLA, S.: Variance based sensitivity analysis of model output. Design and estimator for the total sensitivity index. In: *Computer Physics Communications* 181 (2010), Nr. 2, S. 259–270. <http://dx.doi.org/10.1016/j.cpc.2009.09.018>. – DOI 10.1016/j.cpc.2009.09.018
- [SBH10] SIEBERTZ, K. ; BEBBER, D. v. ; HOCHKIRCHEN, T.: *Statistische Versuchsplanung*. 1. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2010. <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-642-05493-8>. <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-642-05493-8>

- [SC87] SHARP, R.S. ; CROLLA, D.A.: Road Vehicle Suspension System Design – a review. In: *Vehicle System Dynamics: International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility* 16 (1987), Nr. 3, S. 167–192. <http://dx.doi.org/10.1080/00423118708968877>. – DOI 10.1080/00423118708968877
- [Sch07] SCHINDLER, E.: *Fahrdynamik: Grundlagen des Lenkverhaltens und ihre Anwendung für Fahrzeugregelsysteme*. 2. expert Verlag, 2007
- [Sch10a] SCHIMMEL, C.: *Entwicklung eines fahrerbasierten Werkzeugs zur Objektivierung subjektiver Fahreindrücke*, Technische Universität München, Diss., 2010
- [Sch10b] SCHÜLLER, H.: *Modelle zur Beschreibung des Geschwindigkeitsverhaltens auf Stadtstraßen und dessen Auswirkungen auf die Verkehrssicherheit auf Grundlage der Straßengestaltung*, Technische Universität Dresden, Diss., 2010
- [Sch13] SCHÜTZ, T.: *Hucho – Aerodynamik des Automobils*. 6. Springer Vieweg, 2013. <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-8348-2316-8>. <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-8348-2316-8>
- [SFR97] SCHMID, H.A. ; FUJA, S.P. ; RYAN, J.P.: Design Synthesis of Suspension Architecture for the 1997 Chevrolet Corvette. In: *SAE Technical Paper 970092* (1997). <http://dx.doi.org/10.4271/970092>. – DOI 10.4271/970092
- [SHE02] SCHULLER, J. ; HAQUE, I. ; ECKEL, M.: An Approach for Optimisation of Vehicle Handling Behaviour in Simulation. In: *Vehicle System Dynamics: International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility* 37 (2002), Nr. 1, S. 24–37. <http://dx.doi.org/10.1080/00423114.2002.11666218>. – DOI 10.1080/00423114.2002.11666218
- [Sim10] SIMON, D.: *Entwicklung eines effizienten Verfahrens zur Bewertung des Anfahrverhaltens von Fahrzeugen*, Universität Rostock, Diss., 2010
- [Sos01] SOSSOUMIHEN, A.J.: *Entwicklung eines Rahmenkonzeptes zur Bewertung der Linienführung von Außerortsstraßen nach der Zielfunktion Fahrsicherheit*, Technische Universität Dresden, Diss., 2001
- [SR08] SEIFFERT, U. ; RAINER, G.: *Virtuelle Produktentstehung für Fahrzeug und Antrieb im Kfz*. 1. Vieweg+Teubner Verlag, 2008. <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-8348-9479-3>. <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-8348-9479-3>
- [Str12] STRETZ, A.: *Komfortrelevante Wechselwirkung von Fahrzeugschwingungsdämpfern und den elastischen Dämpferlagern*, Technischen Universität Darmstadt, Diss., 2012
- [Tab06] TABOADA, M.O.: *Automated Target Cascade*, Technischen Universität Berlin, Diss., 2006
- [Tak16] TAKAHASHI, T.: The influence of tyre transient side force properties on vehicle lateral acceleration for a time-varying vertical force. In: *Vehicle System Dynamics: International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility - AVEC* (2016), S. 1–19. <http://dx.doi.org/10.1080/00423114.2017.1367016>. – DOI 10.1080/00423114.2017.1367016
- [TR07] TISCHLER, M.A. ; RENNER, G.: Ansatz zur Messung von positivem Fahrerleben – Die Messung von Fahrspaß und Ableitungen für die Fahrzeuggestaltung. In: *VDI Bericht* (2007), Nr. 2015

- [TUE⁺09a] THORESSON, M.J. ; UYS, P.E. ; ELS, P.S. ; SNYMAN, J.A.: Efficient optimisation of a vehicle suspension system, using a gradient-based approximation method, Part 1: Mathematical modelling. In: *Mathematical and Computer Modelling* 50 (2009), Nr. 9-10, S. 1421–1436. <http://dx.doi.org/10.1016/j.mcm.2009.07.011>. – DOI 10.1016/j.mcm.2009.07.011
- [TUE⁺09b] THORESSON, M.J. ; UYS, P.E. ; ELS, P.S. ; SNYMAN, J.A.: Efficient optimisation of a vehicle suspension system, using a gradient-based approximation method, Part 2: Optimisation results. In: *Mathematical and Computer Modelling* 50 (2009), Nr. 9-10, S. 1437–1447. <http://dx.doi.org/10.1016/j.mcm.2009.07.012>. – DOI 10.1016/j.mcm.2009.07.012
- [VDE15] VEMIREDDY, K. ; DITTMAR, T. ; ECKSTEIN, L.: Development of a driving dynamics-oriented suspension design during the early concept phase. In: *6th International Munich Chassis Symposium* (2015), S. 233–255. <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-658-09711-0%5F18>. – DOI 10.1007/978-3-658-09711-0
- [VDI02] VDI 2057: Einwirkung mechanischer Schwingungen auf den Menschen – Ganzkörper-Schwingungen. (2002)
- [VDI03] VDI 2722: Gelenkwellen und Gelenkwellenstränge mit Kreuzgelenken – Einbaubedingungen für Homokinematik. (2003)
- [Wag14] WAGNER, A.: Potentials of virtual chassis development. In: *14. Internationales Stuttgarter Symposium* (2014), S. 535–547. <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-658-05130-3%5F37>. – DOI 10.1007/978-3-658-05130-3
- [Web09] WEBER, J.: *Automotive Development Processes*. 1. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2009. <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-642-01253-2>. <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-642-01253-2>
- [Wei04] WEINREICH, S.: *Nachhaltige Entwicklung im Personenverkehr*. 1. Physica-Verlag Heidelberg, 2004. <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-7908-2695-1>. <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-7908-2695-1>
- [Wes10] WESP, A.: *Analyse fahrerwirksamer Systemauslegungen und -störungen eines Fahrzeugs mit Hinterradlenkung bei gleichzeitiger Fahrerbeanspruchung durch eine Fahraufgabe*, Technischen Universität Darmstadt, Diss., 2010
- [Wim97] WIMMER, J.: *Methoden zur ganzheitlichen Optimierung des Fahrwerks von Personenkraftwagen*, Universität Stuttgart, Diss., 1997
- [WRB⁺15] WAGNER, S. ; RAU, M. ; BEIER, H. ; PROKOP, G.: Eine realfahrtdatenbasierte Methode zur Einbindung des Normalfahrers in die Funktionsentwicklung einer aktiven Hinterachslenkung. In: *VDI-Bericht Nr. 2264* (2015)
- [WSB⁺17] WAGNER, S. ; SCHILLING, J.M. ; BRAUN, J.L. ; PROKOP, G.: Design and assessment of optimal feedforward control for active steering configurations in passenger vehicles. In: *Vehicle System Dynamics: International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility* 55 (2017), Nr. 8, S. 1123–1142. <http://dx.doi.org/10.1080/00423114.2017.1305113>. – DOI 10.1080/00423114.2017.1305113
- [WSW⁺15] WIMMLER, J. ; SCHRAMM, D. ; WAHLE, M. ; ZIMMERMANN, M.: Concurrent design of vehicle tires and axles. In: *6th International Munich Chassis Symposium* (2015), S. 839–851. <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-658-09711-0%5F52>. – DOI 10.1007/978-3-658-09711-0

- [WTB92] WEDLIN, J. ; TILLBACK, L.R. ; BANE, O.: Combining Properties for Driving Pleasure and Driving Safety: A Challenge for the Chassis Engineer. In: *SAE Technical Paper 921595* (1992). <http://dx.doi.org/10.4271/921595>. – DOI 10.4271/921595
- [WŻ11] WIĘKOWSKI, D. ; ŻARDECKI, D.: Influence of Freeplay and Friction in Steering System on Double Lane Change Manoeuvre. In: *Journal of KONES Powertrain and Transport* (2011), Nr. 18/2, S. 483–492
- [Yan14] YANG, X.S.: *Nature-Inspired Optimization Algorithms*. 1. Elsevier, 2014
- [ZAC+16] ZWOSTA, T. ; ABEL, H. ; CLAUSS, R. ; WAGNER, A. ; PROKOP, G.: Analysis of the Lateral Relaxation Behavior of the Chassis. In: *36th FISITA World Automotive Congress* (2016)
- [ZBR98] ZOMOTOR, A. ; BRAESS, H.H. ; RÖNITZ, R.: Verfahren und Kriterien zur Bewertung des Fahrverhaltens von Personenkraftwagen. In: *ATZ-Automobiltechnische Zeitschrift 100* (1998), Nr. 3, S. 236–243
- [Zel12] ZELLER, P.: *Handbuch Fahrzeugakustik*. 2. Vieweg+Teubner Verlag, 2012. <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-8348-8657-6>. <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-8348-8657-6>
- [ZH13] ZIMMERMANN, M. ; HOESSLE, J.E. v.: Computing solution spaces for robust design. In: *International Journal for Numerical Methods in Engineering 94* (2013), Nr. 3, S. 290–307. <http://dx.doi.org/10.1002/nme.4450>. – DOI 10.1002/nme.4450
- [ZHD96] ZHANG, L. ; HELANDER, M.G. ; DRURY, C.G.: Identifying Factors of Comfort and Discomfort in Sitting. In: *The Journal of the Human Factors and Ergonomics Society 38* (1996), Nr. 3, S. 377–389. <http://dx.doi.org/10.1518/001872096778701962>. – DOI 10.1518/001872096778701962
- [ZW15] ZIMMERMANN, M. ; WAHLE, M.: Solution Spaces for Vehicle Concepts and Architectures. In: *24. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik* (2015), S. 689–698

ABBILDUNGSVERZEICHNIS

| | |
|---|----|
| 1.1. Bedeutung der Gesamtfahrzeugeigenschaften als Transporteur der kaufentscheidenden Werte <i>Sportlichkeit, Spaß/Fun, Abenteuer/Activity, Individualität, Wohlfühlen</i> und <i>Sicherheit</i> auf Basis von kumulierten Wichtigkeitswerten, in Anlehnung an [AN06]. | 3 |
| 1.2. Aufbau und Struktur der Arbeit zur Erstellung einer Fahrwerksauslegungsmethode für die Konzeptphase. | 6 |
| 2.1. Aufbau und Ablauf des V-Entwicklungsmodells zur Anwendung in der Fahrzeugentwicklung, in Anlehnung an [ACW ⁺ 16]. | 11 |
| 2.2. Prozentualer Anteil der gefahrenen Kilometer für jeweils Autobahn-, Landstraßen- und Stadtfahrt in Mitteleuropa, nach [Küç90]. | 14 |
| 2.3. Untersuchungen zu Häufigkeiten und Maximalwerten des Lenkradwinkels, der Lenkradwinkelgeschwindigkeit, der Lenkfrequenzen und der auftretenden Längs- und Querschleunigungen. | 16 |
| 2.4. Untersuchungen zur Beschreibung stochastischer Fahrbahnanregungen. | 19 |
| 2.5. Prüfeinrichtung für die Messung des Übergangsverhaltens eines Fahrzeugs aus dem Jahr 1941, nach [Bec00]. | 21 |
| 2.6. Einordnung querdynamischer Fahrmanöver nach Linearität und Dynamik der Fahrzeugreaktion. | 23 |
| 2.7. Fahrwerksauslegungsmethode auf Basis eines genetischen Optimierungsalgorithmus, in Anlehnung an [SHE02]. | 30 |
| 2.8. Fahrwerksauslegung auf Basis eines genetischen Optimierungsalgorithmus zur Optimierung von Achskinematikpunkten, in Anlehnung an [VDE15]. | 32 |
| 2.9. Solution-Spaces für zwei Fahrzeuge und mehrere Variablen, links: Darstellung für zwei Variablen, rechts: Lösungsband aller Variablen, in Anlehnung an [ZW15]. | 33 |
| 2.10. Gegenüberstellung der Cornering-Compliance der Vorder- und Hinterachse mit integrierten Randbedingungen, in Anlehnung an [WTB92]. . . | 35 |
| 2.11. Target-Cascading-Ansatz zur Auslegung eines SUV-Fahrwerks mit Unterteilung in Gesamtfahrzeug-, System- und Subsystemebene, in Anlehnung an [KRP ⁺ 01]. | 36 |
| 3.1. Aufbau der Vorder- und Hinterachse des Beispielfahrzeugs. | 43 |
| 3.2. Struktur der Lenkung auf Basis der Teilsysteme Lenkrad/Kardanik, Drehstab, Ritzel/Zahnstange und Lenkkraftunterstützung. | 44 |
| 3.3. Lenkkraftunterstützungsmoment M_{LKU} in Abhängigkeit des Drehstabmoments M_{DS} und der Fahrgeschwindigkeit v_x | 47 |
| 3.4. Statischer K&C-Prüfstand mit aufgespanntem Fahrzeug zur Identifikation der Achskinematik und der Achselastokinematik. | 49 |
| 3.5. Abbildungsfehler einer Ursprungsfunktion $f_1(x, y)$ durch die Beschreibung mithilfe einer superponierten Funktion $f_2(x, y)$ | 50 |
| 3.6. Freiheitsgrade des Radträgers und Darstellung des Übertragungselements Achskinematik. | 52 |
| 3.7. Freiheitsgrade des Radträgers und Darstellung des Übertragungselements Elastokinematik. | 54 |
| 3.8. Kraftaufbau des Dämpfers der Vorder- und Hinterachse infolge einer Ein- bzw. Ausfedergeschwindigkeit. | 56 |
| 3.9. Quer- und vertikaldynamisches Übertragungselement für das Subsystem Reifen. | 57 |
| 3.10. Seitenkraft und Rückstellmoment des Reifens. | 58 |
| 3.11. Dynamischer Seitenkraftaufbau infolge eines Schräglaufwinkelsprungs und Abhängigkeit der Vertikalkraft von der Einfederung. | 60 |

| | |
|--|-----|
| 4.1. Aufteilung des komplexen Simulationsmodells in zwei Einfachmodelle zur Beschreibung der Querdynamik und der Längs- bzw. Vertikaldynamik. | 65 |
| 4.2. Zusammenhang zwischen dem Lenkradwinkel, den Bewegungsgrößen und den abgebildeten Fahrwerkeigenschaften der Vorder- und Hinterachse. | 78 |
| 4.3. Abbildungsgenauigkeit des Einfachmodells der Querdynamik anhand der charakteristischen Übertragungsfunktionen gegenüber Simulation und Messung. | 80 |
| 4.4. Abbildungsgenauigkeit des Einfachmodells der Querdynamik anhand der Übertragungsfunktion von Querbeschleunigung zu Wankwinkel gegenüber Simulation und Messung. | 81 |
| 4.5. Abbildungsgenauigkeit des Einfachmodells zur Beschreibung der Vertikaldynamik anhand der Hub- und Nickübertragungsfunktion gegenüber Simulation und Messung. | 84 |
| | |
| 5.1. Auslegungsstruktur der Fahrwerkauslegungsmethode mit der Ableitung von Eigenschaftszielen von der Gesamtfahrzeugebene über die Fahrwerkebene in die Achsebene, in Anlehnung an [ACW ⁺ 16, ACW ⁺ 17b]. | 90 |
| 5.2. Schematischer Aufbau der Differenzialgleichung zur Beschreibung des lateralen Seitenkraftaufbaus der Vorderachse auf Basis von Kinematik und Elastokinematik. | 94 |
| 5.3. Aufbau der Achsschräglaufsteifigkeit aus Reifen-, Lenkungs- und Achseigenschaften für die Vorder- und Hinterachse des Beispielfahrzeugs. . . | 96 |
| 5.4. Geschwindigkeitsverhältnisse im Radaufstandspunkt für ein kurvenäußeres Vorderrad mit und ohne Elastokinematik, in Anlehnung an [ACW ⁺ 17a]. | 97 |
| 5.5. Geschwindigkeitsverhältnisse im Radaufstandspunkt für ein kurvenäußeres Hinterrad mit und ohne Elastokinematik, in Anlehnung an [ACW ⁺ 17a]. | 98 |
| 5.6. Aufbau der Achseinlauflänge aus Reifen-, Lenkungs- und Achseigenschaften für die Vorder- und Hinterachse des Beispielfahrzeugs. | 100 |
| 5.7. Ausbildung der Reifen- und Achseinlauflänge mit und ohne Elastokinematik. | 100 |
| 5.8. Ausbildung und Aufbau der Achslenkkinematiksteifigkeit aus Reifen-, Lenkungs- und Achseigenschaften für die Vorderachse des Beispielfahrzeugs. | 102 |
| 5.9. Ausbildung und Aufbau der Achslenkkinematikdämpfung aus Reifen-, Lenkungs- und Achseigenschaften für die Vorderachse des Beispielfahrzeugs. | 104 |
| 5.10. Aufbau der Achswankkinematiksteifigkeit aus Reifen-, Lenkungs- und Achseigenschaften für die Vorder- und Hinterachse des Beispielfahrzeugs. | 105 |
| 5.11. Ausbildung einer Seitenkraft F_y infolge eines Spur- $\delta_{Rv,h}$ bzw. Sturzwinkel $\gamma_{Rv,h}$ aufgrund der kinematischen Kopplung zur gleich- bzw. wechselseitigen Einfederung $z_{Rv,h}$ | 105 |
| 5.12. Aufbau der Achshubkinematiksteifigkeit aus Reifen-, Lenkungs- und Achseigenschaften für die Vorder- und Hinterachse des Beispielfahrzeugs. | 107 |
| 5.13. Aufbau der Achssturzsteifigkeit aus Reifen-, Lenkungs- und Achseigenschaften für die Vorder- und Hinterachse des Beispielfahrzeugs. | 108 |
| 5.14. Ausbildung einer Seitenkraft F_y infolge eines Sturzwinkels des Rades $\gamma_{Rv,h}$ aufgrund eines Aufbauwankwinkels ϕ_A | 108 |
| 5.15. Aufbau der Achswankkinematikdämpfung aus Reifen-, Lenkungs- und Achseigenschaften für die Vorder- und Hinterachse des Beispielfahrzeugs. | 109 |
| 5.16. Ausbildung einer Seitenkraft F_y infolge einer Querverschiebung im Radaufstandspunkt durch die kinematische Kopplung zur gleich- bzw. wechselseitigen Einfederung $z_{Rv,h}$ | 110 |

| | |
|--|-----|
| 5.17. Aufbau der Achshubkinematikdämpfung aus Reifen-, Lenkungs- und Achseigenschaften für die Vorder- und Hinterachse des Beispielfahrzeugs. | 111 |
| 5.18. Aufbau der Achslängskraftübersetzung aus Reifen-, Lenkungs- und Achseigenschaften für die Vorder- und Hinterachse des Beispielfahrzeugs im angetriebenen Zustand. | 112 |
| 5.19. Ausbildung einer Seitenkraft F_y infolge eines Spurwinkels $\delta_{Rv,h}$ und eines Sturzwinkel $\gamma_{Rv,h}$ durch die elastokinematische Kopplung zur Längskraft F_x . | 113 |
| 5.20. Aufbau der Achslängskraftübersetzung aus Reifen-, Lenkungs- und Achseigenschaften für die Vorder- und Hinterachse des Beispielfahrzeugs im gebremsten Zustand. | 113 |
| 5.21. Einordnung querdynamischer Fahrmanöver nach Linearität und Dynamik der Fahrzeugreaktion sowie Darstellung der Aufenthaltshäufigkeit für den Normalfahrer. | 115 |
| 5.22. Kennwerte zur Beschreibung des instationären querdynamischen Fahrverhaltens innerhalb der Auslegungsmethode. | 118 |
| 5.23. Analytische Zuordnung der effektiven Achscharakteristika zu den Einfachmodellen zur Beschreibung der Querdynamik und der Längs- bzw. Vertikaldynamik. | 121 |
| 5.24. Varianzbasierte Sensitivitätsanalyse der objektiven Gesamtfahrzeugeigenschaften für die Elemente der Fahrwerkebene. | 123 |
| 5.25. Analytische Zuordnung der effektiven Achscharakteristika nach Auflösung der Kopplung. | 124 |
| 5.26. Geschwindigkeitsvektoren infolge einer eingepprägten Wankwinkelgeschwindigkeit des Aufbaus bei unterschiedlicher Wankpollage. | 131 |
| 5.27. Ableitung der Auslegungsreihenfolge in Schritt 2 auf Basis der analytischen Formulierungen der effektiven Achscharakteristika. (Die grau hinterlegten Elemente werden durch die vorherigen Schritte definiert) | 135 |
| 5.28. Hyperwürfel S innerhalb eines zweidimensionalen Lösungsraums (links) und dessen flache Projektion als Band (rechts), in Anlehnung an [ACW ⁺ 17b]. | 140 |
| 5.29. Problem der Identifikation des Initialhyperwürfels bei nicht zusammenhängenden Lösungsbereichen und Nutzung eines Differential-Evolution-Algorithmus. | 142 |
| 5.30. Integration des Solution-Space-Ansatzes in die entwickelte Fahrwerksauslegungsmethode entsprechend des Target-Cascading zur Reduktion der Optimierungszeiten, in Anlehnung an [ACW ⁺ 17b]. | 143 |
| 5.31. Nutzung des Firefly-Algorithmus zur Identifikation mehrerer globaler Optima und Bildung jeweils eines individuellen Lösungsbands, in Anlehnung an [ACW ⁺ 17b]. | 145 |
| 6.1. Wettbewerbsanalyse des Nickwinkelgradienten beim Beschleunigen und Bremsen für unterschiedliche Fahrzeugsegmente (weiß: Zielbereich). | 150 |
| 6.2. Wettbewerbsanalyse des Lenkradwinkel-, Schwimmwinkel- und Wankwinkelgradienten sowie des Lenkradwinkelgradienten über der Fahrgeschwindigkeit für unterschiedliche Fahrzeugsegmente (weiß: Zielbereich). | 151 |
| 6.3. Wettbewerbsanalyse der Querbeschleunigungseigenfrequenz, des Querbeschleunigungsabfalls, des Zeitverzugs der Querbeschleunigung, der Querbeschleunigungseigenfrequenz über der Fahrgeschwindigkeit und des Querbeschleunigungsabfalls über der Fahrgeschwindigkeit für unterschiedliche Fahrzeugsegmente (weiß: Zielbereich). | 154 |

| | |
|---|-------|
| 6.4. Wettbewerbsanalyse der Giereigenfrequenz, der Gierüberhöhung, der Giereigenfrequenz über der Fahrgeschwindigkeit, der Gierüberhöhung über der Fahrgeschwindigkeit, der Lenkeigenfrequenz und der Lenküberhöhung für unterschiedliche Fahrzeugsegmente (weiß: Zielbereich). | 156 |
| 6.5. Wettbewerbsanalyse der Hubeigenfrequenz, des Hubisolationswerts, des RMS-Werts für das Huben, der Nickeigenfrequenz, des Nickisolationswerts und des RMS-Werts für das Nicken für unterschiedliche Fahrzeugsegmente (weiß: Zielbereich). | 158 |
| 6.6. Wettbewerbsanalyse der Wankeigenfrequenz, des Wankisolationswerts und des RMS-Werts für das Wanken für unterschiedliche Fahrzeugsegmente (weiß: Zielbereich). | 160 |
| 6.7. Auslegung der Hub- bzw. Nickübertragungsfunktion des Fahrkomfortmodells. | 163 |
| 6.8. Auslegung der Radlastschwankungen und der Anfahr- bzw. Bremsstützwinkel des Fahrkomfortmodells. | 165 |
| 6.9. Auslegung des Wankverhaltens sowie des stationären Verhaltens der Vorder- und Hinterachse des Fahrdynamikmodells. | 166 |
| 6.10. Auslegung des dynamischen Verhaltens der Vorder- und Hinterachse sowie der Lenkung des Fahrdynamikmodells. | 168 |
| 6.11. Auslegung der Hinterachse durch Einstellung der effektiven Achscharakteristika mithilfe der Subsystemeigenschaften - Teil 1. | 171 |
| 6.12. Auslegung der Hinterachse durch Einstellung der effektiven Achscharakteristika mithilfe der Subsystemeigenschaften - Teil 2. | 173 |
| 6.13. Auslegung der Vorderachse durch Einstellung der effektiven Achscharakteristika mithilfe der Subsystemeigenschaften - Teil 1. | 176 |
| 6.14. Auslegung der Vorderachse durch Einstellung der effektiven Achscharakteristika mithilfe der Subsystemeigenschaften - Teil 2. | 178 |
| 6.15. Auslegung der Vorderachse durch Einstellung der effektiven Achscharakteristika mithilfe der Subsystemeigenschaften - Teil 3. | 179 |
| 6.16. Abgeleitete Subsystemeigenschaften nach der Auslegungsmethode mit Startkonfiguration (Raute), ausgelegtem Fahrzeug (Viereck) sowie Umsetzbarkeitsbereichen (grau) für Vorder- und Hinterachse. | 180 |
| 6.17. Vergleich zwischen Ausgangszustand der Fahrzeugeigenschaften (Raute), Eigenschaften nach erfolgter Fahrwerksauslegung (Viereck) sowie angestrebtem Zielbereich (grau). | 182 |
| 6.18. Vergleich zweier Lösungsbänder des Solution-Space-Algorithmus mit dem manuellen Auslegungsergebnis in Schritt 1 der entwickelten Auslegungsmethode. | 185 |
| 6.19. Vergleich zweier Lösungsbänder des Solution-Space-Algorithmus jeweils für die Vorder- und Hinterachse mit dem manuellen Auslegungsergebnis in Schritt 2 der entwickelten Auslegungsmethode. | 189 |
| 6.20. Vergleich der Optimierungszeit bei Anwendung des Solution-Space-Ansatzes und des Solution-Space-Ansatzes in Kombination mit dem Target-Cascading-Ansatz zur Ableitung der Kennwerte auf Supersystemebene hin zu Parametern auf Subsystemebene. | 193 |
| A.1. Vollständige Radträgerbewegung des vorderen rechten Rades in Abhängigkeit der Zahnstangenverschiebung im relevanten Arbeitsbereich. | LXII |
| A.2. Dreidimensionale Bewegung und Rotation (10-fach verstärkt) des Radkoordinatensystems um den Momentanpol M in der zur Lenkachse orthogonalen Ebene E | LXIII |

| | |
|---|-------|
| A.3. Vollständige Radträgerbewegung des vorderen rechten Rades in Abhängigkeit der Längskraft im relevanten Arbeitsbereich. | LXV |
| A.4. Vollständige Radträgerbewegung des vorderen rechten Rades in Abhängigkeit des Spinmoments im relevanten Arbeitsbereich. | LXVII |
| A.5. Vollständige Radträgerbewegung des vorderen rechten Rades in Abhängigkeit der Seitenkraft und des Sturzmoments im relevanten Arbeitsbereich. | LXIX |
| A.6. Vollständige Radträgerbewegung des vorderen rechten Rades in Abhängigkeit des Rückstellmoments im relevanten Arbeitsbereich. | LXXI |
| A.7. Vollständige Radträgerbewegung des vorderen rechten Rades in Abhängigkeit der Vertikalkraft im relevanten Arbeitsbereich. | LXXII |
| A.8. Fünf-Massen-Modell zur Simulation der Fahrdynamik und des Fahrkomforts mit den individuellen Körpern. | LXXIV |
| A.9. Kraftbilanz der ungefederten Masse mit der Schnittkraft des Fahrwerks $\vec{F}_{FWi,B}$ sowie des Reifens $\vec{F}_{Ri,B}$ | LXXVI |
| A.10. Vergleich der Gesamtfahrzeugeigenschaften vor und nach der Auslegung mithilfe der entwickelten Auslegungsmethode - Teil 1. | XCI |
| A.11. Vergleich der Gesamtfahrzeugeigenschaften vor und nach der Auslegung mithilfe der entwickelten Auslegungsmethode - Teil 2. | XCII |
| A.12. Vergleich der Gesamtfahrzeugeigenschaften vor und nach der Auslegung mithilfe der entwickelten Auslegungsmethode - Teil 3. | XCIII |

TABELLENVERZEICHNIS

| | |
|--|-----|
| 2.1. Auftretende mittlere Fahrgeschwindigkeiten der Nutzungsszenarien Stadtfahrt, Landstraßenfahrt und Autobahnfahrt in Mitteleuropa. | 14 |
| 2.2. Lenkradwinkelgeschwindigkeiten und Lenkfrequenzen in den Nutzungsszenarien Stadtfahrt, Landstraßenfahrt, Autobahnfahrt und Sonderereignis. | 15 |
| 2.3. Festlegung des Arbeitsbereichs für Längs- und Querschleunigung in den Nutzungsszenarien eines Normalfahrers und eines sportlichen Fahrers. | 17 |
| 2.4. Unterteilung der Vertikaldynamik anhand der Anregungsfrequenzen und der daraus resultierenden Fahrzeugreaktionen. | 20 |
| 4.1. Quantitative Abweichung des Einfachmodells (EM) der Querdynamik gegenüber Messung und einem nichtlinearen Subsystemmodell (SUB) bzw. einem komplexen Komponentenmodell (KOM). | 82 |
| 4.2. Quantitative Abweichung des Einfachmodells (EM) zur Beschreibung der Vertikaldynamik gegenüber Messung und einem nichtlinearen Subsystemmodell (SUB). | 85 |
| 5.1. Objektive Kennwerte zur Beurteilung der Längs-, Quer- und Vertikaldynamik innerhalb der Fahrwerksauslegungsmethode. | 120 |
| 6.1. Objektive Zielwerte für die Längs-, Quer- und Vertikaldynamik des Beispielfahrzeugs innerhalb der Fahrwerksauslegung. | 161 |
| A.1. Konzeptparameter des Beispielfahrzeugs. | LXI |

ANHANG

A.1. KONZEPTEIGENSCHAFTEN DES BEISPIELFAHRZEUGS

| | Bezeichnung | Symbol | Einheit | Wert |
|----------------------------|-----------------------------------|-----------|------------------|------|
| Geometrische Eigenschaften | Radstand | l | m | 2,91 |
| | Spurweite der Vorderachse | b_v | m | 1,62 |
| | Spurweite der Hinterachse | b_h | m | 1,60 |
| Masse und Trägheiten | Aufbaumasse | m_A | kg | 1782 |
| | Ungefederte Masse der Vorderachse | m_{uMv} | kg | 104 |
| | Ungefederte Masse der Hinterachse | m_{uMh} | kg | 98 |
| | Wankträgheit des Aufbaus | J_{xxA} | kgm ² | 498 |
| | Nickträgheit des Aufbaus | J_{yyA} | kgm ² | 3353 |
| | Gierträgheit | J_{zz} | kgm ² | 3550 |
| Schwerpunktlage | Abstand zur Vorderachse | l_v | m | 0,56 |
| | Schwerpunkthöhe | z_{SP} | m | 1,28 |

Tabelle A.1.: Konzeptparameter des Beispielfahrzeugs.

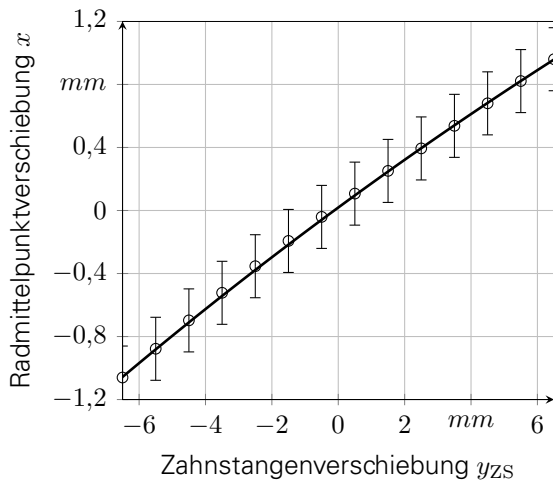
A.2. KINEMATISCHE ACHSEIGENSCHAFTEN DES BEISPIELFAHRZEUGS

Nachfolgend werden die kinematischen Achseigenschaften des Beispielfahrzeugs nach Kapitel 3 untersucht. Dabei ist es zunächst notwendig, den Untersuchungsbereich der Kennlinien auf Basis der auftretenden Zahnstangenwege abzuschätzen. Das Lenkgetriebe des Beispielfahrzeugs weist eine konstante Zahnstangenübersetzung von $0,13 \text{ mm/}^\circ$ auf. Anhand des identifizierten Lenkradwinkelbereichs in Kapitel 2.2 von $\pm 50^\circ$ ergibt sich für den Zahnstangenweg ein realistischer Arbeitsbereich von $\pm 6,5 \text{ mm}$, für den die kinematischen Beziehungen nachfolgend analysiert werden.

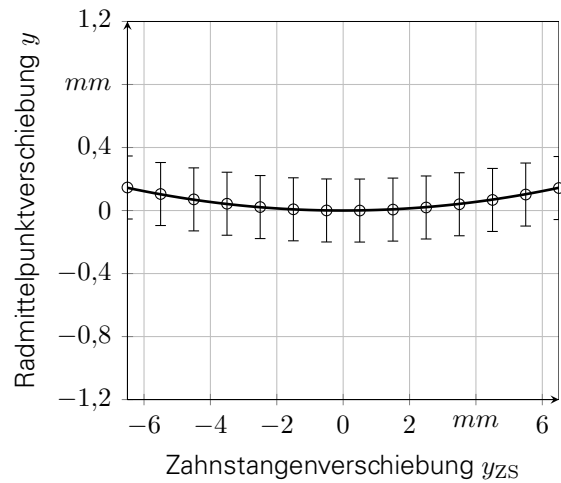
Alle nachfolgenden Untersuchungen werden unter Annahme eines symmetrischen Verhaltens der Achsfreiheitsgrade für das linke und rechte Rad ausschließlich für das rechte Rad durchgeführt.

Abbildung A.1 zeigt die komplette Radträgerbewegung des rechten Vorderrades in Abhängigkeit der Zahnstangenverschiebung. Zudem ist in den Abbildungen die Messgenauigkeit des verwendeten K&C-Prüfstands mithilfe von Fehlerbalken dargestellt. Nachfolgend wird die dreidimensionale Raumbewegung des Radträgers anhand Abbildung A.1 näher analysiert. Zur Veranschaulichung der getroffenen Aussagen ist in Abbildung A.2 die dreidimensionale Bewegung des lokalen Koordinatensystems des Radträgers (x, y, z) im globalen Koordinatensystem (x_0, y_0, z_0) dargestellt.

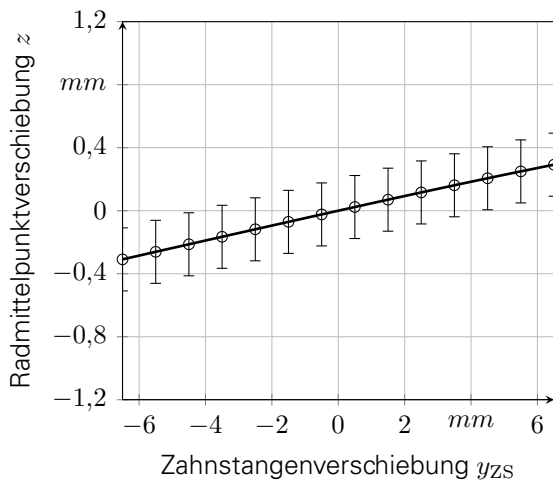
Anhand Abbildung A.1a wird zunächst ersichtlich, dass sich der Radmittelpunkt bei positiver Zahnstangenverschiebung (in Fahrtrichtung links verschoben) translatorisch in Fahrtrichtung bewegt. Zeitgleich verschiebt sich der Radmittelpunkt entsprechend Abbildung A.1b in Quertrichtung zum Fahrzeug und dreht sich erwartungsgemäß zu positiven Spurwinkeln. Es wird somit deutlich, dass sich der Radmittelpunkt in der X-Y-Ebene um einen Momentanpol dreht, der sich auf der Radinnenseite befindet. Dieser Pol ist der Durchstoßpunkt der Lenkachse durch die horizontale Radmittelebene. Die Lenkkinematik besitzt somit einen positiven Spreizungsversatz. [Mat07] Anhand der Abhängigkeit der Querverschiebung von der Zahnstangenverschiebung in Abbildung A.1b wird erkennbar, dass sich der Radmittelpunkt bei $y_{zs} = 0$ im Minimum der Kurve befindet. Demnach besitzt der Durchstoßpunkt der Lenkachse in der Radmittelebene annähernd die gleiche X-Koordinate wie der Radmittelpunkt, was auf einen geringen Nachlaufversatz der betrachteten Achse schließen lässt.



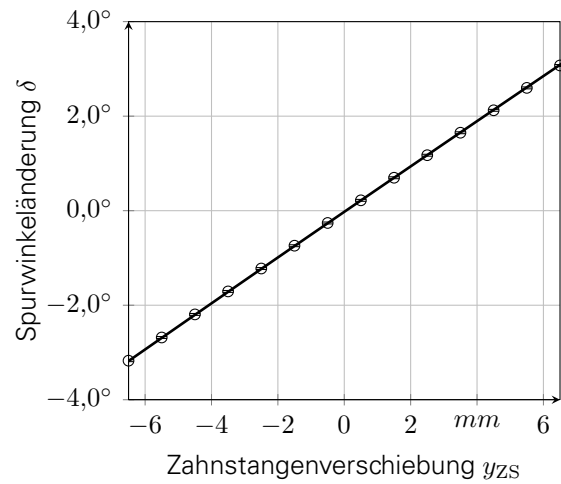
(a) Längsverschiebung des Radträgers in Abhängigkeit der Zahnstangenverschiebung.



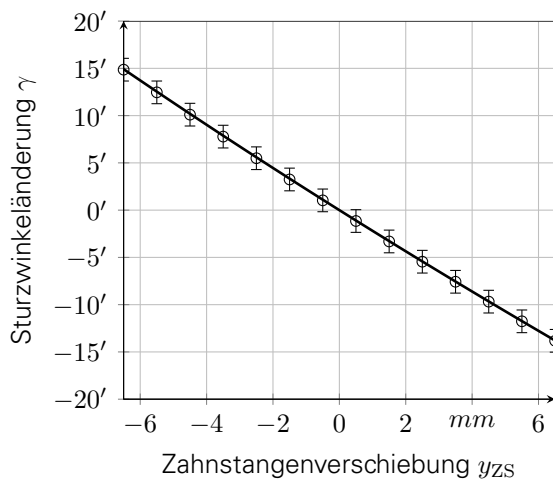
(b) Querverschiebung des Radträgers in Abhängigkeit der Zahnstangenverschiebung.



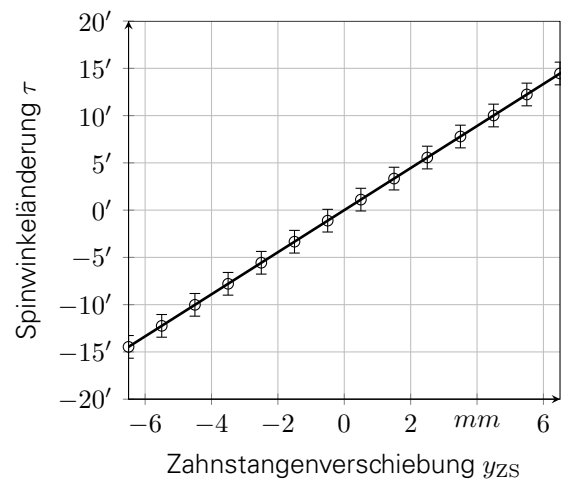
(c) Vertikalverschiebung des Radträgers in Abhängigkeit der Zahnstangenverschiebung.



(d) Spurwinkeländerung des Radträgers in Abhängigkeit der Zahnstangenverschiebung.



(e) Sturzwinkeländerung des Radträgers in Abhängigkeit der Zahnstangenverschiebung.



(f) Spinwinkeländerung des Radträgers in Abhängigkeit der Zahnstangenverschiebung.

Abbildung A.1.: Vollständige Radträgerbewegung des vorderen rechten Rades in Abhängigkeit der Zahnstangenverschiebung im relevanten Arbeitsbereich.

Zusätzlich wird anhand Abbildung A.1c ersichtlich, dass sich der Radträger bei positiver Zahnstangenverschiebung anhebt. Demnach beschreibt der Radträger eine dreidimensionale Raumbewegung, was auf eine um Nachlauf- und Spreizungswinkel verkippte Lenkachse deutet.

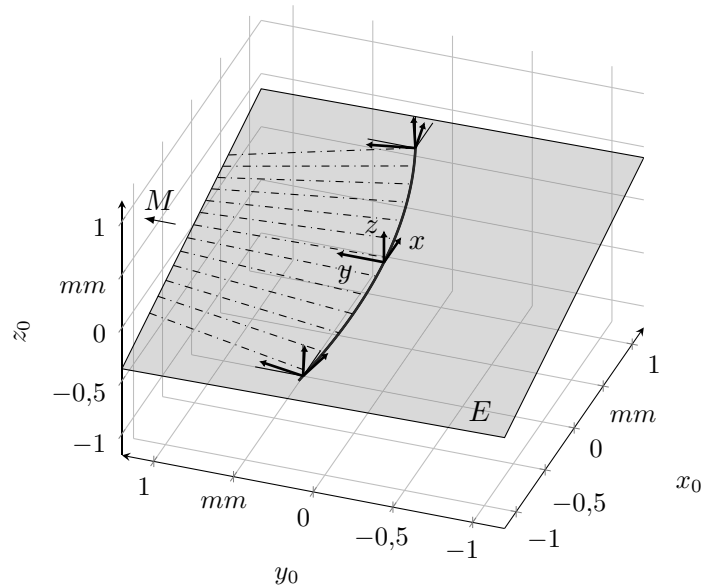


Abbildung A.2.: Dreidimensionale Bewegung und Rotation (10-fach verstärkt) des Radkoordinatensystems um den Momentenpol M in der zur Lenkachse orthogonalen Ebene E

Da die translatorische Radträgerbewegung eine dreidimensional geneigte Lenkachse impliziert, kommt es bei der Zahnstangenverschiebung ebenfalls zu einer Veränderung der Radträgerrotationen. Abbildung A.1d zeigt den linearen Zusammenhang zwischen Zahnstangenverschiebung und Spurwinkeländerung des Radträgers im Betrachtungsbereich. Bei positiver Zahnstangenbewegung dreht sich der vordere rechte Radträger erwartungsgemäß zu positiven Spurwinkeln. Dieser Zusammenhang entspricht der Übersetzung der Spurstange zum Radträger. Zeitgleich kommt es bei einer Zahnstangenverschiebung gemäß Abbildung A.1e,f zu einer Sturz- und Spinwinkeländerung des Radträgers. Bei positiver Zahnstangenverschiebung prägt sich ein negativer Sturzwinkel auf den Radträger des rechten Vorderrades auf. Der Radträger bewegt sich an seiner Oberkante somit zur Karosserie hin. Anhand Abbildung A.1f wird zudem ersichtlich, dass sich der Radträger bei positiver Zahnstangenverschiebung im Betrachtungsbereich linear zu positiven Spinwinkeln verdreht. Der vordere rechte Radträger kippt somit an seiner Oberkante in Fahrtrichtung beim linksdrehenden Einlenken. Anhand der Winkeländerungen wird folglich erkennbar, dass der Radträger um eine Lenkachse schwenkt, die einen positiven Nachlaufwinkel (gegen die Fahrtrichtung geneigt) sowie einen positiven Spreizungswinkel (zum Fahrzeug geneigt) aufweist.

A.3. ELASTOKINEMATISCHE ACHSEIGENSCHAFTEN DES BEISPIELFAHRZEUGS

Nachfolgend werden die direkten und indirekten Nachgiebigkeitsmatrizen für die einzelnen Freiheitsgrade aus Kapitel 3.2.2 anhand der Beispielachse nach Kapitel 3 individuell untersucht.

A.3.1. EINFLUSS DER LÄNGSKRAFT AUF DIE RADSTELLUNG

Abbildung A.3 zeigt die Bewegung des Radträgermittelpunkts in den genannten Freiheitsgraden bei angreifender positiver und negativer Längskraft.⁴⁷ Anhand der eingezeichneten Fehlerbalken wird dabei die Messgenauigkeit des verwendeten Prüfstands dargestellt.

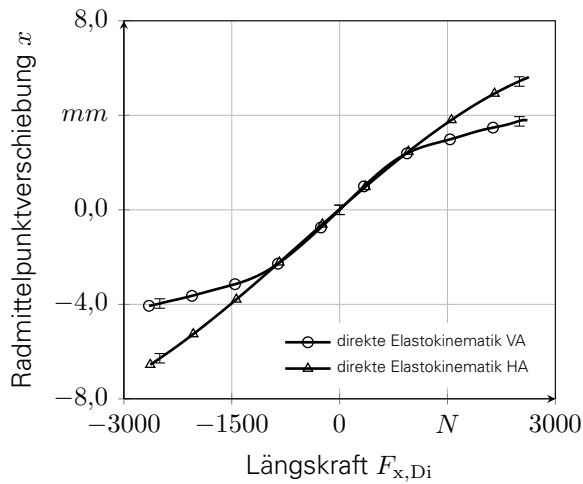
Bei Betrachtung von Abbildung A.3a wird zunächst ersichtlich, dass der Radträger mit zunehmender positiver Längskraft sowohl an der Vorder- als auch an der Hinterachse in Längsrichtung erwartungsgemäß positiv ausweicht. Dabei kommt es bei beiden Achsen mit steigender Längskraft zu einer Progression der Steifigkeiten. Neben der Längsverschiebung führt die angreifende Längskraft gemäß Abbildung A.3b auch zu einer Querverschiebung des Radträgermittelpunkts. Der Radträger der Vorderachse weicht mit steigender Längskraft negativ (aus dem Fahrzeug heraus) aus, die Hinterachse dagegen positiv (zum Fahrzeug hin). Zeitgleich kommt es entsprechend Abbildung A.3d bei positiver Längskraft an der Vorderachse zu einer Rotation des Radträgers in Richtung Vorspur. Dabei ist in Analogie zur Längsverschiebung die Progression der Steifigkeiten an der Vorderachse bei ca. 1000 N zu beobachten. Die Hinterachse dagegen verdreht sich in Richtung Nachspur. Auf Basis der Betrachtung dieser Bewegung in der X-Y-Ebene kann demnach der elastokinematische Drehpol der Achsen identifiziert werden. Die Vorderachse dreht sich dabei um einen elastokinematischen Drehpol, der vor dem Radträgermittelpunkt zum Fahrzeug hin verschoben ist. Die Hinterachse dagegen dreht sich um einen augenblicklichen Momentanpol, der ebenfalls vor dem Radträgermittelpunkt, jedoch von diesem aus nach außen, versetzt ist.

Abbildung A.3c zeigt zudem die Vertikalverschiebung des Radmittelpunkts infolge einer angreifenden Längskraft. Bei Betrachtung der Vorderachse wird erkennbar, dass der Radträger bei positiver im Radträgermittelpunkt angreifender Längskraft einfedert. An der Hinterachse kommt es bei positiver Längskraft zu einer positiven Längsverschiebung und einer Ausfederung des Radträgers. Der Vergleich der Bewegungen der Vorder- und Hinterachse macht deutlich, dass sich das Rad an der Hinterachse weitaus mehr in vertikaler Richtung bewegt, was einen höheren Längspol und damit Schrägfederungswinkel der Hinterachse (bezogen auf den Absolutwert) im Vergleich zur Vorderachse impliziert.

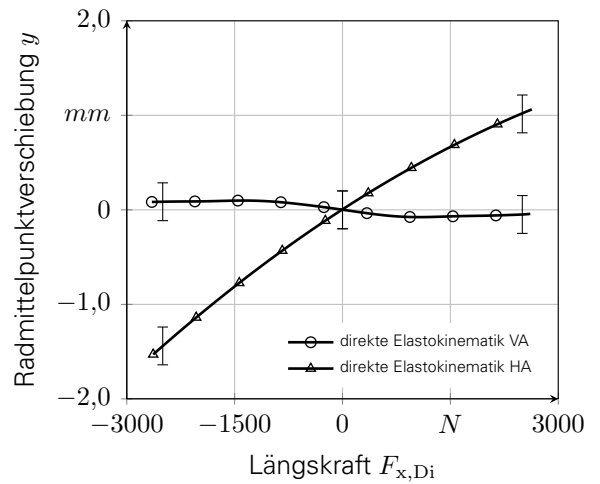
Die Darstellung des Sturzverhaltens in Abbildung A.3e zeigt die Ausprägung eines negativen Sturzwinkels am Radträger der Vorderachse bei positiver Längskraft im Radträgermittelpunkt. Dieses Verhalten kann auf Basis der elastokinematischen Lenkachse erklärt werden. Demnach führt die angreifende Längskraft zu einer Rotationsbewegung des Radträgers um diese Achse. Da die Lenkachse einen positiven Spreizungs- und Nachlaufwinkel entsprechend der Elastomerlagersteifigkeiten aufweist, führt der Radträger eine negative Sturz- und eine positive Spuränderung aus. An der Hinterachse ergibt sich ein entgegengesetztes Verhalten. Bei aufgeprägter positiver Längskraft bildet sich ein positiver Sturzwinkel aus. Zur Erklärung dieses Verhaltens eignet sich auch hier die elastokinematische Lenkachse. Durch die elastokinematischen Eigenschaften wird das Rad bei aufgeprägter Längskraft um diese Lenkachse gezwungen.

⁴⁷Positive Längskraft entspricht einer Antriebskraft beim Beschleunigungsvorgang. Negative Längskraft dagegen beschreibt eine Bremskraft bei Verzögerung.

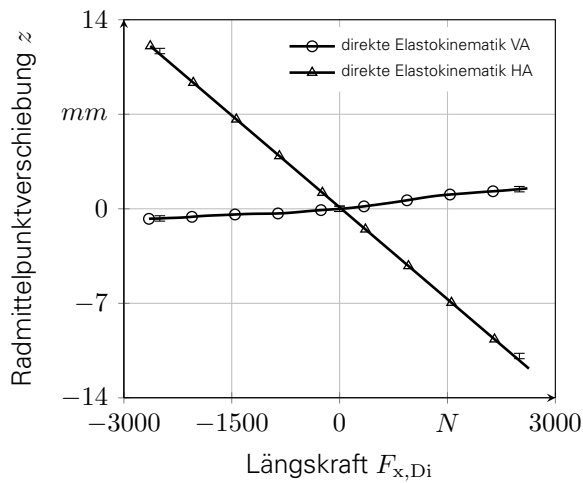
A.3. Elastokinematische Achseigenschaften des Beispielfahrzeugs



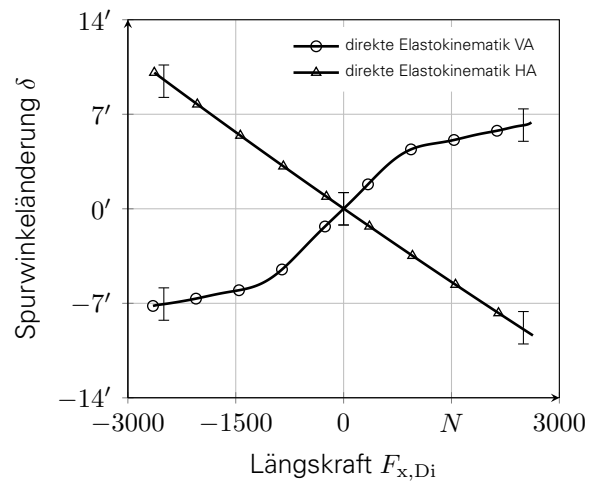
(a) Längsverschiebung des Radträgermittelpunkts in Abhängigkeit der Längskraft.



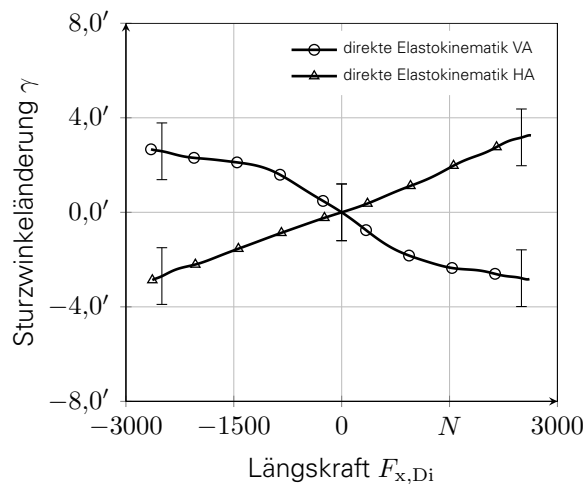
(b) Querverschiebung des Radträgermittelpunkts in Abhängigkeit der Längskraft.



(c) Vertikalverschiebung des Radträgermittelpunkts in Abhängigkeit der Längskraft.



(d) Spurwinkeländerung des Radträgers in Abhängigkeit der Längskraft.



(e) Sturzwinkeländerung des Radträgers in Abhängigkeit der Längskraft.

Abbildung A.3.: Vollständige Radträgerbewegung des vorderen rechten Rades in Abhängigkeit der Längskraft im relevanten Arbeitsbereich.

Da das Rad bei positiver Längskraft eine negative Spur und einen positiven Sturz ausprägt, kann ebenfalls auf eine Position der Lenkachse außerhalb des Radträgers geschlossen werden. Dabei sei darauf hingewiesen, dass die Radträger beider Achsen nur eine geringe Sturzänderung infolge angreifender Längskräfte ausbilden.

Auf Basis der vorangegangenen Untersuchungen ist es möglich, die erste Spalte der direkten nichtlinearen Nachgiebigkeitsmatrix \mathbf{N}_{Di}^* auf Basis der Polynome nach Abbildung A.3 zu befüllen.

A.3.2. EINFLUSS DES SPINMOMENTS AUF DIE RADSTELLUNG

Da die auf den Radträger wirkenden Längskräfte des Reifens auf Radaufstandspunkthöhe entstehen, wirkt bei Betätigung der Bremse neben der Längskraft auch ein Spinmoment auf den Radträger. Nachfolgend soll dabei ausschließlich das durch negative Längskraft im Radaufstandspunkt entstehende positive Spinmoment entsprechend eines vorwärtsfahrenden Bremsvorganges untersucht werden.

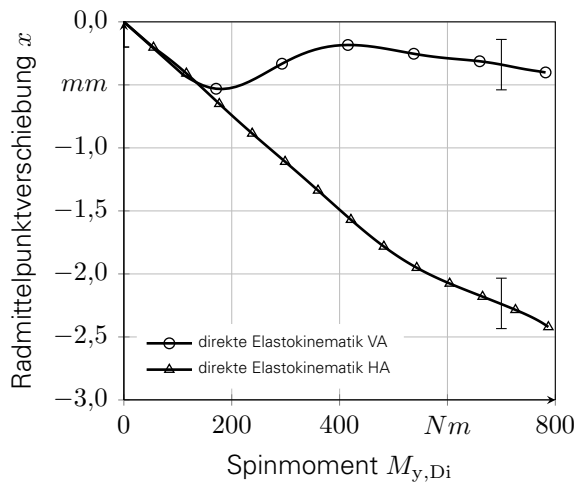
In Abbildung A.4 ist dazu die Radträgerbewegung der betrachteten Freiheitsgrade bei angreifendem Spinmoment dargestellt. Die eingezeichneten Fehlerbalken integrieren die Darstellung der Messgenauigkeit des Prüfstands.

Bei Betrachtung von Abbildung A.4a wird ersichtlich, dass die Vorder- und Hinterachse bei positivem Spinmoment zu negativen Längsverschiebungen ausweichen. Dabei weist die Hinterachse eine deutlich geringere Steifigkeit auf als die Vorderachse. Die Vorderachse zeigt zudem ein stark nichtlineares Verhalten. Die Ursache dafür liegt in der Konstruktion der Achse. In der Beispielachse ist in der unteren Lenkerebene der Radträger über eine Druckstrebe an den Achsträger angebunden. Bei einem Spinmoment kommt es zunächst zur Deformation des hinteren innenliegenden Lagers. Durch eine starke Progression dieses Lagers wird über der Längsverschiebung zunehmend das äquivalente vordere Lager beansprucht. Die Kinematik des Rades verändert sich entsprechend. Bei Betrachtung der Querverschiebung in Abbildung A.4b zeigt sich, dass die Vorderachse eine vernachlässigbare Querbewegung durch positives Spinmoment aufweist. Die Hinterachse dagegen weicht deutlich zu negativen Querverschiebungen (aus dem Fahrzeug heraus) aus. Beide Achsen gehen zudem nach Abbildung A.4d bei positivem Spinmoment in Vorspur. Auf Basis der Bewegungen in der X-Y-Ebene kann demnach für beide Achsen auf jeweils einen elastokinematischen Drehpol geschlossen werden, der vor dem Radträgemittelpunkt außerhalb des Fahrzeugs liegt.

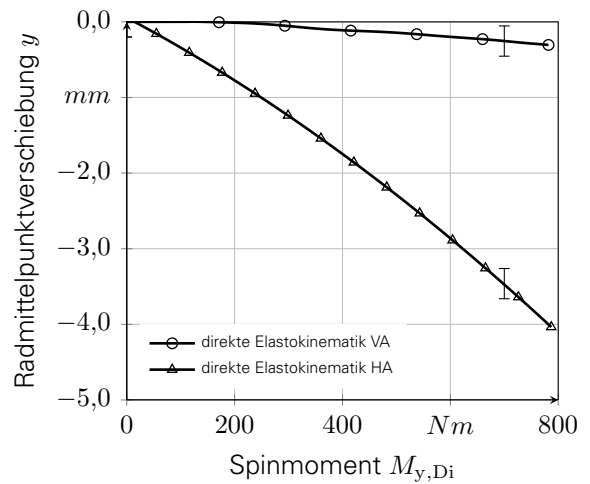
Zeitgleich kommt es in Abbildung A.4c bei positivem Spinmoment zu einer Ausfederbewegung der Vorderachse und einer Einfederbewegung der Hinterachse. Anhand dieser Kenntnis kann auf die exakte Position der augenblicklichen Längspole der Achsen geschlossen werden. Dabei befindet sich der Vorderachslängspol hinter und über der Vorderachse sowie der Hinterachslängspol vor und über der Hinterachse. Die absoluten Verschiebungen der Hinterachse sind deutlich höher als an der Vorderachse. Demnach sind die Bremsstützwinkel an der Hinterachse größer als an der Vorderachse.

Zuletzt ist anhand Abbildung A.4e bei positivem Spinmoment eine Sturzveränderung der Radträger zu beobachten. Dabei ergibt sich an der Vorderachse ein positiver und an der Hinterachse ein negativer Sturzwinkel.

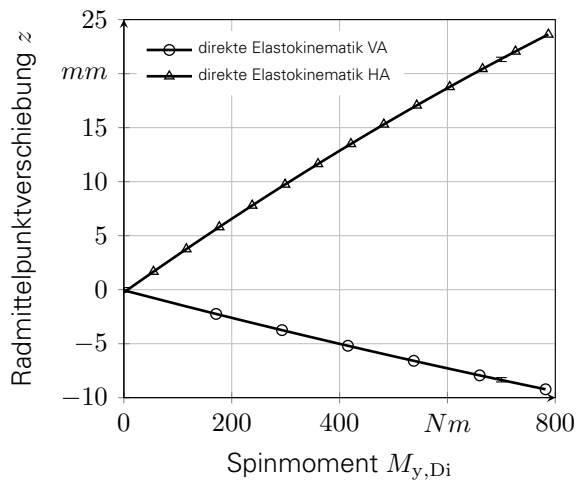
Mittels der Polynome in Abbildung A.4 kann die vierte Spalte der direkten nichtlinearen Nachgiebigkeitsmatrix \mathbf{N}_{Di}^* befüllt werden.



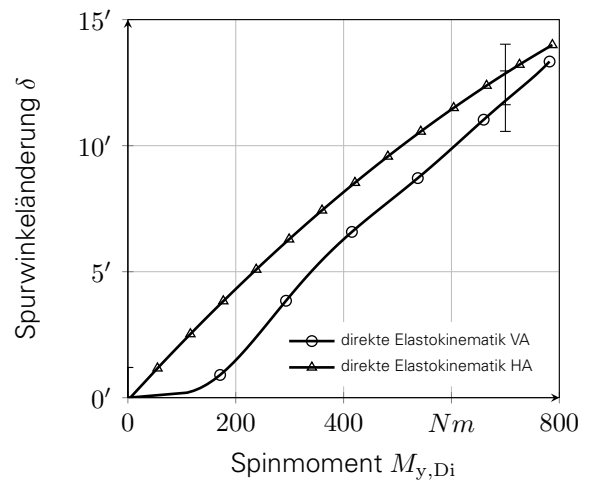
(a) Längsverschiebung des Radträgermittelpunkts in Abhängigkeit des Spinmoments.



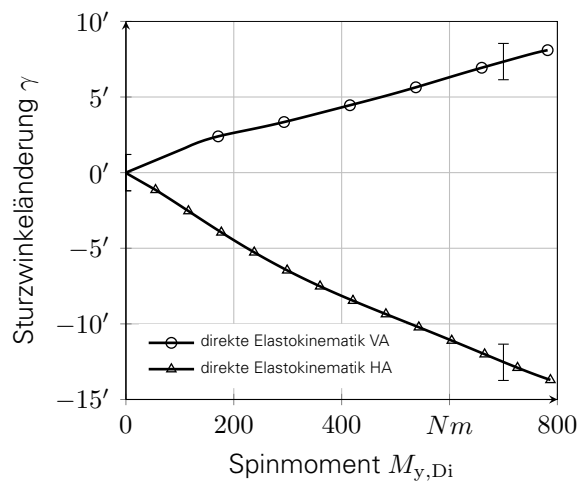
(b) Querverschiebung des Radträgermittelpunkts in Abhängigkeit des Spinmoments.



(c) Vertikalverschiebung des Radträgermittelpunkts in Abhängigkeit des Spinmoments.



(d) Spurwinkeländerung des Radträgers in Abhängigkeit des Spinmoments.



(e) Sturzwinkeländerung des Radträgers in Abhängigkeit des Spinmoments.

Abbildung A.4.: Vollständige Radträgerbewegung des vorderen rechten Rades in Abhängigkeit des Spinmoments im relevanten Arbeitsbereich.

A.3.3. EINFLUSS DER SEITENKRAFT UND DES STURZMOMENTS AUF DIE RADSTELLUNG

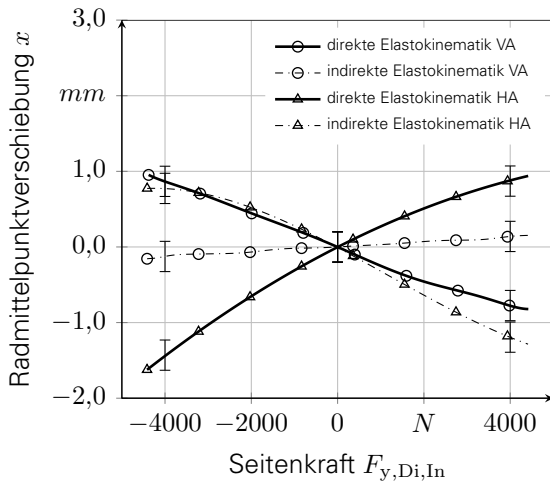
Nachfolgend wird der Einfluss von Seitenkraft und Sturzmoment auf die resultierende Radstellung der Achse analysiert. Wie bereits beschrieben erfolgt das Aufprägen der Seitenkraft in die Achse auf Radaufstandspunkthöhe. Demnach bildet sich die Radstellung auf Basis einer Seitenkraft sowie eines Sturzmoments aus.

Zur Analyse des Achsverhaltens zeigt Abbildung A.5 die Radträgerbewegung infolge von Seitenkraft und Sturzmoment für die direkte und indirekte Elastokinematik. Dabei ist ebenfalls die Messgenauigkeit des verwendeten Prüfstands anhand von Fehlerbalken dargestellt.

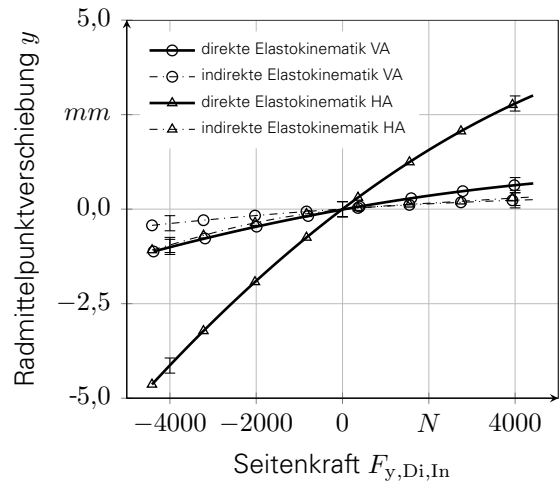
Bei Betrachtung von Abbildung A.5b wird ersichtlich, dass der Radträger unter positiver Seitenkraft im Radaufstandspunkt erwartungsgemäß in positive Querrichtung sowohl an der Vorder- als auch an der Hinterachse ausweicht. Die Hinterachse weist dabei eine deutlich geringere Steifigkeit auf als die Vorderachse. Der Einfluss der Seitenkraft und des Sturzmoments am unbeobachteten Radträger auf die Querverschiebung des beobachteten Radträgers ist bei Betrachtung der indirekten Elastokinematik im Vergleich zur direkten Elastokinematik für beide Achsen geringer. Gleichzeitig führt eine positive Seitenkraft im Radaufstandspunkt entsprechend Abbildung A.5a bei Betrachtung der direkten Elastokinematik an der Vorderachse zu einer negativen Radträgerverschiebung (entgegen der Fahrtrichtung) sowie entsprechend Abbildung A.5d zu einem negativen Spurwinkel. Diese resultierende Bewegung ist durch die elastokinematische Lenkachse begründet, bei der der Durchstoßpunkt der Lenkachse in der Radaufstandspunktebene durch eine positive Nachlaufstrecke und einen positiven Lenkrollradius gekennzeichnet ist. Auch an der Hinterachse kann die elastokinematische Lenkachse auf Basis der Bewegung in der X-Y-Ebene nachvollzogen werden. Da sich der Radträger an der Hinterachse unter positiver Seitenkraft positiv in Längs- und Querrichtung verschiebt und das Rad dabei einen positiven Spurwinkel ausbildet, ist eine Drehung des Radträgers um eine hinter dem Radaufstandspunkt zur Fahrzeuginnenseite hin verschobene Drehachse feststellbar. Die Kopplung beider Räder ist bei Betrachtung der Längsverschiebung deutlich signifikanter als bei der Querverschiebung oder der Vorspuränderung. An der Hinterachse kann demnach die Längsverschiebung des beobachteten Radträgers durch Seitenkräfte am unbeobachteten Radträger in gleichem Maße beeinflusst werden wie durch Seitenkräfte am beobachteten Radträger.

Neben den bisher betrachteten Bewegungen führen die Radträger eine Vertikalverschiebung unter wirkenden Seitenkräften im Radaufstandspunkt aus. Entsprechend Abbildung A.5c wird bei Betrachtung der direkten Elastokinematik ersichtlich, dass das Rad dabei sowohl an der Vorder- als auch an der Hinterachse ausfedert. Abbildung A.5e zeigt zudem den Zusammenhang zwischen Seitenkraft im Radaufstandspunkt und dem ausgebildeten Sturzwinkel. Dabei wird ersichtlich, dass der Radträger bei positiver Seitenkraft im Radaufstandspunkt erwartungsgemäß einen positiven Sturz für sowohl Vorder- als auch Hinterachse ausbildet. Die Hinterachse weist dabei eine deutlich höhere Nachgiebigkeit auf als die Vorderachse. Bei Betrachtung der indirekten Elastokinematik kann festgestellt werden, dass die Hinterachse im Gegensatz zur Vorderachse aufgrund des elastisch gelagerten Hilfsrahmens eine Kopplung beider Radseiten bezüglich der Sturzwinkeländerung besitzt. Das Rad bewegt sich somit bei gleichzeitiger Betrachtung von Quer- bzw. Vertikalverschiebung und Sturzwinkeländerung um einen augenblicklichen Momentanpol. Es wird ersichtlich, dass dieser Momentanpol an der Hinterachse deutlich höher liegt als an der Vorderachse. Dieser Zusammenhang lässt auf eine zur Vorderachse hin abfallende Wankachse schließen.

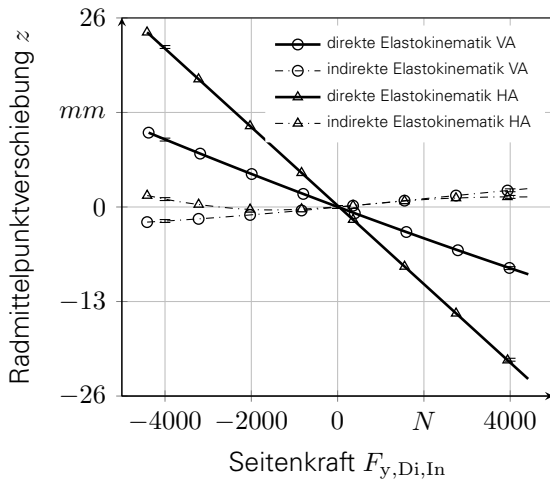
Anhand der untersuchten Abhängigkeiten der Achse in Abbildung A.5 können die zweite Spalte der direkten und die erste Spalte der indirekten nichtlinearen Nachgiebigkeitsmatrix $\mathbf{N}_{Di,In}^*$ befüllt werden.



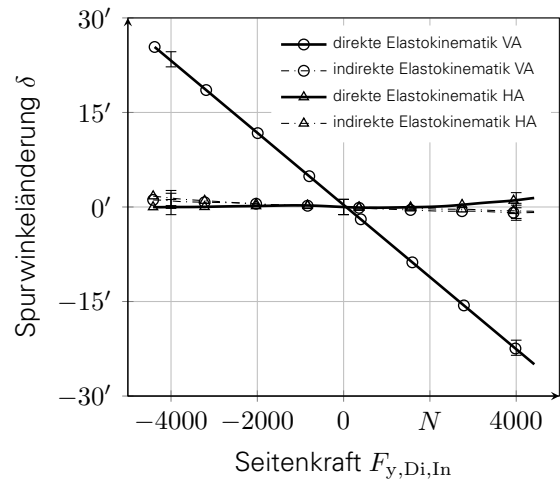
(a) Längsverschiebung des Radträgermittelpunkts in Abhängigkeit der Seitenkraft und des Sturzmoments.



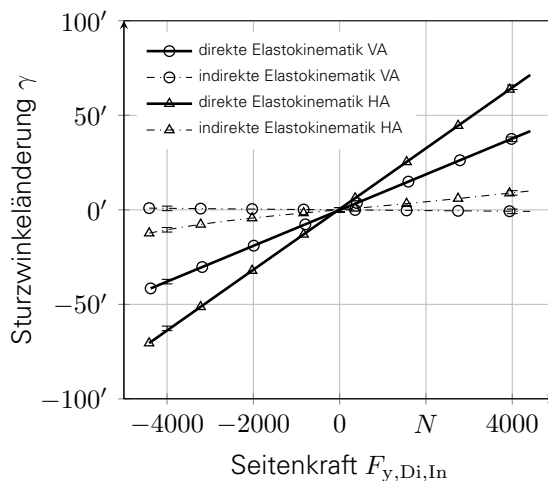
(b) Querverschiebung des Radträgermittelpunkts in Abhängigkeit der Seitenkraft und des Sturzmoments.



(c) Vertikalverschiebung des Radträgermittelpunkts in Abhängigkeit der Seitenkraft und des Sturzmoments.



(d) Spurwinkeländerung des Radträgers in Abhängigkeit der Seitenkraft und des Sturzmoments.



(e) Sturzwinkeländerung des Radträgers in Abhängigkeit der Seitenkraft und des Sturzmoments.

Abbildung A.5.: Vollständige Radträgerbewegung des vorderen rechten Rades in Abhängigkeit der Seitenkraft und des Sturzmoments im relevanten Arbeitsbereich.

A.3.4. EINFLUSS DES RÜCKSTELLMOMENTS AUF DIE RADSTELLUNG

Da die Seitenkraft in der Realität nicht im Radaufstandspunkt angreift, sondern um den Reifennachlauf versetzt ist, entsteht ein Rückstellmoment. Dieses Rückstellmoment beeinflusst durch die Elastokinematik die resultierende Radstellung. Daher wird nachfolgend der singuläre Einfluss des Rückstellmoments auf die Radstellung untersucht. Abbildung A.6 zeigt die Radträgerbewegung als Funktion des angreifenden Rückstellmoments. Zunächst wird ersichtlich, dass das Rückstellmoment lediglich einen relevanten Einfluss auf die Spuränderung des Radträgers hat. Im Verhältnis zu den bisher diskutierten Lasten ist die resultierende Radträgerbewegung in den übrigen Freiheitsgraden gering. Durch die Darstellung der Messgenauigkeit des Prüfstands wird zudem ersichtlich, dass eine Interpretation der Bewegungen dieser übrigen Freiheitsgrade nicht erfolgen kann.

Bei Betrachtung von Abbildung A.6d wird anhand der direkten Elastokinematik ersichtlich, dass die Radträger der Vorder- und Hinterachse bei positivem Rückstellmoment erwartungsgemäß positive Spurwinkel ausbilden. Dabei weist die Vorderachse eine deutlich höhere Nachgiebigkeit auf als die Hinterachse. Auch bei der indirekten Elastokinematik kann dieses Verhalten beobachtet werden. Dabei zeigt die Vorderachse im Gegensatz zur Hinterachse eine deutliche Kopplung beider Radträger, welche auf deren Verbindung durch das elastisch gelagerte Lenkgetriebe zurückzuführen ist.

Auf Basis der in Abbildung A.6 dargestellten Beziehungen können die fünfte Spalte der direkten und die dritte Spalte der indirekten nichtlinearen Nachgiebigkeitsmatrix $\mathbf{N}_{Di,In}^*$ befüllt werden.

A.3.5. EINFLUSS DER VERTIKALKRAFT AUF DIE RADSTELLUNG

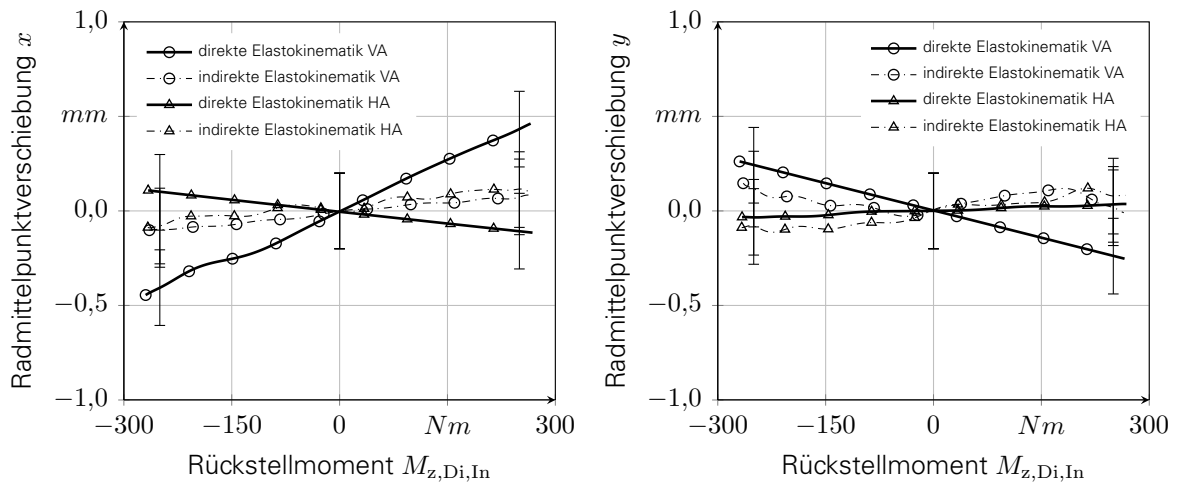
Zuletzt wird die resultierende Radstellung infolge einer angreifenden Vertikalkraft analysiert. Dazu zeigt Abbildung A.7 die Bewegungen des beobachteten und unbeobachteten Radträgers für positive und negative Vertikalkräfte.

Anhand Abbildung A.7a wird bei Betrachtung der direkten Elastokinematik zunächst ersichtlich, dass sich der Radträger bei positiver Vertikalkraft an der Vorderachse in positive und an der Hinterachse in negative Längsrichtung verschiebt. Auf Basis dieser Bewegungen können die Momentanpole der Einfederbewegung der Räder in der X-Z-Ebene gebildet werden. Erneut wird für die Hinterachse die im Vergleich zur Vorderachse höhere Lage des Momentanpols der Einfederbewegung bestätigt. Demnach besitzt die Hinterachse einen größeren Schrägfederungswinkel als die Vorderachse. Bei Betrachtung der indirekten Elastokinematik der Vorderachse wird ersichtlich, dass diese nahezu halb so groß ist wie die direkte Elastokinematik der Vorderachse. Demnach sind die Radträger der Vorderachse in Längsrichtung im Gegensatz zur Hinterachse stark gekoppelt, was durch die Wirkung des Stabilisators begründet ist. Dabei führt eine positive Vertikalkraft am unbeobachteten Radträger zu einer Längsverschiebung des beobachteten Radträgers.

Gleichzeitig kommt es an beiden Achsen zu einer Querverschiebung bei positiver Vertikalkraft. Anhand Abbildung A.7b wird dabei ersichtlich, dass sich die Vorderachse in Leerlage⁴⁸ nahezu in ihrer maximalen Auslenkung befindet. Der Kurvenverlauf der Vorderachse zeigt in Verbindung mit der Vertikalverschiebung nach Abbildung A.7c deutlich die kreisförmige Bewegung des Radträgers bei positiver Vertikalkraft. Positive bzw. negative Vertikalkräfte führen demnach zu einer Verschiebung des Vorderachsträgers aus seinem Zenit in Richtung Karosserie. Für den Kurvenverlauf der Hinterachse wird dagegen ersichtlich, dass der Radträger bei positiver Vertikalkraft eine starke Lateralbewegung aus dem Aufbau heraus erfährt. Neben der Querverschiebung des Radträgers bei positiver Vertikalkraft kommt es zu einer Verdrehung um dessen X-Achse.

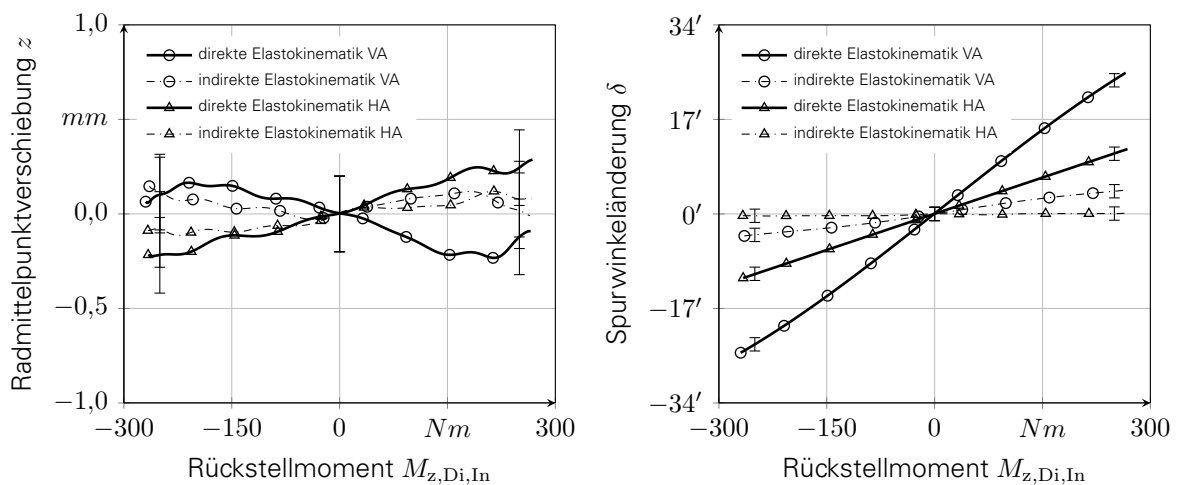
⁴⁸Unter dem Begriff „Leerlage“ wird nachfolgend die Einfederung des Fahrzeugs bei Leergewicht nach ISO 1176 verstanden. [ISO90]

A.3. Elastokinematische Achseigenschaften des Beispielfahrzeugs



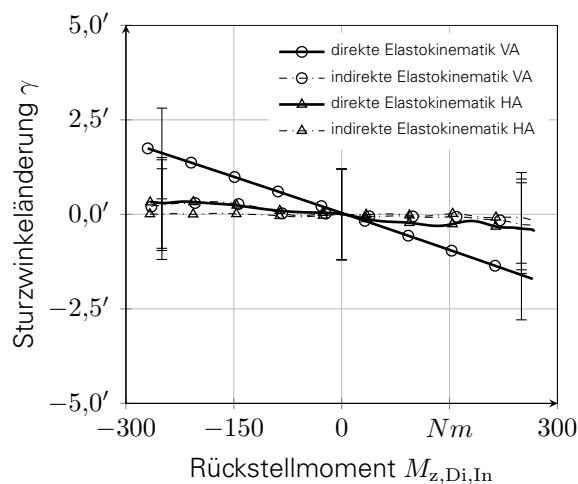
(a) Längsverschiebung des Radträgermittelpunkts in Abhängigkeit des Rückstellmoments.

(b) Querverschiebung des Radträgermittelpunkts in Abhängigkeit des Rückstellmoments.



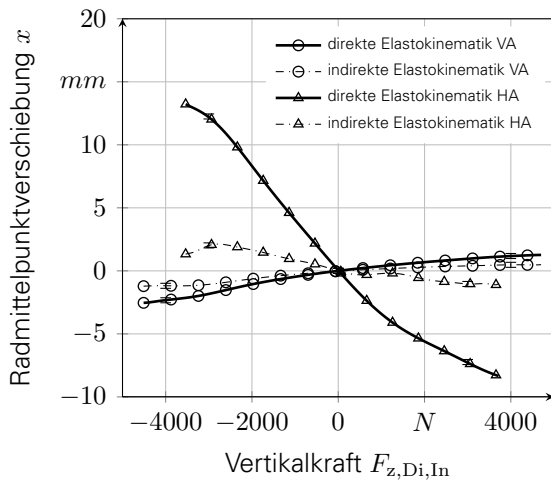
(c) Vertikalverschiebung des Radträgermittelpunkts in Abhängigkeit des Rückstellmoments.

(d) Spurwinkeländerung des Radträgers in Abhängigkeit des Rückstellmoments.

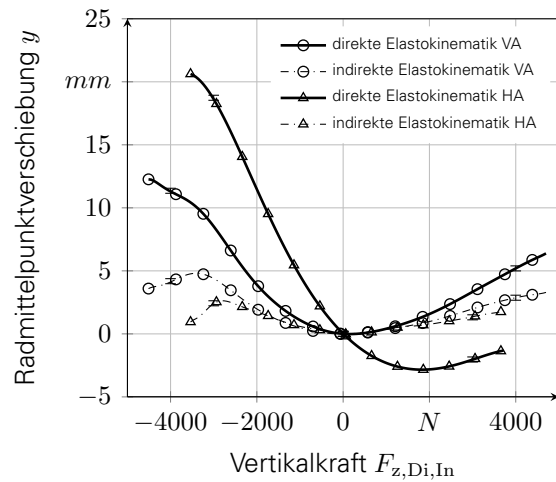


(e) Sturzwinkeländerung des Radträgers in Abhängigkeit des Rückstellmoments.

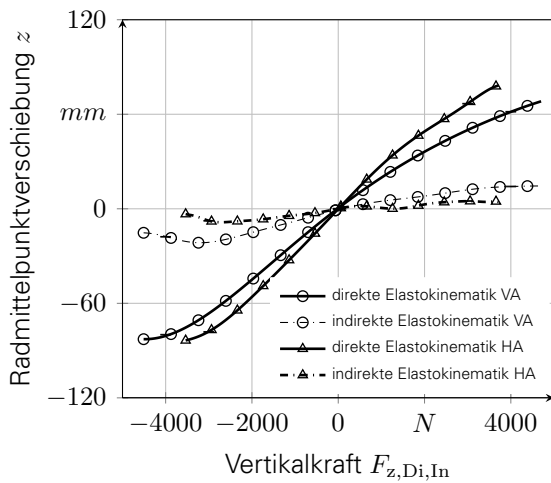
Abbildung A.6.: Vollständige Radträgerbewegung des vorderen rechten Rades in Abhängigkeit des Rückstellmoments im relevanten Arbeitsbereich.



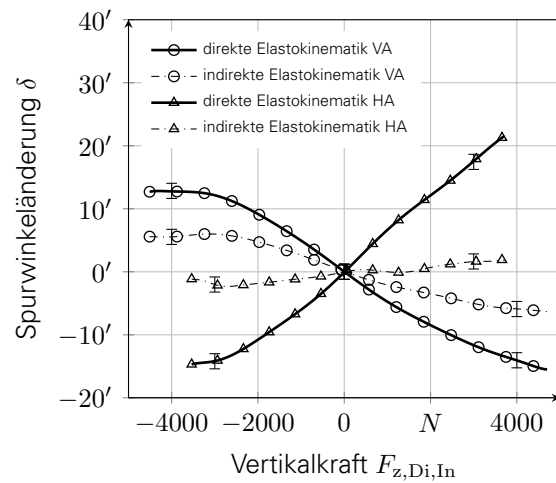
(a) Längsverschiebung des Radträgermittelpunkts in Abhängigkeit der Vertikalkraft.



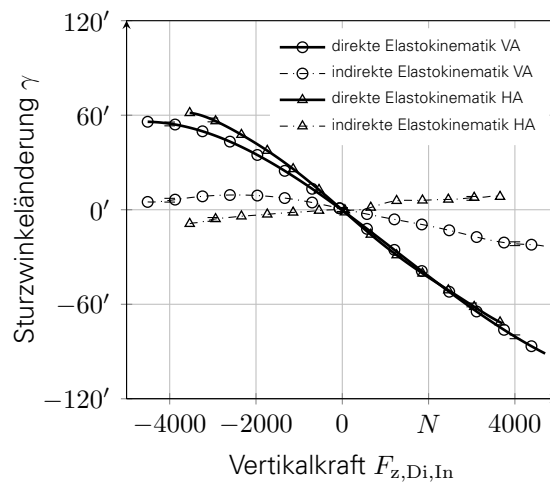
(b) Querverschiebung des Radträgermittelpunkts in Abhängigkeit der Vertikalkraft.



(c) Vertikalverschiebung des Radträgermittelpunkts in Abhängigkeit der Vertikalkraft.



(d) Spurwinkeländerung des Radträgers in Abhängigkeit der Vertikalkraft.



(e) Sturzwinkeländerung des Radträgers in Abhängigkeit der Vertikalkraft.

Abbildung A.7.: Vollständige Radträgerbewegung des vorderen rechten Rades in Abhängigkeit der Vertikalkraft im relevanten Arbeitsbereich.

Abbildung A.7e zeigt dazu den Zusammenhang zwischen Vertikalkraft und Sturzwinkeländerung des Radträgers. Es wird ersichtlich, dass sowohl die Vorder- als auch die Hinterachse unter positiver Vertikalkraft in negativen Sturz übergehen. Der Radträger dreht sich somit bei positiver Vertikalkraft zur Karosserie. Analog zum Verhalten der Achse in Längsrichtung kann mithilfe der Querverschiebung des Radträgers sowie dessen Sturzwinkeländerung bei Vertikalkraft der Momentanpol der Radträgerbewegung beschrieben werden. An der Vorderachse verschiebt sich der Radträger bei positiver Vertikalkraft (und damit positiver Einfederung nach Abbildung A.7c) minimal um seinen Zenit und verdreht sich an der Oberseite zur Karosserie. Demnach befindet sich der augenblickliche Querpole des Radträgers zur Fahrzeugseite hin etwa auf Höhe des Radmittelpunkts. Der Querpole der Hinterachse verschiebt sich bei positiver Vertikalkraft dagegen stärker aus dem Fahrzeug heraus. Dies impliziert eine deutlich höhere Lage des Querpole der Hinterachse im Vergleich zum Querpole der Vorderachse. Die Querverschiebung durch indirekte Elastokinematik zeigt an beiden Achsen eine deutliche Kopplung beider Radträger. Ersichtlich wird zudem, dass die Hinterachse bei positiver Vertikalkraft am unbeobachteten Radträger einen positiven Sturzwinkel ausbildet. Dieses Verhalten lässt dabei auf eine deutliche Kopplung beider Räder zurückschließen. Diese Kopplung entsteht einerseits durch den Stabilisator und andererseits durch den elastisch gelagerten Aggregateträger. Durch die im Gegensatz zur Vorderachse elastische Anbindung an den Aufbau kommt es zu einer Verkippung des Aggregateträgers analog zur Einfederung. Da alle Lenker der Hinterachse am Aggregateträger angebunden sind, führt diese Drehbewegung zu einer zusätzlichen Sturzausbildung. Auch an der Vorderachse ist die Kopplung beider Radträger durch den Stabilisator in der Sturzwinkelveränderung ersichtlich. Zusätzlich zeigt Abbildung A.7c die Nachgiebigkeit der Vorder- und Hinterachse aufgrund der Aufbauvertikalsteifigkeiten. Das degressive Verhalten der Achsnachgiebigkeiten bei positiver und negativer Vertikalkraft ist ersichtlich. Dies ist durch die zusätzlichen Steifigkeiten der Druck- bzw. Zuganschlagfedern begründet. Die Kopplung beider Radträger zeigt dabei den Einfluss des Stabilisators an der Vorderachse und des elastisch gelagerten Achsträgers an der Hinterachse.

Die Abhängigkeit des Spurwinkels von der Vertikalkraft ist in Abbildung A.7d dargestellt. Anhand dieser Abbildung ist erkennbar, dass die Vorderachse bei positiver Vertikalkraft den Spurwinkel in Richtung Nachspur verändert. Die Hinterachse weist dagegen bei positiver Vertikalkraft einen positiven Spurwinkel auf. Die Betrachtung der indirekten Elastokinematik macht deutlich, dass bei gleichzeitiger Vertikalkraftanregung die Vorspuränderung stärker auftritt als bei wechselseitiger Vertikalkraftanregung.

Auf Basis der Polynome in Abbildung A.7 kann die letzte unbesetzte Spalte der direkten und indirekten nichtlinearen Nachgiebigkeitsmatrix $\mathbf{N}_{Di,In}^*$ befüllt werden.

A.4. ERSTELLUNG EINES ALLGEMEINMODELLS ZUR BESCHREIBUNG DES FAHRVERHALTENS

Zur allgemeingültigen Herleitung der Fahrzeugbewegung wird das Gesamtfahrzeug entsprechend Abbildung A.8 beschrieben.

Das Fahrzeug besteht aus einer Aufbaumasse sowie vier Einzelmassen der ungefederten Massen und besitzt somit 30 Freiheitsgrade. Die Beschreibung der Massen im globalen Koordinatensystem $\mathbf{0}$ findet mithilfe der Ortsvektoren \vec{r} statt. Dabei bezeichnet $\vec{r}_{0B,0}$ den Vektor vom globalen Koordinatensystem $\mathbf{0}$ zum Bezugssystem des Fahrzeugaufbaus B , wobei die Komponenten des Vektors im Koordinatensystem $\mathbf{0}$ angegeben sind. Neben dem globalen Koordinatensystem und dem Bezugssystem des Aufbaus werden nachfolgend zudem die Koordinatensystem der einzelnen Räder 1, 2, 3, 4 betrachtet.

Die Bewegung der Körper kann durch 30 generalisierte Koordinaten beschrieben werden.

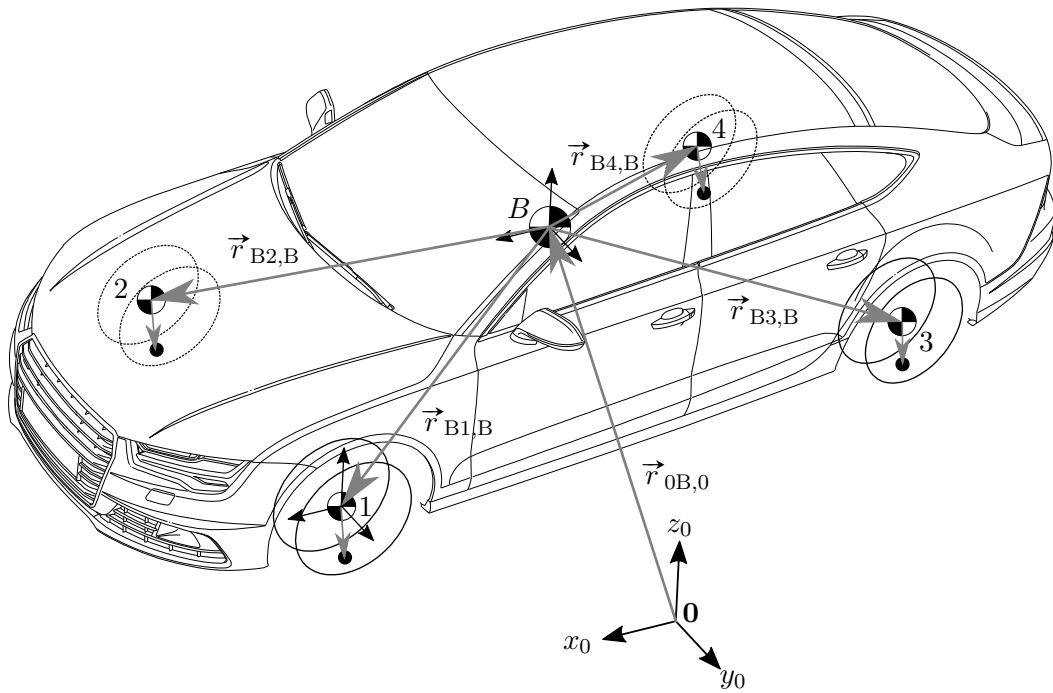


Abbildung A.8.: Fünf-Massen-Modell zur Simulation der Fahrdynamik und des Fahrkomforts mit den individuellen Körpern.

Diese werden nachfolgend im Vektor \vec{q} als verallgemeinerte Geschwindigkeiten beschrieben. Zur Entwicklung der Bewegungsgleichungen des in Abbildung A.8 dargestellten Fahrzeugmodells soll das Jourdain'sche Prinzip bzw. das Prinzip der virtuellen Leistungen angewendet werden. Es beruht auf dem Satz, dass die Zwangskräfte bzw. Zwangsmomente in mechanischen Systemen keine virtuelle Leistung erbringen [Ril07]. Mithilfe dieser Vorgehensweise lässt sich das Differentialgleichungssystem zweiter Ordnung für das vollständige Simulationsmodell nach Formel A.1 entwickeln.

$$\mathbf{M} \dot{\vec{q}} = \vec{F}^* + \vec{M}^* \quad (\text{A.1})$$

Das Differentialgleichungssystem ergibt sich dabei aus der Massenmatrix \mathbf{M} , der zeitlichen Ableitung der verallgemeinerten Geschwindigkeiten $\dot{\vec{q}}$ sowie der Zwangskräfte \vec{F}^* bzw. Zwangsmomente \vec{M}^* .

Zunächst soll die Massenmatrix erstellt werden. Nach dem Jourdain'schen Prinzip ergibt sich die Massenmatrix nach Formel A.2 [Ril07].

$$\mathbf{M}_{m,n} = \sum_i \left(\frac{\partial \vec{v}_{0i,B}^T}{\partial \dot{q}_m} m_i \frac{\partial \vec{v}_{0i,B}}{\partial \dot{q}_n} + \frac{\partial \vec{\omega}_{0i,B}^T}{\partial \dot{q}_m} \mathbf{J}_{i,B} \frac{\partial \vec{\omega}_{0i,B}}{\partial \dot{q}_n} \right) \quad \text{mit } i \in \{B, 1, 2, 3, 4\} \quad (\text{A.2})$$

Die einzelnen Einträge der m -ten Zeile sowie der n -ten Spalte der 30x30 Massenmatrix \mathbf{M} ergibt sich als Summation über alle fünf Körper des Simulationsmodells nach Abbildung A.8 mithilfe der translatorischen und rotatorischen Geschwindigkeiten jedes Körpers $\vec{v}_{0i,B}$, $\vec{\omega}_{0i,B}$ sowie individuellen Massen m_i und Trägheiten $\mathbf{J}_{i,B}$. Nachfolgend wird diese Bilanzierung im Bezugssystem B beschrieben, da sich so vereinfachte analytische Terme ergeben. Die Fahrzeugbewegung wird in der Praxis beispielsweise auf Basis von Kreiselpattformen gemessen, die sich im Fahrzeug innerhalb des Aufbaukoordinatensystems befinden.

Daher ist es zweckmäßig, die Geschwindigkeit des Aufbaus ebenfalls im aufbaufesten Koordinatensystem B zu definieren. Die Geschwindigkeit der Aufbaumasse sei dabei beschrieben durch die Vektoren nach Formel A.3:

$$\vec{v}_{0B,B} = \begin{bmatrix} \dot{x}_A \\ \dot{y}_A \\ \dot{z}_A \end{bmatrix} \quad \text{und} \quad \vec{\omega}_{0B,B} = \begin{bmatrix} \dot{\phi}_A \\ \dot{\theta}_A \\ \dot{\psi}_A \end{bmatrix} \quad (\text{A.3})$$

Der Geschwindigkeitsvektor des Bezugssystem ergibt sich aus der Längsgeschwindigkeit \dot{x}_A , der Quergeschwindigkeit \dot{y}_A sowie der Vertikalgeschwindigkeit \dot{z}_A des Aufbaus. Zusätzlich besitzt das Bezugssystem eine Wankgeschwindigkeit $\dot{\phi}_A$, eine Nickgeschwindigkeit $\dot{\theta}_A$ sowie eine Giergeschwindigkeit $\dot{\psi}_A$. Diese Größen entsprechen den Aufbaugrößen wie sie durch eine Kreiselplattform gemessen werden können. Es handelt sich dabei um unhorizontierte Fahrzeuggrößen.

Die Geschwindigkeiten der ungefederten Massen werden mit Hinblick auf die Parametrierung aus dem K&C-Prüfstand (vgl. Kapitel 3.2) relativ zum Bezugssystem B beschrieben. Formel A.4 zeigt die Geschwindigkeiten der ungefederten Massen:

$$\vec{v}_{Bi,B} = \begin{bmatrix} \dot{x}_i \\ \dot{y}_i \\ \dot{z}_i \end{bmatrix} \quad \text{und} \quad \vec{\omega}_{Bi,B} = \begin{bmatrix} \dot{\gamma}_i \\ \dot{\tau}_i \\ \dot{\delta}_i \end{bmatrix} \quad \text{mit} \quad i \in \{1, 2, 3, 4\} \quad (\text{A.4})$$

Demnach führen die ungefederten Massen neben den relativen translatorischen Geschwindigkeiten auch Sturzwinkel- $\dot{\gamma}_i$, Spinwinkel- $\dot{\tau}_i$ sowie Spurwinkelgeschwindigkeiten $\dot{\delta}_i$ relativ gegenüber dem Aufbau aus. Die Transformation der Geschwindigkeiten der ungefederten Massen bezüglich des Inertialsystems folgt entsprechend Formel A.5 zu:

$$\begin{aligned} \vec{v}_{0i,B} &= \vec{v}_{0B,B} + \vec{v}_{Bi,B} + \vec{\omega}_{0B,B} \times \vec{r}_{Bi,B} & \text{und} \\ \vec{\omega}_{0i,B} &= \vec{\omega}_{0B,B} + \vec{\omega}_{Bi,B} & \text{mit} \quad i \in \{1, 2, 3, 4\} \end{aligned} \quad (\text{A.5})$$

Anhand der definierten Zusammenhänge ist es nun möglich die Elemente der Massenmatrix nach Formel A.2 zu kalkulieren.

Nachdem die Massenmatrix erstellt wurde, ist es notwendig die verallgemeinerten Kräfte \vec{F}^* und Momente \vec{M}^* zu berechnen. Diese ergeben sich entsprechend des Jourdainischen Prinzips nach Formel A.6 [Ril07].

$$\begin{aligned} \vec{F}_m^* &= \sum_i \left(\frac{\partial \vec{v}_{0i,B}^T}{\partial \dot{q}_m} \left[\vec{F}_{i,B}^e - m_i \vec{a}_{0i,B}^R \right] \right) \quad \text{mit} \quad i \in \{B, 1, 2, 3, 4\} \\ \vec{M}_m^* &= \sum_i \left(\frac{\partial \vec{\omega}_{0i,B}^T}{\partial \dot{q}_m} \left[\vec{M}_{i,B}^e - \mathbf{J}_{i,B} \vec{\alpha}_{0i,B}^R - \vec{\omega}_{0i,B} \times \mathbf{J}_{i,B} \vec{\omega}_{0i,B} \right] \right) \end{aligned} \quad (\text{A.6})$$

Die verallgemeinerten Kräfte und Momente setzen sich neben den Geschwindigkeiten der individuellen Körper im Bezugssystem $\vec{v}_{0i,B}$ und $\vec{\omega}_{0i,B}$ aus eingepägten Kräften $\vec{F}_{i,B}^e$ und Momenten $\vec{M}_{i,B}^e$ sowie aus den Restbeschleunigungen $\vec{a}_{0i,B}^R$ und $\vec{\alpha}_{0i,B}^R$ zusammen. Zur Berechnung der einzelnen Einträge der verallgemeinerten Kraft- bzw. Momentenvektoren werden zunächst die an den individuellen Körper angreifenden externen Kräfte kalkuliert. Abbildung A.9 zeigt die externen Kräfte für den Körper 1. Die Kräftebilanz der ungefederten Massen ist dazu in Formel A.7 dargestellt:

$$\vec{F}_{i,B}^e = \mathbf{A}_{Bi} \vec{F}_{Ri,i} - \vec{F}_{FWi,B} \quad \text{mit } i \in \{1, 2, 3, 4\} \quad (\text{A.7})$$

Die wirkenden Kräfte auf die ungefederten Massen ergeben sich aus den Schnittkräften der Fahrwerksanbindung $\vec{F}_{FWi,B}$ sowie aus den Schnittkräften zum Reifen $\vec{F}_{Ri,i}$. Da die Reifenkräfte im Koordinatensystem der ungefederten Massen beschrieben werden, müssen sie mithilfe der Drehmatrix \mathbf{A}_{Bi} um den Spur- δ_i , Spin- τ_i und Sturzwinkel γ_i korrigiert werden. Die Drehmatrix ist daher nachfolgend in Formel A.8 definiert.

$$\mathbf{A}_{Bi} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos(\gamma_i) & \sin(\gamma_i) \\ 0 & -\sin(\gamma_i) & \cos(\gamma_i) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \cos(\tau_i) & 0 & -\sin(\tau_i) \\ 0 & 1 & 0 \\ \sin(\tau_i) & 0 & \cos(\tau_i) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \cos(\delta_i) & \sin(\delta_i) & 0 \\ -\sin(\delta_i) & \cos(\delta_i) & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (\text{A.8})$$

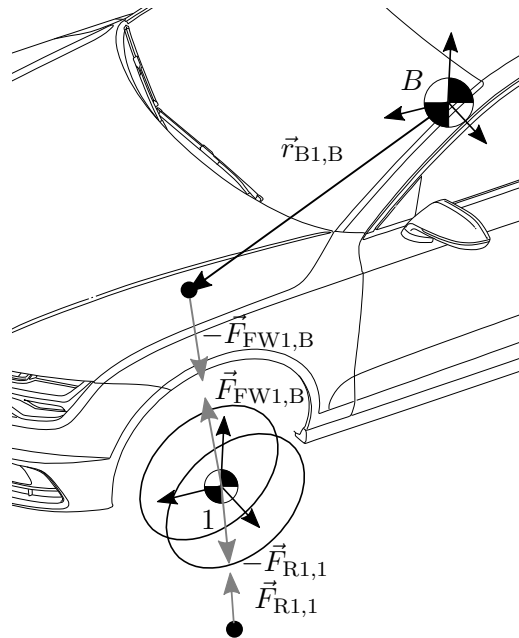


Abbildung A.9.: Kraftbilanz der ungefederten Masse mit der Schnittkraft des Fahrwerks $\vec{F}_{FWi,B}$ sowie des Reifens $\vec{F}_{Ri,i}$.

Analog dazu ergeben sich die Kräfte auf den Aufbau im Bezugssystem nach Formel A.9 aus den vier Fahrwerksschnittkräften $\vec{F}_{FWi,B}$ zu den ungefederten Masse.

$$\vec{F}_{B,B}^e = \sum_i \vec{F}_{FWi,B} \quad \text{mit } i \in \{1, 2, 3, 4\} \quad (\text{A.9})$$

Neben den externen Kräften $\vec{F}_{i,B}^e$ wirken ebenfalls externe Momente $\vec{M}_{i,B}^e$ sowohl auf den Aufbau als auch auf die ungefederten Massen. Diese externen Momente ergeben sich in Analogie zu den externen Kräften nach Formel A.10:

$$\vec{M}_{i,B}^e = \mathbf{A}_{Bi} \vec{M}_{Ri,i} - \vec{M}_{FWi,B} \quad \text{und} \quad i \in \{1, 2, 3, 4\} \quad (\text{A.10})$$

Demnach besteht das Moment der ungefederten Massen einerseits aus den Schnittmomenten im Fahrwerk $\vec{M}_{FWi,B}$ sowie aus den durch den Reifen aufgeprägten Momente $\vec{M}_{Ri,i}$. Die durch den Reifen aufgeprägten Momente müssen dabei ebenfalls wieder mithilfe der Transformationsmatrix \mathbf{A}_{Bi} in das Bezugssystem transformiert werden.

Analog zu Formel A.9 ergibt sich die Momentenbilanz des Aufbaus nach Formel A.11:

$$\vec{M}_{B,B}^e = \sum_i \left(\vec{F}_{FWi,B} \times \vec{r}_{Bi,B} + \vec{M}_{FWi,B} \right) \quad \text{mit} \quad \vec{r}_{Bi,B} = \begin{bmatrix} x_{Bi,B} \\ y_{Bi,B} \\ z_{Bi,B} \end{bmatrix} \quad (\text{A.11})$$

und $i \in \{1, 2, 3, 4\}$

Dabei werden einerseits Momente durch die Schnittkräfte des Fahrwerks $\vec{F}_{FWi,B}$ mit den jeweiligen Hebelarmen $\vec{r}_{Bi,B}$ auf den Aufbau eingepreßt. Andererseits wirken die Schnittmomente des Fahrwerks $\vec{M}_{FWi,B}$ zusätzlich auf den Aufbau. Damit sind die externen Kräfte und Momente vollständig definiert.

Im nächsten Schritt ist es notwendig, die Restbeschleunigungen $\vec{a}_{0i,B}^R$ und $\vec{\alpha}_{0i,B}^R$ zu identifizieren. Dazu wird Formel A.12 verwendet.

$$\vec{a}_{0i,B}^R = \vec{a}_{0i,B} - \vec{a}_{0i,B}^D \quad \text{und} \quad \vec{\alpha}_{0i,B}^R = \vec{\alpha}_{0i,B} - \vec{\alpha}_{0i,B}^D \quad \text{mit} \quad i \in \{B, 1, 2, 3, 4\} \quad (\text{A.12})$$

Die Restbeschleunigungen beschreiben die Beschleunigungen, die sich nicht aus der direkten zeitlichen Ableitung der generalisierten Koordinaten ergeben. Die Restbeschleunigung umfasst die Anteile, die multipliziert mit der Masse des Körpers die Scheinkräfte (wie beispielsweise Euler- oder Corioliskräfte) bilden. Die Körperbeschleunigungen $\vec{a}_{0i,B}$ und $\vec{\alpha}_{0i,B}$ ergeben sich aus der Differenzierung des Geschwindigkeitsvektors im Inertialsystem nach Formel A.13.

$$\begin{aligned} \vec{a}_{0i,B} &= A_{0B}^T \left[\frac{\partial}{\partial t} (A_{0B} \vec{v}_{0i,B}) \right] \\ &= \dot{\vec{v}}_{0B,B} + \vec{\omega}_{0B,B} \times \vec{r}_{Bi,B} + \dot{\vec{v}}_{Bi,B} + \vec{\omega}_{0B,B} \times \vec{v}_{Bi,B} + \vec{\omega}_{0B,B} \times \vec{v}_{0i,B} \\ \vec{\alpha}_{0i,B} &= A_{0B}^T \left[\frac{\partial}{\partial t} (A_{0B} \vec{\omega}_{0i,B}) \right] \\ &= \dot{\vec{\omega}}_{0B,B} + \vec{\omega}_{0B,B} \times \vec{\omega}_{0i,B} + \dot{\vec{\omega}}_{Bi,B} \quad \text{mit} \quad i \in \{B, 1, 2, 3, 4\} \end{aligned} \quad (\text{A.13})$$

Anhand Formel A.13 werden neben den direkten Beschleunigungen auch die Restbeschleunigungen als Kreuzprodukte ersichtlich. Zur Identifikation der Restbeschleunigungen müssen gemäß Formel A.12 die Körperbeschleunigungen um die direkten Beschleunigungen reduziert werden. Diese direkten Beschleunigungen folgen aus Formel A.14:

$$\vec{a}_{0i,B}^D = \sum_{j=1}^{30} \frac{\partial \vec{v}_{0i,B}}{\partial \dot{q}_j} \dot{q}_j \quad \text{und} \quad \vec{\alpha}_{0i,B}^D = \sum_{j=1}^{30} \frac{\partial \vec{\omega}_{0i,B}}{\partial \dot{q}_j} \dot{q}_j \quad \text{mit} \quad i \in \{B, 1, 2, 3, 4\} \quad (\text{A.14})$$

Damit sind die Elemente zur Bildung des Differenzialgleichungssystem nach Formel A.1 vollständig definiert. Das Differenzialgleichungssystem berechnet nun auf Basis der wirkenden externen Kräfte die Beschleunigungen der Einzelkörper und des Gesamtsystems. Aufgrund des Umfangs der analytischen Formulierung wird an dieser Stelle auf eine explizite Ausformulierung des Differenzialgleichungssystems verzichtet. Da die Kenntnis des externen Kräfte und Momente unabdingbar für die Aufstellung des Gleichungssystems ist, sollen diese nachfolgend näher beschrieben werden.

Zur Berechnung der Reifenkräfte ist es notwendig, die Längsgeschwindigkeiten im Radmittelpunkt, die Lateralgeschwindigkeiten im Radaufstandspunkt sowie die Einfederung- und Einfederungsgeschwindigkeit zu kalkulieren. Diese sollen nachfolgend hergeleitet werden. Vernachlässigt wird hierbei die Reifenaufstandspunktquerverschiebung, da diese bereits im Reifenmodell über die Reifeneinlauflänge integriert ist. Zunächst wird in Formel A.15 die Position der ungefederten Massen bezüglich des Inertialsystems beschrieben.

$$\vec{r}_{0i,0} = \vec{r}_{0B,0} + \mathbf{A}_{0B} \vec{r}_{Bi,B} \quad (\text{A.15})$$

Die Position des individuellen Rades ergibt sich dabei aus der Position des Bezugssystems $\vec{r}_{0B,0}$ im Inertialsystem sowie den um die Drehmatrix \mathbf{A}_{0B} korrigierte relative Position der ungefederten Massen bezüglich des Bezugssystems. Die Drehmatrix vom Inertialsystem zum Bezugssystem ergibt sich nach Formel A.16 aus dem Aufbauwankwinkel ϕ_A , dem Aufbaunickwinkel θ_A und dem Aufbaugierwinkel ψ_A .

$$\mathbf{A}_{0B} = \begin{bmatrix} \cos(\psi_A) & \sin(\psi_A) & 0 \\ -\sin(\psi_A) & \cos(\psi_A) & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \cos(\theta_A) & 0 & -\sin(\theta_A) \\ 0 & 1 & 0 \\ \sin(\theta_A) & 0 & \cos(\theta_A) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos(\phi_A) & \sin(\phi_A) \\ 0 & -\sin(\phi_A) & \cos(\phi_A) \end{bmatrix} \quad (\text{A.16})$$

Die Geschwindigkeit der ungefederten Massen im Inertialsystem folgt aus der zeitlichen Differenziation der Formel A.15 zu Formel A.17:

$$\vec{v}_{0i,0} = \frac{\partial \vec{r}_{0i,0}}{\partial t} = \vec{v}_{0B,0} + \omega_{0B,0} \times \vec{r}_{Bi,0} + \mathbf{A}_{0B} \dot{\vec{r}}_{Bi,B} \quad (\text{A.17})$$

Da die Längsgeschwindigkeit des Radmittelpunktes v_{Li} im Koordinatensystem des Reifens dargestellt werden soll, ist es notwendig die Geschwindigkeit mithilfe des Längsrichtungsvektor $\vec{e}_{Li,0}$ nach Formel A.18 zu korrigieren.

$$v_{Li} = \vec{e}_{Li,0}^T \vec{v}_{0i,0} \quad (\text{A.18})$$

Die Orientierung des Rades ist durch die Raddrehachse eindeutig definiert. Die Raddrehachse kann dabei durch die Drehmatrix \mathbf{A}_{0i} des individuellen Rades gegenüber dem Aufbau definiert werden. Der Längsrichtungsvektor ergibt sich nun aus der Orientierung der Raddrehachse $\vec{e}_{yRi,0}$ sowie dem Normalvektor auf die Straße $\vec{e}_{Ni,0}$ zu Formel A.19 [Ril07].

$$\vec{e}_{Li,0} = \frac{\vec{e}_{yRi,0} \times \vec{e}_{Ni,0}}{|\vec{e}_{yRi,0} \times \vec{e}_{Ni,0}|} \quad \text{mit} \quad \vec{e}_{yRi,0} = \mathbf{A}_{0i} \begin{bmatrix} 0 \\ 1 \\ 0 \end{bmatrix} \quad \text{und} \quad \vec{e}_{Ni,0} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix} \quad (\text{A.19})$$

Die Quergeschwindigkeit im Radaufstandspunkt v_{Qi} folgt aus den Geschwindigkeitsanteilen der ungefederten Masse durch dessen Translation und Rotation. Zusätzlich wirkt die Einfederungsgeschwindigkeit \dot{z}_R des Reifens sowie der Hebelarm von Radmittelpunkt zu

Reifenkontaktpunkt $\vec{r}_{MPi,0}$ in die Bilanzierung ein. Es ergibt sich Formel A.20.

$$v_{Qi} = \vec{e}_{Qi,0}^T (\vec{v}_{0i,0} + \vec{r}_{MPi,0} \times \mathbf{A}_{0i} \vec{\omega}_{0i,0} + \dot{z}_R \vec{e}_{zRi,0}) \quad \text{mit} \quad \vec{e}_{zRi,0} = \frac{\vec{e}_{Li,0} \times \vec{e}_{yRi,0}}{|\vec{e}_{Li,0} \times \vec{e}_{yRi,0}|} \quad (\text{A.20})$$

Der Richtungsvektor in Reifenquerrichtung $\vec{e}_{Qi,0}$ ergibt sich als senkrechter Vektor auf den Längsrichtungsvektor $\vec{e}_{Li,0}$ und den Normalenvektor $\vec{e}_{Ni,0}$ nach Formel A.21:

$$\vec{e}_{Qi,0} = \vec{e}_{Li,0} \times \vec{e}_{Ni,0} \quad (\text{A.21})$$

Der Hebelarm von Radmittelpunkt zur Reifenkontaktpunkt folgt vereinfacht bezüglich des Radmittelpunkts aus der Position der ungefederten Masse $\vec{r}_{0i,0}$ sowie der Fahrbahnhöhe $h_{0i,0}$ nach Formel A.22 [Ril07].

$$\vec{r}_{MPi,0} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ h_{0i,0} \end{bmatrix} - \vec{r}_{0i,0} \quad (\text{A.22})$$

Der Schräglaufwinkel im Radaufstandspunkt ergibt sich nun nach Formel A.23 aus der Quergeschwindigkeit im individuellen Radaufstandspunkt und der Längsgeschwindigkeit im Radmittelpunkt.

$$\tan \alpha_{i,0} = \frac{v_{Si}}{v_{Li}} \quad \text{mit} \quad i \in \{1, 2, 3, 4\} \quad (\text{A.23})$$

Auf Basis dieses Schräglaufwinkels bildet der Reifen nach Formel 3.26 Seitenkräfte. Neben dem Schräglaufwinkel ist gemäß Formel 3.26 die Kenntnis des aktuellen Sturzwinkels des Reifens gegenüber der Fahrbahn notwendig. Dieser ergibt sich als Winkel zwischen der Fahrbahnnormalen $\vec{e}_{Ni,0}$ und der Raddrehachse $\vec{e}_{yRi,0}$ zu Formel A.24 [Ril07].

$$\sin \gamma_{i,0} = \vec{e}_{yRi,0}^T \vec{e}_{Ni,0} \quad \text{mit} \quad i \in \{1, 2, 3, 4\} \quad (\text{A.24})$$

Zur Berechnung der vertikalen Reifenkräfte ist die Einfederung $z_{R,0}$ bzw. Einfederungsgeschwindigkeit $\dot{z}_{R,0}$ des Reifens notwendig. Die Reifeneinfederung ergibt sich dabei nach Formel A.25 aus dem statischen Reifenhalmmesser r_s sowie dem Hebelarm von Radmittelpunkt zur Reifenkontaktpunkt $\vec{r}_{MPi,0}$.

$$z_{R,0} = r_s - |\vec{r}_{MPi,0}| \quad (\text{A.25})$$

Die Einfederungsgeschwindigkeit $\dot{z}_{R,0}$ folgt anschließend als zeitliche Differenzierung von Formel A.25. Auf Basis der vorangegangenen Beschreibungen ist es nun möglich, die auf das System einwirkenden Reifenkräfte zu berechnen.

A.5. HERLEITUNG DER VERWENDETEN SIMULATIONSMODELLE

Auf Basis der in Kapitel 4 erarbeiteten analytisch-physikalischen Zusammenhänge für das querdynamische und das längs- bzw. vertikaldynamische Einfachmodell ist es in diesem Abschnitt das Ziel, die vollständigen Differenzialgleichungen der Simulationsmodelle nach Kapitel 4 aufzustellen. Mithilfe der Differenzialgleichungen können die Simulationsmodelle anschließend simuliert werden.

A.5.1. EINFACHMODELL ZUR BESCHREIBUNG DER QUERDYNAMIK

Zur Herleitung des Einfachmodells zur Beschreibung der Querdynamik werden nachfolgend die individuellen Eigenschaften der Räder zu einem Gesamtachsverhalten zusammengefasst. Dabei gelten folgende Randbedingungen:

- Die Massen der ungefederten Massen werden entsprechend $m_v = m_1 + m_2$ und $m_h = m_3 + m_4$ zu einer ungefederten Gesamtmasse jeweils für Vorder- und Hinterachse zusammengefasst.
- Die konstante longitudinale Lage der Räder wird durch die Abstände $x_{1,k} = x_{2,k} = l_v$ und $x_{3,k} = x_{4,k} = -l_h$ zum Aufbauschwerpunkt beschrieben.
- Die konstante laterale Lage der Räder wird durch jeweils die halbe Spurweite nach $y_{1,k} = \frac{1}{2}b_v$, $y_{2,k} = -\frac{1}{2}b_v$, $y_{3,k} = \frac{1}{2}b_h$, $y_{4,k} = -\frac{1}{2}b_h$ definiert.
- Die konstante vertikale Lage der Räder relativ zum Aufbau wird durch die Schwerpunkthöhe des Aufbaus sowie durch den statischen Radhalbmesser durch $z_{1,k} = z_{2,k} = -z_{SP} + r_{sv}$ und $z_{3,k} = z_{4,k} = -z_{SP} + r_{sh}$ beschrieben. Diese Größen werden entsprechend Kapitel 4.1 ausschließlich für die Berechnung der konstanten Trägheitsmatrix verwendet.
- Die vertikale Bewegung der Räder relativ zum Aufbau wird durch einen Wankwinkel der ungefederten Massen $\phi_{v,h}$ beschrieben. Es gilt dabei $z_1 = \frac{1}{2}b_v(\phi_v - \phi_A)$, $z_2 = -\frac{1}{2}b_v(\phi_v - \phi_A)$, $z_3 = \frac{1}{2}b_h(\phi_h - \phi_A)$, $z_4 = -\frac{1}{2}b_h(\phi_h - \phi_A)$.
- Die Fahrbahnwankanregung findet symmetrisch zwischen linkem und rechtem Rad statt. Es gilt: $h_1 = \frac{1}{2}b_v\phi_{hv}$, $h_2 = -\frac{1}{2}b_v\phi_{hv}$, $h_3 = \frac{1}{2}b_h\phi_{hh}$, $h_4 = -\frac{1}{2}b_h\phi_{hh}$.
- Die Seitenkräfte der Räder einer Achse können nach $F_{yRv} = F_{yR1} + F_{yR2}$ und $F_{yRh} = F_{yR3} + F_{yR4}$ zusammengefasst werden. Die Achsreifenrückstellmomente ergeben sich durch den gleichen Nachlauf an beiden Rädern zu $M_{zRv} = F_{yRv}n_{Rv}$ bzw. $M_{zRh} = F_{yRh}n_{Rh}$.

Auf Basis dieser Randbedingungen werden nachfolgend die beschreibenden Differenzialgleichungen des Einfachmodells definiert. Begonnen werden soll dazu mit der Kräftebilanz des Aufbaus in lateraler Richtung (y) nach Formel 4.2. Durch Integration der Randbedingungen ergibt sich die erste Differenzialgleichung für die laterale Bewegung des Einfachmodells nach Formel A.26.

$$\begin{aligned} (\ddot{y}_A + \dot{\psi}_A v_x) (m_v + m_h + m_A) + \ddot{\psi}_A (m_v l_v - m_h l_h) + \ddot{\phi}_A (m_v z_v + m_h z_h) \\ = F_{yRv} + F_{yRh} \quad \text{mit} \quad z_{v,h} = z_{SP} - r_{sv,h} \end{aligned} \quad (\text{A.26})$$

Die zweite Differenzialgleichung des Einfachmodells zur Beschreibung der Querdynamik folgt aus der Momentenbilanz um die Hochachse (z) nach Formel 4.3. Durch Einsetzen der Randbedingungen ergibt sich die Differenzialgleichung zu Formel A.27.

$$\begin{aligned}
\ddot{\psi}_A \left[J_{zzA} + m_v \left(l_v^2 + \frac{1}{4} b_v^2 \right) + m_h \left(l_h^2 + \frac{1}{4} b_h^2 \right) \right] + \left(\ddot{y}_A + \dot{\psi}_A v_x \right) (m_v l_v - m_h l_h) \\
+ \ddot{\phi}_A (m_v l_v z_v - m_h l_h z_h) = F_{yRv} (l_v - n_{Rv}) - F_{yRh} (l_h + n_{Rh}) \\
\text{mit } z_{v,h} = z_{SP} - r_{sv,h}
\end{aligned} \tag{A.27}$$

Im nächsten Schritt ist es notwendig die Momentenbilanz des Aufbaus um die Längsachse (x) nach Formel 4.4 entsprechend der Randbedingungen umzuformen. Dazu zeigt zunächst Formel A.28 die sich aus Formel 3.28, Formel 4.11 und den Randbedingungen ergebenden Reifenvertikalkräfte der einzelnen Reifen.

$$\begin{aligned}
F_{zR1} &= c_{zRv} \frac{b_v}{2} (-\phi_v + \phi_{hv}) + d_{zRv} \frac{b_v}{2} (-\dot{\phi}_v + \dot{\phi}_{hv}) \\
F_{zR2} &= c_{zRv} \frac{b_v}{2} (+\phi_v - \phi_{hv}) + d_{zRv} \frac{b_v}{2} (+\dot{\phi}_v - \dot{\phi}_{hv}) \\
F_{zR3} &= c_{zRh} \frac{b_h}{2} (-\phi_h + \phi_{hh}) + d_{zRh} \frac{b_h}{2} (-\dot{\phi}_h + \dot{\phi}_{hh}) \\
F_{zR4} &= c_{zRh} \frac{b_h}{2} (+\phi_h - \phi_{hh}) + d_{zRh} \frac{b_h}{2} (+\dot{\phi}_h - \dot{\phi}_{hh})
\end{aligned} \tag{A.28}$$

Die Momentenbilanz des Aufbaus um die Längsachse (x) kann durch die Randbedingungen und mithilfe der Reifenvertikalkräfte in Formel A.28 aufgestellt werden. Es ergibt sich die dritte Differenzialgleichung des Systems zu Formel A.29.

$$\begin{aligned}
\ddot{\phi}_A [J_{xxA} + m_v z_v^2 + m_h z_h^2] + \left(\ddot{y}_A + \dot{\psi}_A v_x \right) [m_v z_v + m_h z_h] \\
+ \ddot{\psi}_A [m_v l_v z_v - m_h l_h z_h] + \frac{1}{4} m_v b_v^2 \ddot{\phi}_{uMv} + \frac{1}{4} m_h b_h^2 \ddot{\phi}_{uMh} \\
+ \frac{1}{4} d_{zRv} b_v^2 \dot{\phi}_{uMv} + \frac{1}{4} d_{zRh} b_h^2 \dot{\phi}_{uMh} + \frac{1}{4} c_{zRv} b_v^2 \phi_{uMv} + \frac{1}{4} c_{zRh} b_h^2 \phi_{uMh} \\
= (F_{yRv} + F_{yRh}) z_{SP} + \frac{1}{4} d_{zRv} b_v^2 \dot{\phi}_{Hv} + \frac{1}{4} d_{zRh} b_h^2 \dot{\phi}_{Hh} + \frac{1}{4} c_{zRv} b_v^2 \phi_{Hv} + \frac{1}{4} c_{zRh} b_h^2 \phi_{Hh} \\
\text{mit } z_{v,h} = z_{SP} - r_{sv,h}
\end{aligned} \tag{A.29}$$

Nach der Definition der Wankdifferenzialgleichung des Aufbaus folgt die Bestimmung der Differenzialgleichungen der ungefederten Massen. Diese ergeben sich aus Formel 4.5 als Zusammenfassung beider Radseiten zu Formel A.30.

$$m_v \frac{b_v}{2} \ddot{\phi}_v = (F_{zR1} - F_{zR2}) - (F_{zFW1} - F_{zFW2}) \tag{A.30}$$

Zur Berechnung der Differenzialgleichung ist es notwendig neben den Reifenvertikalkräften nach Formel A.28 ebenfalls die vertikalen Fahrwerkskräfte zu integrieren. Diese ergeben sich aus Formel 4.8 unter Beachtung der Randbedingungen sowie der Ersatzvariablen nach Kapitel A.6 zu Formel A.31.

$$\begin{aligned}
F_{zFW1} - F_{zFW2} = & -i_{zv}c_{\phi v}y_{ZS} - d_{zzv}i_{zv}\dot{y}_{ZS} + d_{zzv}b_v(\dot{\phi}_v - \dot{\phi}_A) - i_{FzMzv}n_{Rv}F_{yRv} \\
& + c_{\phi v}b_v(\phi_v - \phi_A) - \tan \eta_v \left[F_{yRv} - m_v \left(\ddot{y}_A + \ddot{\psi}_A l_v + \ddot{\phi}_A z_v + \dot{\psi}_A v_x \right) \right] \quad (A.31) \\
& \text{mit } z_v = z_{SP} - r_{sv}
\end{aligned}$$

Durch Einsetzen von Formel A.31 und Formel A.28 in Formel A.30 ergibt sich die vierte Differenzialgleichung des Systems zur Beschreibung des Wankverhaltens der Vorderachse nach Formel A.32.

$$\begin{aligned}
& \ddot{\phi}_v \frac{b_v}{2} m_v + \left(\frac{1}{2} d_{zRv} + d_{zzv} \right) b_v \dot{\phi}_v + \left(\frac{1}{2} c_{zRv} + c_{\phi v} \right) b_v \phi_v = \\
& + \tan \eta_v \left[F_{yRv} - m_v \left(\ddot{y}_A + \ddot{\psi}_A l_v + \ddot{\phi}_A z_v + \dot{\psi}_A v_x \right) \right] + d_{zzv} b_v \dot{\phi}_A + c_{\phi v} b_v \phi_A \quad (A.32) \\
& + i_{FzMzv} n_{Rv} F_{yRv} + \frac{1}{2} c_{zRv} b_v \phi_{hv} + \frac{1}{2} d_{zRv} b_v \dot{\phi}_{hv} + c_{\phi v} i_{zv} y_{ZS} + d_{zzv} i_{zv} \dot{y}_{ZS} \\
& \text{mit } z_v = z_{SP} - r_{sv}
\end{aligned}$$

Analog zur Herleitung der Differenzialgleichung der Vorderachse folgt nach Zusammenfassung beider Radseiten aus Formel 4.5 die Differenzialgleichungen der Hinterachse zu Formel A.33.

$$m_h \frac{b_h}{2} \ddot{\phi}_h = (F_{zR3} - F_{zR4}) - (F_{zFW3} - F_{zFW4}) \quad (A.33)$$

Auch an dieser Stelle sind zur Bildung der Differenzialgleichungen sowohl die Reifenvertikalkräfte als auch die vertikalen Fahrwerkskräfte notwendig. Diese ergeben sich in Analogie zur Vorderachse nach Formel A.34.

$$\begin{aligned}
F_{zFW3} - F_{zFW4} = & +d_{zzh}b_h(\dot{\phi}_h - \dot{\phi}_A) + c_{\phi h}b_h(\phi_h - \phi_A) - i_{FzMzh}n_{Rh}F_{yRh} \\
& - \tan \eta_h \left[F_{yRh} - m_h \left(\ddot{y}_A - \ddot{\psi}_A l_h + \ddot{\phi}_A z_h + \dot{\psi}_A v_x \right) \right] \quad (A.34) \\
& \text{mit } z_h = z_{SP} - r_{sh}
\end{aligned}$$

Somit folgt die fünfte Differenzialgleichung des Systems durch Einsetzen von Formel A.34 und Formel A.28 in Formel A.33 zu Formel A.35.

$$\begin{aligned}
& \ddot{\phi}_h \frac{b_h}{2} m_h + \left(\frac{1}{2} d_{zRh} + d_{zzh} \right) b_h \dot{\phi}_h + \left(\frac{1}{2} c_{zRh} + c_{\phi h} \right) b_h \phi_h = \\
& + \tan \eta_h \left[F_{yRh} - m_h \left(\ddot{y}_A - \ddot{\psi}_A l_h + \ddot{\phi}_A z_h + \dot{\psi}_A v_x \right) \right] + d_{zzh} b_h \dot{\phi}_A + c_{\phi h} b_h \phi_A \quad (A.35) \\
& + i_{FzMzh} n_{Rh} F_{yRh} + \frac{1}{2} c_{zRh} b_h \phi_{hh} + \frac{1}{2} d_{zRh} b_h \dot{\phi}_{hh} \\
& \text{mit } z_h = z_{SP} - r_{sh}
\end{aligned}$$

Im nächsten Schritt ist es notwendig, die Differenzialgleichungen für die lateralen Bewegungen der Achsen zu definieren. Diese ergeben sich durch Einsetzen von Formel 4.12 und Formel 4.15 in Formel 3.27 zu Formel A.36. (Mit $v_x \approx \dot{x}_i + \dot{x}_A - \dot{\psi}_A y_{i,k} + \dot{\theta}_A z_{i,k}$ und den oben genannten Randbedingungen.)

$$F_{yRv} + \frac{\sigma_{Rv}}{v_x} \dot{F}_{yRv} = c_{\alpha Rv} \left(\delta_v - \frac{\dot{y}_A}{v_x} - \frac{\dot{\psi}_A l_v}{v_x} - \frac{\dot{\phi}_A z_{SP}}{v_x} - \frac{\dot{y}_v}{v_x} - \frac{\dot{\gamma}_v r_{sv}}{v_x} \right) + c_{\gamma Rv} (\phi_A + \gamma_v) \quad (A.36)$$

Anhand Formel A.36 wird ersichtlich, dass zur Aufstellung der Differenzialgleichung zur Beschreibung der lateralen Achsbewegung der Spurwinkel δ_v , der Sturzwinkel γ_v sowie die Querverschiebungsgeschwindigkeit \dot{y}_v und die Sturzwinkelgeschwindigkeit $\dot{\gamma}_v$ notwendig sind. Der Spurwinkel des Rades ergibt sich auf Basis Formel 4.13 für die Zusammenfassung beider Räder sowie auf Basis von Formel A.31 und den Substitutionen in Kapitel A.6 zu Formel A.37 bei Vernachlässigung der Seitenkraftreduktion durch die ungefederten Massen.

$$\delta_v = \frac{1}{i_{\delta^*}} y_{ZS} + \frac{1}{i_{\delta\phi}} (\phi_v - \phi_A) + \left(\frac{1}{c_{\delta F_{y,Di}}} + \frac{1}{c_{\delta F_{y,In}}} + \frac{n_v}{c_{\delta M_{z,Di}}} + \frac{n_v}{c_{\delta M_{z,In}}} \right) F_{yRv} \quad (A.37)$$

In Analogie zur Definition des Spurwinkels ergibt sich der Sturzwinkel der Vorderachse auf Basis von Formel 4.14 sowie Formel A.31 und den Substitutionen in Kapitel A.6 zu Formel A.38 bei Vernachlässigung der Seitenkraftreduktion durch die ungefederten Massen.

$$\gamma_v = \frac{1}{i_{\gamma^*}} y_{ZS} + \frac{1}{i_{\gamma\phi}} (\phi_v - \phi_A) + \left(\frac{1}{c_{\gamma F_{y,Di}}} + \frac{1}{c_{\gamma F_{y,In}}} + \frac{n_v}{c_{\gamma M_{z,Di}}} + \frac{n_v}{c_{\gamma M_{z,In}}} \right) F_{yRv} \quad (A.38)$$

Die Definition der Querverschiebung der Vorderachse folgt auf Basis von Formel 4.16 sowie Formel A.31 und den Substitutionen in Kapitel A.6 zu Formel A.39 bei Vernachlässigung der Seitenkraftreduktion durch die ungefederten Massen.

$$y_v = \frac{1}{i_{y^*}} y_{ZS} + \frac{1}{i_{y\phi}} (\phi_v - \phi_A) + \left(\frac{1}{c_{y F_{y,Di}}} + \frac{1}{c_{y F_{y,In}}} + \frac{n_v}{c_{y M_{z,Di}}} + \frac{n_v}{c_{y M_{z,In}}} \right) F_{yRv} \quad (A.39)$$

Die Sturzggeschwindigkeit folgt als zeitliche Differenzierung von Formel A.38 zu Formel A.40.

$$\dot{\gamma}_v = \frac{1}{i_{\gamma^*}} \dot{y}_{ZS} + \frac{1}{i_{\gamma\phi}} (\dot{\phi}_v - \dot{\phi}_A) + \left(\frac{1}{c_{\gamma F_{y,Di}}} + \frac{1}{c_{\gamma F_{y,In}}} + \frac{n_v}{c_{\gamma M_{z,Di}}} + \frac{n_v}{c_{\gamma M_{z,In}}} \right) \dot{F}_{yRv} \quad (A.40)$$

Analog zur Sturzggeschwindigkeit folgt die Querverschiebungsgeschwindigkeit durch die zeitliche Differenzierung von Formel A.39 zu Formel A.41.

$$\dot{y}_v = \frac{1}{i_{y^*}} \dot{y}_{ZS} + \frac{1}{i_{y\phi}} (\dot{\phi}_v - \dot{\phi}_A) + \left(\frac{1}{c_{y F_{y,Di}}} + \frac{1}{c_{y F_{y,In}}} + \frac{n_v}{c_{y M_{z,Di}}} + \frac{n_v}{c_{y M_{z,In}}} \right) \dot{F}_{yRv} \quad (A.41)$$

Auf Basis der vorangegangenen Formulierungen kann die Differenzialgleichung zur Beschreibung der lateralen Vorderachskraft aufgestellt werden. Dazu werden die Formeln A.37 bis A.41 in Formel A.36 eingesetzt. Es ergibt sich die sechste Differenzialgleichung nach der Zusammenfassung der zeitinvarianten Terme zu den effektiven Achscharakteristika nach Formel A.42.

$$\begin{aligned}
F_{yRv} + \frac{\sigma_{\alpha Av}}{v_x} \dot{F}_{yRv} &= (c_{\alpha Av} + c_{\delta Av}) \frac{\dot{\delta}_H}{i_L} + \frac{d_{\delta Av}}{v_x} \frac{\dot{\delta}_H}{i_L} - c_{\alpha Av} \frac{\dot{y}_A}{v_x} - c_{\alpha Av} \frac{\dot{\psi}_A l_v}{v_x} \\
&\quad - c_{\alpha Av} \frac{\dot{\phi}_A z_{SP}}{v_x} + c_{\alpha Av} \frac{\dot{\phi}_v h_{WPv}}{v_x} + c_{\gamma Av} \phi_A + c_{\phi Av} \phi_v + \frac{d_{\phi Av}}{v_x} \dot{\phi}_v \\
&\quad \text{mit } \phi_v = \phi_A - \phi_{uMv}
\end{aligned} \tag{A.42}$$

In Analogie zur Herleitung der Differentialgleichung zur Beschreibung der Vorderachsseitenkräfte ergibt sich die Differentialgleichung zur Beschreibung der Hinterachsseitenkräfte nach Formel A.43.

$$\begin{aligned}
F_{yRh} + \frac{\sigma_{\alpha Ah}}{v_x} \dot{F}_{yRh} &= -c_{\alpha Ah} \frac{\dot{y}_A}{v_x} + c_{\alpha Ah} \frac{\dot{\psi}_A l_h}{v_x} - c_{\alpha Ah} \frac{\dot{\phi}_A z_{SP}}{v_x} \\
&\quad + c_{\alpha Ah} \frac{\dot{\phi}_h h_{WPh}}{v_x} + c_{\gamma Ah} \phi_A + c_{\phi Ah} \phi_h + \frac{d_{\phi Ah}}{v_x} \dot{\phi}_h \\
&\quad \text{mit } \phi_h = \phi_A - \phi_{uMh}
\end{aligned} \tag{A.43}$$

Auf Basis dieser sieben Differentialgleichungen ist es nun möglich, das Einfachmodell zur Beschreibung der Querdynamik wie es in dieser Arbeit Anwendung findet im Zustandsraum zu bilden.

A.5.2. EINFACHMODELL ZUR BESCHREIBUNG DER LÄNGS- UND VERTIKALDYNAMIK

In Analogie zur Herleitung der Differentialgleichungen des querdynamischen Modells werden nachfolgend die Differentialgleichungen für das Einfachmodell zur Beschreibung der Längs- und Vertikaldynamik formuliert. Diese ergeben sich durch Einsetzen der geometrischen Eigenschaften sowie durch das Zusammenfassen der individuellen Räder. Dabei ist es auch im Fahrkomfortmodell das Ziel, Massen, Geometrien sowie Kräfte bzw. Momente gesamthaft für Vorder- und Hinterachse zu beschreiben. Dabei gelten folgende Randbedingungen:

- Die Massen der ungefederten Massen werden entsprechend $m_v = m_1 + m_2$ und $m_h = m_3 + m_4$ zu einer ungefederten Gesamtmasse der Vorder- und Hinterachse zusammengefasst.
- Die konstante longitudinale Lage der Räder wird durch den Abstand $x_{1,k} = x_{2,k} = l_v$ und $x_{3,k} = x_{4,k} = -l_h$ zum Aufbauschwerpunkt beschrieben.
- Die konstante laterale Lage der Räder wird durch die halbe Spurweite nach $y_{1,k} = \frac{1}{2}b_v$, $y_{2,k} = -\frac{1}{2}b_v$, $y_{3,k} = \frac{1}{2}b_h$, $y_{4,k} = -\frac{1}{2}b_h$ definiert.
- Die konstante vertikale Lage der Räder wird durch die Schwerpunkthöhe des Aufbaus sowie durch die statischen Radhalbmesser durch $z_{1,k} = z_{2,k} = -z_{SP} + r_{sv}$ und $z_{3,k} = z_{4,k} = -z_{SP} + r_{sh}$ beschrieben. Diese Größen werden entsprechend Kapitel 4.1 ausschließlich für die Berechnung der konstanten Trägheitsmatrix verwendet.
- Die Seitenkräfte der Räder einer Achse können nach $F_{yRv} = F_{yR1} + F_{yR2}$ und $F_{yRh} = F_{yR3} + F_{yR4}$ zusammengefasst werden. Die Reifenrückstellmomente der Achse ergeben sich durch den gleichen Nachlauf an beiden Rädern zu $M_{zRv} = F_{yRv} n_{Rv}$ bzw. $M_{zRh} = F_{yRh} n_{Rh}$. Analog dazu können die Längskräfte einer Achse nach $F_{xRv} = F_{xR1} + F_{xR2}$ und $F_{xRh} = F_{xR3} + F_{xR4}$ zusammengefasst werden. Die Reifenspinmoment der Achse

ergeben sich durch den gleichen statischen Radhalbmesser an beiden Rädern zu $M_{yRv} = F_{xRv}r_{sv}$ bzw. $M_{yRh} = F_{xRh}r_{sh}$.

- Es wird die vertikale Bewegung der Räder relativ zum Aufbau durch eine gemeinsame Vertikalbewegung der ungefederten Massen verknüpft. Es gilt dabei $z_1 = z_2 = z_v - z_A + \theta_A l_v$ und $z_3 = z_4 = z_h - z_A - \theta_A l_h$.
- Die vertikale Anregung durch die Fahrbahn findet für beide Radaufstandspunkte der ungefederten Massen einer Achse gleich statt. Es gilt $h_1 = h_2 = h_v$ und $h_3 = h_4 = h_h$.

Nachfolgend werden auf Basis dieser Randbedingungen die benötigten Differenzialgleichungen des Einfachmodells zur Beschreibung der Längs- und Vertikaldynamik hergeleitet. Begonnen wird dazu mit der vertikalen Differenzialgleichung die sich aus Formel 4.19 mit den Randbedingungen zu Formel A.44 ergibt.

$$\ddot{z}_A m_A + m_v \ddot{z}_v + m_h \ddot{z}_h + d_v \dot{z}_v + d_h \dot{z}_h + c_v z_v + c_h z_h = d_v \dot{h}_v + d_h \dot{h}_h + c_v h_v + c_h h_h \quad (\text{A.44})$$

Die zweite Differenzialgleichung des Einfachmodells folgt aus der Kräftebilanz in longitudinaler Richtung (x) nach Formel 4.20 und den Randbedingungen zu Formel A.45.

$$\ddot{x}_A (m_v + m_h + m_A) + \ddot{\theta}_A [m_v (r_{sv} - z_{SP}) + m_h (r_{sh} - z_{SP})] = F_{xRv} + F_{xRh} \quad (\text{A.45})$$

Im nächsten Schritt ist es notwendig die Momentenbilanz um die Querachse (y) aus Formel 4.21 entsprechend der Randbedingungen zu vereinfachen. Dazu ist die Kenntnis der Reifenvertikalkräfte der einzelnen Räder notwendig. Diese ergeben sich auf Basis von Formel 3.28 und Formel 4.27 zu Formel A.46.

$$\begin{aligned} F_{zR1} &= c_{zRv} (-z_v + h_v) + d_{zRv} (-\dot{z}_v + \dot{h}_v) \\ F_{zR2} &= c_{zRv} (-z_v + h_v) + d_{zRv} (-\dot{z}_v + \dot{h}_v) \\ F_{zR3} &= c_{zRh} (-z_h + h_h) + d_{zRh} (-\dot{z}_h + \dot{h}_h) \\ F_{zR4} &= c_{zRh} (-z_h + h_h) + d_{zRh} (-\dot{z}_h + \dot{h}_h) \end{aligned} \quad (\text{A.46})$$

Die Differenzialgleichung zur Beschreibung des Nickverhaltens ergibt sich mithilfe von Formel A.46, Formel 4.21 und den Randbedingungen zu Formel A.47.

$$\begin{aligned} & \left(J_{yyA} + m_v (r_{sv} - z_{SP})^2 + m_h (r_{sh} - z_{SP})^2 \right) \ddot{\theta}_A + \ddot{x}_A [m_v (r_{sv} - z_{SP}) + m_h (r_{sh} - z_{SP})] \\ & - m_v l_v \ddot{z}_v + m_h l_h \ddot{z}_h = -F_{xRv} z_{SP} - F_{xRh} z_{SP} \\ & - \left(c_{zRv} h_v - c_{zRv} z_v + d_{zRv} \dot{h}_v - d_{zRv} \dot{z}_v \right) l_v + \left(c_{zRh} h_h - c_{zRh} z_h + d_{zRh} \dot{h}_h - d_{zRh} \dot{z}_h \right) l_h \end{aligned} \quad (\text{A.47})$$

Nach der Definition der Differenzialgleichung des Aufbaus folgt in Analogie zum querdynamischen Einfachmodell die Ableitung der Kräftebilanz der ungefederten Massen in vertikaler Richtung (z). Diese ergeben sich durch Zusammenfassung beider Radseiten aus Formel 4.22 zu Formel A.48.

$$m_v \ddot{z}_v = (F_{zR1} + F_{zR2}) - (F_{zFW1} + F_{zFW2}) \quad (\text{A.48})$$

Neben den vertikalen Reifenkräften werden zur Bestimmung der Differentialgleichung der ungefederten Massen die vertikalen Fahrwerkskräfte benötigt. Diese ergeben sich aus Formel 4.23, aus den Substitutionen nach Kapitel A.6 und den Randbedingungen zu Formel A.49.

$$F_{zFW1} + F_{zFW2} = + c_{zv} (z_v - z_A + \theta_A l_v) + d_{zzv} (\dot{z}_v - \dot{z}_A + \dot{\theta}_A l_v) - \tan \varepsilon_{v,Bv} \left[F_{xRv} - m_v (\ddot{x}_A + \ddot{\theta}_A (r_{sv} - z_{SP})) \right] - \tan \eta_v F_{yRv} \quad (A.49)$$

Wird Formel A.49 und Formel A.46 in Formel A.48 eingesetzt, ergibt sich die vierte Differentialgleichung des Systems zur Beschreibung der vertikalen Bewegung der ungefederten Massen der Vorderachse nach Formel A.50.

$$m_v \ddot{z}_v + (d_{zRv} + d_{zzv}) \dot{z}_v + (c_{zRv} + c_{zv}) z_v = c_{zRv} h_v + d_{zRv} \dot{h}_v - c_{zv} (-z_A + \theta_A l_v) - d_{zz} (-\dot{z}_A + \dot{\theta}_A l_v) + \tan \varepsilon_{v,Bv} \left[F_{xRv} - m_v (\ddot{x}_A + \ddot{\theta}_A (r_{sv} - z_{SP})) \right] + \tan \eta_v F_{yRv} \quad (A.50)$$

Die fünfte Differentialgleichung folgt aus der Kräftebilanz der ungefederten Massen der Hinterachse in vertikaler Richtung (z). Formel A.51 zeigt die Zusammenfassung für beide Räder auf Basis von Formel 4.22.

$$m_h \ddot{z}_h = (F_{zR3} + F_{zR4}) - (F_{zFW3} + F_{zFW4}) \quad (A.51)$$

In Analogie zur Vorderachse ist zur Aufstellung der Differentialgleichung der Hinterachse die Kenntnis der vertikalen Reifen- und Fahrwerkskräfte notwendig. Die Reifenvertikalkräfte folgen aus Formel A.46. Die vertikalen Fahrwerkskräfte ergeben sich in Analogie zur Vorderachse auf Basis von Formel 4.23, Kapitel A.6 und den Randbedingungen zu Formel A.52.

$$F_{zFW3} + F_{zFW4} = + c_{zh} (z_h - z_A - \theta_A l_h) + d_{zzh} (\dot{z}_h - \dot{z}_A - \dot{\theta}_A l_h) - \tan \varepsilon_{h,Bh} \left[F_{xRh} - m_h (\ddot{x}_A + \ddot{\theta}_A (r_{sh} - z_{SP})) \right] - \tan \eta_h F_{yRh} \quad (A.52)$$

Durch Einsetzen von Formel A.52 und Formel A.46 in Formel A.51 ergibt sich die benötigte fünfte Differentialgleichung des Einfachmodells.

$$m_h \ddot{z}_h + (d_{zRh} + d_{zzh}) \dot{z}_h + (c_{zRh} + c_{zh}) z_h = c_{zRh} h_h + d_{zRh} \dot{h}_h - c_{zh} (-z_A - \theta_A l_h) - d_{zz} (-\dot{z}_A - \dot{\theta}_A l_h) + \tan \varepsilon_{h,Bh} \left[F_{xRh} - m_h (\ddot{x}_A + \ddot{\theta}_A (r_{sh} - z_{SP})) \right] + \tan \eta_h F_{yRh} \quad (A.53)$$

Im nächsten Schritt ist es notwendig die Differentialgleichung zur Beschreibung der lateralen Achskräfte zu definieren. Diese ergeben sich in Analogie zum Querdynamikmodell auf Basis von Formel 3.27 und Formel 4.28 zu Formel A.54.

$$F_{yRv} + \frac{\sigma_{Rv}}{v_x} \dot{F}_{yRv} = c_{\alpha Rv} \left(\delta_v - \frac{\dot{y}_v}{v_x} - \frac{\dot{\gamma}_v r_{sv}}{v_x} \right) + c_{\gamma Rv} \gamma_v \quad (A.54)$$

Zur Berechnung dieser Differentialgleichung ist die Beschreibung des Spurlängens δ_v , des Sturzwinkels γ_v , der Querverschiebung y_v sowie der Sturzwinkelgeschwindigkeit $\dot{\gamma}_v$ und der

Querverschiebungsgeschwindigkeit \dot{y}_v notwendig. Der Spurwinkel der Vorderachse ergibt sich durch Einsetzen von Formel A.49 in Formel 4.29 unter Verwendung der Substitutionen nach Kapitel A.6 und unter Beachtung der Randbedingungen zu Formel A.55.

$$\delta_v = \left(\frac{1}{c_{\delta F_{x,Di}}} \right) F_{xRv} + \left(\frac{1}{c_{\delta F_{y,Di}}} + \frac{1}{c_{\delta F_{y,In}}} + \frac{n_v}{c_{\delta M_{z,Di}}} + \frac{n_v}{c_{\delta M_{z,In}}} \right) F_{yRv} + \left(\frac{1}{c_{\delta M_{y,Di}}} \right) M_{yRv} + \frac{1}{i_{\delta z}} (z_v - z_A + \theta_A l_v) \quad (\text{A.55})$$

In Analogie zum Spurwinkel ergibt sich der Sturzwinkel auf Basis von Formel 4.30 mit Formel A.49, den Substitutionen nach Kapitel A.6 und den Randbedingungen zu Formel A.56.

$$\gamma_v = \left(\frac{1}{c_{\gamma F_{x,Di}}} \right) F_{xRv} + \left(\frac{1}{c_{\gamma F_{y,Di}}} + \frac{1}{c_{\gamma F_{y,In}}} + \frac{n_v}{c_{\gamma M_{z,Di}}} + \frac{n_v}{c_{\gamma M_{z,In}}} \right) F_{yRv} + \left(\frac{1}{c_{\gamma M_{y,Di}}} \right) M_{yRv} + \frac{1}{i_{\gamma z}} (z_v - z_A + \theta_A l_v) \quad (\text{A.56})$$

Zuletzt folgt die Querverschiebung ebenfalls mithilfe von Formel A.49, den Substitutionen nach Kapitel A.6, den Randbedingungen auf Basis von Formel 4.31 zu Formel A.57.

$$y_v = \left(\frac{1}{c_{y F_{x,Di}}} \right) F_{xRv} + \left(\frac{1}{c_{y F_{y,Di}}} + \frac{1}{c_{y F_{y,In}}} + \frac{n_v}{c_{y M_{z,Di}}} + \frac{n_v}{c_{y M_{z,In}}} \right) F_{yRv} + \left(\frac{1}{c_{y M_{y,Di}}} \right) M_{yRv} + \frac{1}{i_{yz}} (z_v - z_A + \theta_A l_v) \quad (\text{A.57})$$

Die Sturzwinkelgeschwindigkeit ergibt sich dann als zeitliche Differenzierung von Formel A.56 zu Formel A.58.

$$\dot{\gamma}_v = \left(\frac{1}{c_{\gamma F_{y,Di}}} + \frac{1}{c_{\gamma F_{y,In}}} + \frac{n_v}{c_{\gamma M_{z,Di}}} + \frac{n_v}{c_{\gamma M_{z,In}}} \right) \dot{F}_{yRv} + \frac{1}{i_{\gamma z}} (\dot{z}_v - \dot{z}_A + \dot{\theta}_A l_v) \quad (\text{A.58})$$

In Analogie zur Sturzwinkelgeschwindigkeit folgt die Querverschiebungsgeschwindigkeit als zeitliche Differenzierung von Formel A.57 zur Formel A.59.

$$\dot{y}_v = \left(\frac{1}{c_{y F_{y,Di}}} + \frac{1}{c_{y F_{y,In}}} + \frac{n_v}{c_{y M_{z,Di}}} + \frac{n_v}{c_{y M_{z,In}}} \right) \dot{F}_{yRv} + \frac{1}{i_{yz}} (\dot{z}_v - \dot{z}_A + \dot{\theta}_A l_v) \quad (\text{A.59})$$

Werden nun die Formeln A.55 bis A.59 in Formel A.54 eingesetzt ergibt sich die sechste Differenzialgleichung des Systems als Kräftebilanz der Vorderachse in lateraler Richtung (y) zu Formel A.60.

$$F_{yRv} + \frac{\sigma_{\alpha Av}}{v_x} \dot{F}_{yRv} = c_{zAv} (z_v - z_A + \theta_A l_v) + \frac{d_{zAv}}{v_x} (\dot{z}_v - \dot{z}_A + \dot{\theta}_A l_v) + i_{AF_{xv}} F_{xRv} + i_{AM_{yv}} M_{yRv} \quad (\text{A.60})$$

In Analogie zur Herleitung der Differenzialgleichung der Vorderachse ergibt sich die Differenzialgleichung zur Beschreibung der lateralen Kräfte der Hinterachse nach Formel A.61.

$$F_{yRh} + \frac{\sigma_{\alpha Ah}}{v_x} \dot{F}_{yRh} = c_{zAh} (z_h - z_A - \theta_A l_h) + \frac{d_{zAh}}{v_x} (\dot{z}_h - \dot{z}_A - \dot{\theta}_A l_h) + i_{AF_{xh}} F_{xRh} + i_{AM_{yh}} M_{yRh} \quad (\text{A.61})$$

Auf Basis dieser sieben Differenzialgleichungen ist es nun möglich, das Einfachmodell zur Beschreibung der Längs- und Vertikaldynamik im Zustandsraum zu bilden.

A.6. ABLEITUNG DER ÜBERSETZUNGEN UND NACHGIEBIGKEITEN

Zur Bildung des Einfachmodells können die individuellen Einträge der Dämpfungs- und Steifigkeitsmatrizen nach Kapitel 3.2 verwendet werden. Im Rahmen der Fahrwerksauslegung haben sich jedoch Ersatzgrößen wie beispielsweise die Wankpolhöhe etabliert, die vorrangig zur Charakterisierung von Achsen herangezogen werden. Nachfolgend erfolgt die Herleitung dieser Ersatzgrößen in Analogie zur Vorgehensweise nach [Ang17] auf Basis der in Kapitel 3.2 erarbeiteten Steifigkeits- \mathbf{C} bzw. Nachgiebigkeitsmatrix \mathbf{N} .

Zur Charakterisierung der Steifigkeitseigenschaften der Achse bei einer gleichmäßigen wechselseitigen Einfederung wird die wechselseitige Steifigkeit c_ϕ verwendet. Diese ergibt sich anhand Formel A.62 aus den individuellen Einträgen der Nachgiebigkeitsmatrix.

$$c_\phi = \frac{\frac{1}{n_{zF_{z,Di}}}}{1 - \frac{n_{zF_{z,In}}}{n_{zF_{z,Di}}}} \quad (\text{A.62})$$

In Analogie zur Beschreibung der wechselseitigen Einfederung wird für die Beschreibung der gleichseitigen Einfederung die gleichseitige Steifigkeit c_z verwendet. Diese ergibt sich anhand Formel A.63 aus den individuellen Einträgen der Nachgiebigkeitsmatrix.

$$c_z = \frac{\frac{1}{n_{zF_{z,Di}}}}{1 + \frac{n_{zF_{z,In}}}{n_{zF_{z,Di}}}} \quad (\text{A.63})$$

Der Querstützwinkel η verknüpft die Lateralkraft mit der Vertikalkraft der Achse. Er ergibt sich als Quotient der Wankpolhöhe h_{WP} und der halben Spurweite b . Der Querstützwinkel folgt anhand Formel A.64 aus den individuellen Einträgen der Nachgiebigkeitsmatrix für einen wechselseitigen Einfederungsversuch.

$$\tan \eta = \frac{2h_{WP}}{b} = c_\phi \left(n_{zF_{yRAP,Di}} - n_{zF_{yRAP,In}} \right) \quad (\text{A.64})$$

Neben der Lateralkraft führt ebenfalls ein Rückstellmoment zu einer Vertikalkraft. Beide Kräfte werden dabei anhand der Rückstellmomentenübersetzung nach Formel A.65 verknüpft.

$$i_{FzMz} = c_\phi \left(n_{zM_{z,Di}} - n_{zM_{z,In}} \right) \quad (\text{A.65})$$

In Analogie zum Querstützwinkel verknüpft der Längsstützwinkel ε die Längskraft mit der Vertikalkraft der Achse. Er ergibt sich anhand Formel A.66 aus den individuellen Einträgen der Nachgiebigkeitsmatrix für eine gleichseitige Einfederung.

$$\tan \varepsilon = c_z n_{zF_{x,Di}} \quad \text{und} \quad \tan \varepsilon_B = c_z \left(n_{zF_{x,Di}} + r_s n_{zM_{y,Di}} \right) \quad (\text{A.66})$$

Die Bestimmung der Übersetzung von Zahnstange zu Spurwinkel, Sturzwinkel und Querverschiebung erfolgt auf dem K&C-Prüfstand nicht kraftfrei sondern bei konstanter Einfederung. Demnach wird unter der Übersetzung von Zahnstange zu Radbewegung nachfolgend die entsprechende Übersetzung bei konstanter Einfederung verstanden. Diese können mithilfe der Nachgiebigkeitsmatrix anhand Formel A.67 berechnet werden.

$$\begin{aligned}\frac{1}{\dot{i}_{\delta^*}} &= i_{\delta} - (n_{\delta F_{z,Di}} - n_{\delta F_{z,In}}) i_z c_{\phi} \\ \frac{1}{\dot{i}_{\gamma^*}} &= i_{\gamma} - (n_{\gamma F_{z,Di}} - n_{\gamma F_{z,In}}) i_z c_{\phi} \\ \frac{1}{\dot{i}_{y^*}} &= i_y - (n_{y F_{z,Di}} - n_{y F_{z,In}}) i_z c_{\phi}\end{aligned}\quad (\text{A.67})$$

Neben der Beschreibung der Lenkungs kinematik anhand von Übersetzungen ist es ebenfalls notwendig die kinematischen Eigenschaften der Achse als Übersetzung von wechselseitiger und gleichseitiger Einfederung zu Spur, Sturz und Querverschiebung zu beschreiben. Diese Übersetzungen können aus der Nachgiebigkeitsmatrix anhand von Formel A.68 bestimmt werden.

$$\begin{aligned}\frac{1}{i_{\delta\phi}} &= (n_{\delta F_{z,Di}} - n_{\delta F_{z,In}}) c_{\phi} \frac{b}{2} \quad \text{und} \quad \frac{1}{i_{\delta z}} = (n_{\delta F_{z,Di}} + n_{\delta F_{z,In}}) c_z \\ \frac{1}{i_{\gamma\phi}} &= (n_{\gamma F_{z,Di}} - n_{\gamma F_{z,In}}) c_{\phi} \frac{b}{2} \quad \text{und} \quad \frac{1}{i_{\gamma z}} = (n_{\gamma F_{z,Di}} + n_{\gamma F_{z,In}}) c_z \\ \frac{1}{i_{y\phi}} &= (n_{y F_{z,Di}} - n_{y F_{z,In}}) c_{\phi} \frac{b}{2} \quad \text{und} \quad \frac{1}{i_{yz}} = (n_{y F_{z,Di}} + n_{y F_{z,In}}) c_z\end{aligned}\quad (\text{A.68})$$

Die Beschreibung der direkten und indirekten elastokinematischen Eigenschaften erfolgt auf Basis von Steifigkeiten. Dabei werden auf dem K&C-Prüfstand Kräfte und Momente auf den Radträger eingebracht und dessen Verdrehung und Verschiebung bei konstanter Einfederung beobachtet. Die Steifigkeiten in Abhängigkeit der Lateralkraft im Radaufstandspunkt können nach Formel A.69 aus der Nachgiebigkeitsmatrix extrahiert werden.

$$\begin{aligned}\frac{1}{c_{\delta F_{y,Di}}} + \frac{1}{c_{\delta F_{y,In}}} &= (n_{\delta F_{yRAP,Di}} - n_{\delta F_{yRAP,In}}) - (n_{\delta F_{z,Di}} - n_{\delta F_{z,In}}) c_{\phi} (n_{z F_{yRAP,Di}} - n_{z F_{yRAP,In}}) \\ \frac{1}{c_{\gamma F_{y,Di}}} + \frac{1}{c_{\gamma F_{y,In}}} &= (n_{\gamma F_{yRAP,Di}} - n_{\gamma F_{yRAP,In}}) - (n_{\gamma F_{z,Di}} - n_{\gamma F_{z,In}}) c_{\phi} (n_{z F_{yRAP,Di}} - n_{z F_{yRAP,In}}) \\ \frac{1}{c_{y F_{y,Di}}} + \frac{1}{c_{y F_{y,In}}} &= (n_{y F_{yRAP,Di}} - n_{y F_{yRAP,In}}) - (n_{y F_{z,Di}} - n_{y F_{z,In}}) c_{\phi} (n_{z F_{yRAP,Di}} - n_{z F_{yRAP,In}})\end{aligned}\quad (\text{A.69})$$

In Analogie zur Bestimmung der Steifigkeiten in Abhängigkeit der Lateralkraft folgen die Steifigkeiten in Abhängigkeit eines Rückstellmoments auf der Nachgiebigkeitsmatrix zu Formel A.70.

$$\begin{aligned}\frac{1}{c_{\delta M_{z,Di}}} + \frac{1}{c_{\delta M_{z,In}}} &= (n_{\delta M_{z,Di}} - n_{\delta M_{z,In}}) - (n_{\delta F_{z,Di}} - n_{\delta F_{z,In}}) c_{\phi} (n_{z M_{z,Di}} - n_{z M_{z,In}}) \\ \frac{1}{c_{\gamma M_{z,Di}}} + \frac{1}{c_{\gamma M_{z,In}}} &= (n_{\gamma M_{z,Di}} - n_{\gamma M_{z,In}}) - (n_{\gamma F_{z,Di}} - n_{\gamma F_{z,In}}) c_{\phi} (n_{z M_{z,Di}} - n_{z M_{z,In}}) \\ \frac{1}{c_{y M_{z,Di}}} + \frac{1}{c_{y M_{z,In}}} &= (n_{y M_{z,Di}} - n_{y M_{z,In}}) - (n_{y F_{z,Di}} - n_{y F_{z,In}}) c_{\phi} (n_{z M_{z,Di}} - n_{z M_{z,In}})\end{aligned}\quad (\text{A.70})$$

Neben den lateralen Steifigkeiten besitzt die Achse ebenfalls longitudinale Steifigkeiten. Diese ergeben sich in gleicher Weise wie die lateralen Steifigkeiten aus den Längskräften bzw. Spinnmomenten. Entsprechend der Randbedingungen nach Kapitel 4 wird die indirekte longitudinale Steifigkeit im Rahmen dieser Arbeit nicht betrachtet. Die Steifigkeiten infolge von longitudinalen Kräften ergeben sich somit nach Formel A.71.

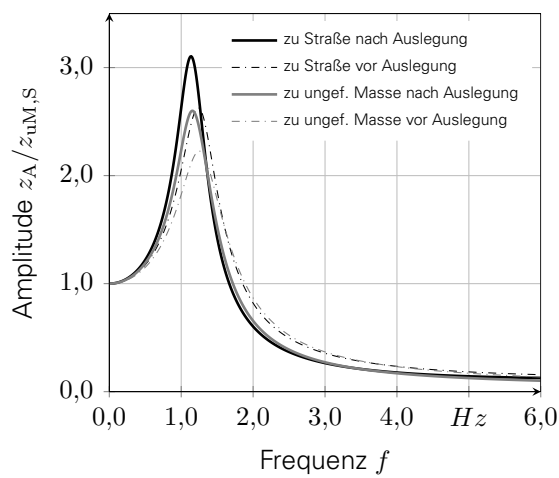
$$\begin{aligned}
\frac{1}{c_{\delta F_{x,Di}}} &= n_{\delta F_{x,Di}} - (n_{\delta F_{z,Di}} + n_{\delta F_{z,In}}) n_{zF_{x,Di}} c_z \\
\frac{1}{c_{\gamma F_{x,Di}}} &= n_{\gamma F_{x,Di}} - (n_{\gamma F_{z,Di}} + n_{\gamma F_{z,In}}) n_{zF_{x,Di}} c_z \\
\frac{1}{c_{yF_{x,Di}}} &= n_{yF_{x,Di}} - (n_{yF_{z,Di}} + n_{yF_{z,In}}) n_{zF_{x,Di}} c_z
\end{aligned} \tag{A.71}$$

In Analogie zur Bestimmung der Steifigkeiten infolge von Längskräften ergibt sich die Berechnung der Steifigkeiten infolge von Spinnmomenten nach Formel A.72.

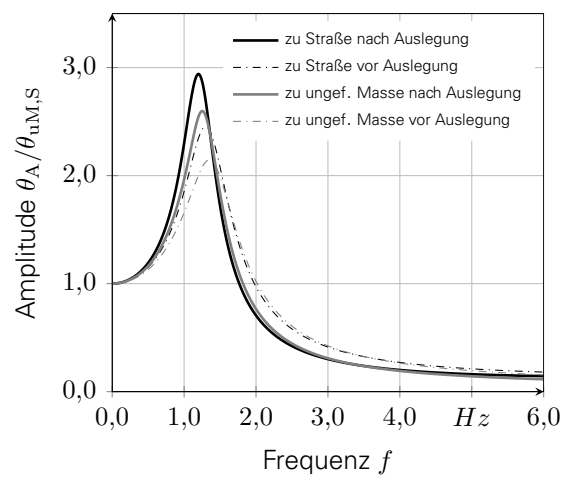
$$\begin{aligned}
\frac{1}{c_{\delta M_{y,Di}}} &= n_{\delta M_{y,Di}} - (n_{\delta F_{z,Di}} + n_{\delta F_{z,In}}) n_{zM_{y,Di}} c_z \\
\frac{1}{c_{\gamma M_{y,Di}}} &= n_{\gamma M_{y,Di}} - (n_{\gamma F_{z,Di}} + n_{\gamma F_{z,In}}) n_{zM_{y,Di}} c_z \\
\frac{1}{c_{yM_{y,Di}}} &= n_{yM_{y,Di}} - (n_{yF_{z,Di}} + n_{yF_{z,In}}) n_{zM_{y,Di}} c_z
\end{aligned} \tag{A.72}$$

Ergänzend sei darauf hingewiesen, dass die Berechnung der elastokinematischen Eigenschaften sowohl mithilfe der gleichseitigen Steifigkeit c_z als auch mithilfe der wechselseitigen Steifigkeit c_ϕ erfolgen kann. Die dargestellte Formulierung ergibt sich entsprechend der Ableitung aus der Nachgiebigkeitsmatrix und wurde in diesem Kapitel in Analogie zur Modellierung der Einfachmodelle gewählt.

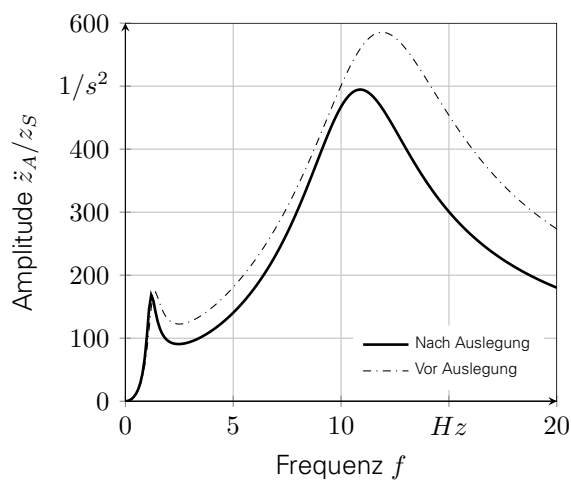
A.7. VERGLEICH DES FAHRZEUGVERHALTENS VOR UND NACH DER AUSLEGUNG MITHILFE DER ENTWICKELTEN AUSLEGUNGSMETHODE



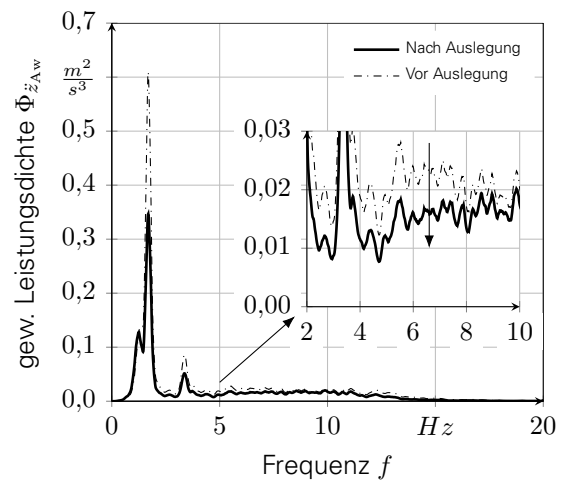
(a) Hubübertragungsfunktion vor und nach der Auslegung.



(b) Nickübertragungsfunktion vor und nach der Auslegung.

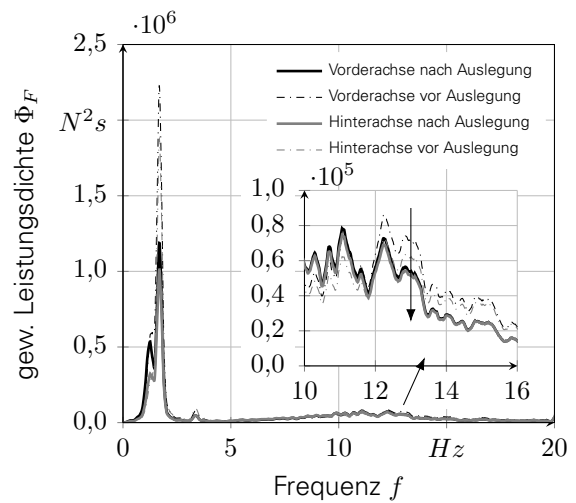
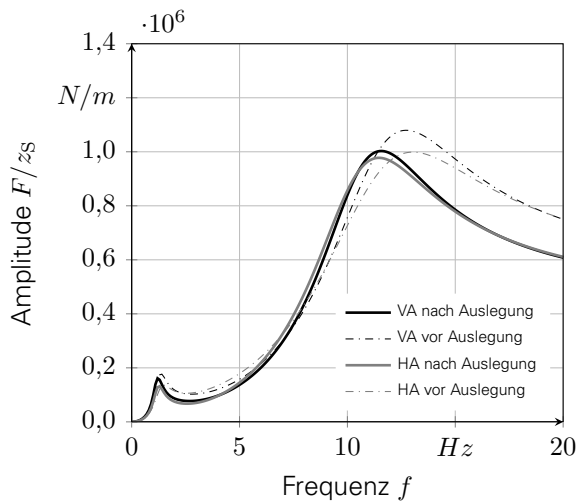


(c) Hubbeschleunigungsübertragungsfunktion vor und nach der Auslegung.



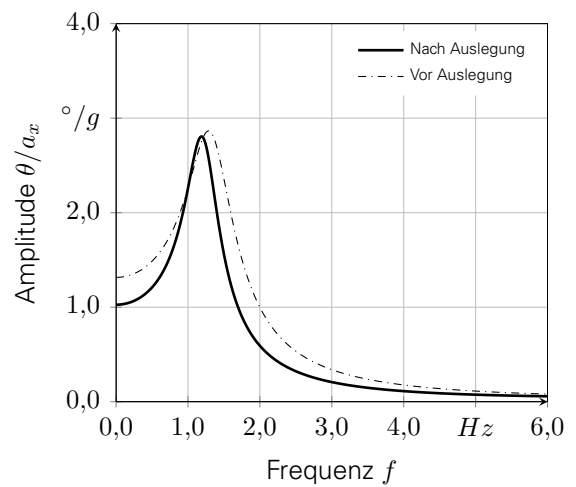
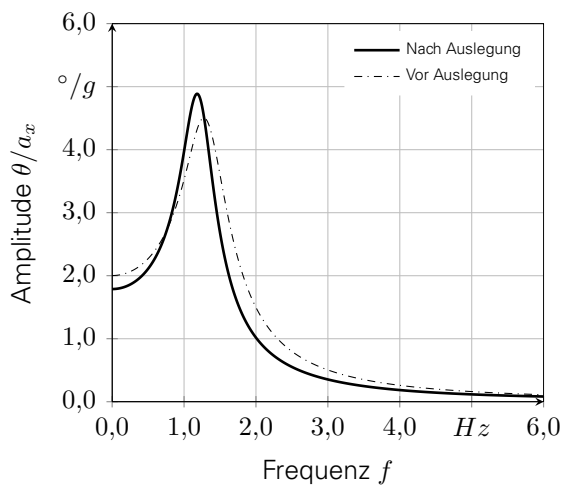
(d) Spektrale Leistungsdichte der gewichteten Hubbeschleunigung vor und nach der Auslegung.

Abbildung A.10.: Vergleich der Gesamtfahrzeugeigenschaften vor und nach der Auslegung mithilfe der entwickelten Auslegungsmethode - Teil 1.



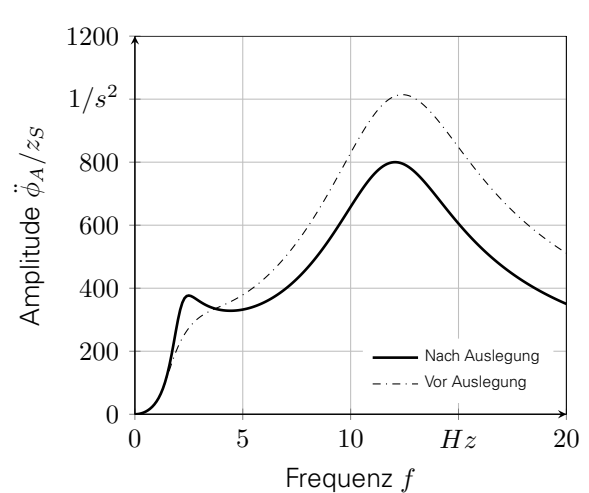
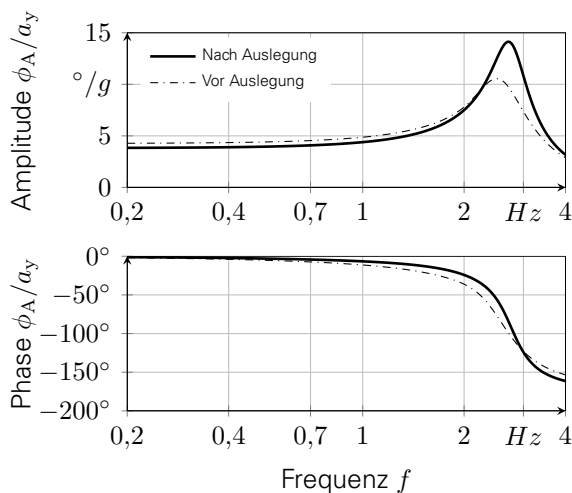
(a) Übertragungsfunktion von Weganregung zu Radlast vor und nach der Auslegung.

(b) Spektrale Leistungsdichte der Radlastschwankungen vor und nach der Auslegung.



(c) Übertragungsfunktion von Längsbeschleunigung zu Nickwinkel für Anfahren vor und nach der Auslegung.

(d) Übertragungsfunktion von Längsbeschleunigung zu Nickwinkel für Bremsen vor und nach der Auslegung.

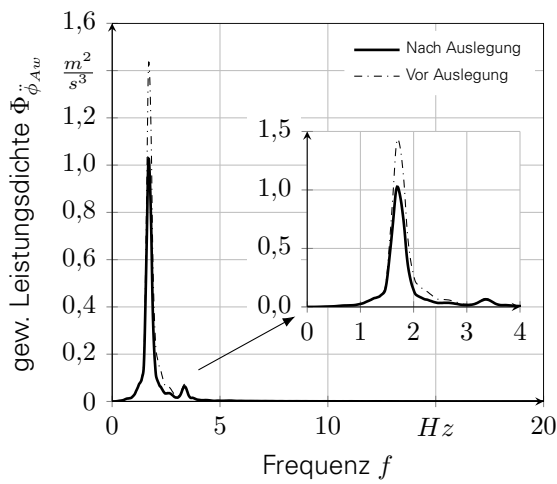


(e) Wankwinkelübertragungsfunktion vor und nach der Auslegung.

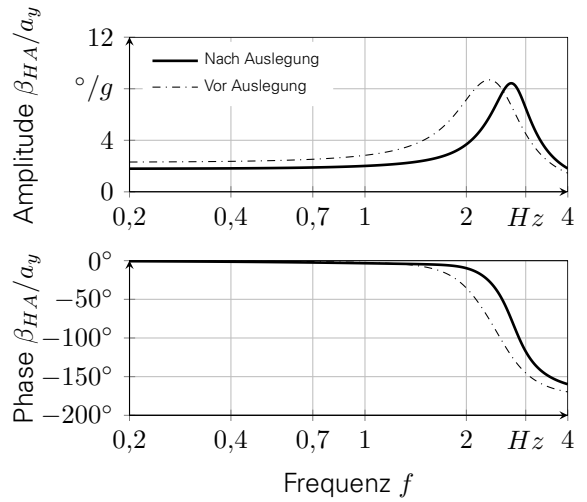
(f) Übertragungsfunktion der Wankwinkelbeschleunigung vor und nach der Auslegung.

Abbildung A.11.: Vergleich der Gesamtfahrzeugeigenschaften vor und nach der Auslegung mithilfe der entwickelten Auslegungsmethode - Teil 2.

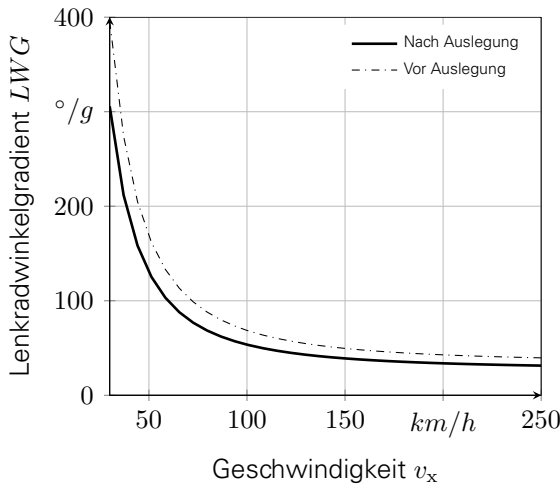
A.7. Vergleich des Fahrzeugverhaltens vor und nach der Auslegung mithilfe der entwickelten Auslegungsmethode



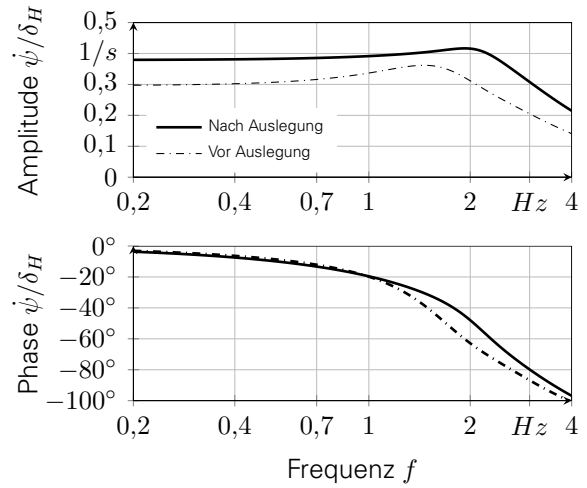
(a) Spektrale Leistungsdichte der gewichteten Wankbeschleunigung vor und nach der Auslegung.



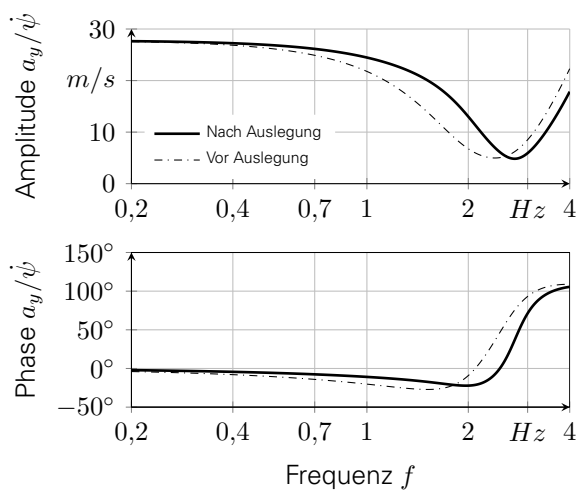
(b) Schwimmwinkelübertragungsfunktion vor und nach der Auslegung.



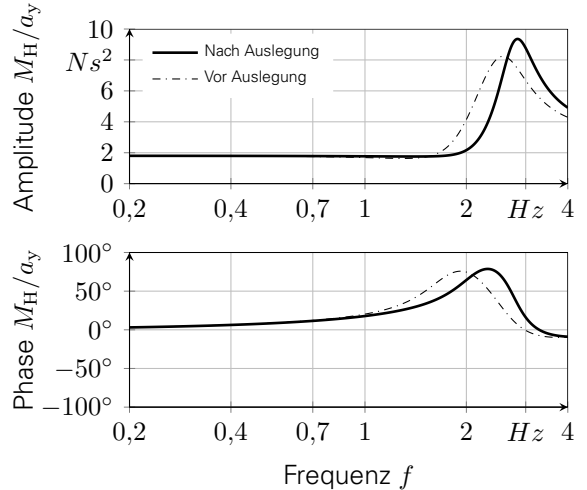
(c) Lenkradwinkelgradientenverlauf vor und nach der Auslegung.



(d) Gierratenübertragungsfunktion vor und nach der Auslegung.



(e) Querbeschleunigungsübertragungsfunktion vor und nach der Auslegung.



(f) Handmomentenübertragungsfunktion vor und nach der Auslegung.

Abbildung A.12.: Vergleich der Gesamtfahrzeugeigenschaften vor und nach der Auslegung mithilfe der entwickelten Auslegungsmethode - Teil 3.