



Stefan Anton Kellner

**Entwicklung eines dynamischen Lenkungsmodells zur
realistischen Abbildung relevanter Effekte für
Fahr dynamiksimulationen**

Masterarbeit

Diplom-Ingenieur

Wirtschaftsingenieurwesen-Maschinenbau

Technische Universität Graz

Fachrichtung: Fahrzeugtechnik und -sicherheit

Institut für Fahrzeugtechnik

Member of Frank Stronach Institute

Institutsvorstand: Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Peter Fischer

Betreuer: Univ.-Doz. Dipl.-Ing. Dr. techn. Arno Eichberger

Dipl.-Ing. Mario Oswald (AVL), Dipl.-Ing. Joachim Ecker (AVL)

Graz, 27.5.2014

Restricted access until 27.5.2016

Danksagung

An dieser Stelle möchte ich mich bei all jenen bedanken, die mich beim Verfassen dieser Diplomarbeit betreut und unterstützt haben.

Danke an Dipl.-Ing. Mario Oswald und Dipl.-Ing. Joachim Ecker, meine Betreuer seitens der Firma AVL, die mir bei der Durchführung des Projektes eine große Hilfe waren und für meine detaillierten Fragen die Kontakte zu den internen Kompetenzen vermittelten.

Mein Dank gilt auch Herrn Dipl.-Ing. Dr.techn. Arno Eichberger, der mir ständig mit Rat und Tat zur Seite stand und sich auch Zeit für längere und äußerst lehrreiche Gespräche nahm.

Mein besonderer Dank gilt meiner Familie, insbesondere meinen Eltern, die mir mein Studium ermöglicht und mich in all meinen Entscheidungen unterstützt haben.

Schließlich danke ich meinen Freunden für die sehr schönen Jahre in Graz.

Eidesstattliche Erklärung

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

Graz, am
(Unterschrift)

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

.....
(date) (signature)

Abstract

Modeling and simulation have established themselves as valuable tools in vehicle development. The aim is to reduce development time and development costs as well as improve the quality of the vehicle at the start of production.

This thesis deals with the modelling of a component extremely important for driving behavior, namely the vehicle steering. A dynamic steering model for the realistic depiction of relevant effects for vehicle dynamic simulation is created and implemented as a Matlab Simulink model in VSM (Vehicle Simulation Model), a real-time full vehicle simulation program from AVL. Furthermore, research is done to find out how the detailing depth of the steering model influences the results of vehicle dynamic simulation.

Models for the realistic representation of mechanical properties such as friction, elasticity, damping and backlash are developed. These basic models are used subsequently for modeling the column, steering gearbox, tie rod, wheelcarrier and power steering. The kinematics and the forces on the wheelcarrier are calculated to determine the torque on the steering wheel.

A relative comparison of the previously developed models and the existing model shows the difference in the detailing depth of the steering models. For this purpose, the vehicle response is compared and assessed on the basis of open-loop lateral dynamic driving maneuvers.

The outcome of the thesis is an efficient steering model suitable for vehicle dynamic simulation. The detailing depth of the models can be selected according to demands as well as the available steering parameters.

Kurzfassung

In der Fahrzeugentwicklung hat sich die Modellbildung und Simulation als wertvolles Werkzeug etabliert. Sie wird mittlerweile in fast allen Bereichen angewandt und ständig weiterentwickelt. Ziel ist eine Verkürzung der Entwicklungszeit, Reduktion der Entwicklungskosten sowie ein verbesserter Reifegrad des Fahrzeuges bei Produktionsstart.

Die vorliegende Diplomarbeit beschäftigt sich mit der gezielten Modellierung einer für das Fahrverhalten äußerst wichtigen Komponente, nämlich der Fahrzeuglenkung. Es wird ein dynamisches Lenkungsmodell zur realistischen Abbildung relevanter Effekte für Fahrdynamiksimulationen erstellt und in VSM (Vehicle Simulation Model), ein echtzeitfähiges Gesamtfahrzeugsimulationsprogramm der Firma AVL, als Matlab Simulink Modell implementiert. Des Weiteren gilt zu erforschen, inwieweit die Detailierungstiefe des Lenkungsmodells Einfluss auf das Ergebnis der Fahrdynamiksimulation hat.

Es werden Modelle zur realistischen Abbildung von mechanischen Eigenschaften wie der Reibung, der Elastizität, der Dämpfung und des Umkehrspiels entwickelt. Diese Grundbausteine dienen in weiterer Folge zur Modellierung der Lenksäule, des Lenkgetriebes, der Spurstangen, der Radträger und der Lenkunterstützung. Zur Bestimmung des Moments am Lenkrad wird die Kinematik sowie die Kräftesituation am Radträger berechnet.

Ein Relativvergleich zwischen den zuvor entwickelten Modellen und dem bereits bestehenden Modell zeigt den Unterschied der Detailierungstiefe der Lenkungsmodelle. Dazu wird die Fahrzeugreaktion anhand von Open-Loop Querdynamikfahrmanöver miteinander verglichen und bewertet.

Das Resultat der Diplomarbeit ist ein effizientes, für Fahrdynamiksimulationen geeignetes Lenkungsmodell. Die Detailierungstiefe der Modelle kann entsprechend den Erfordernissen und den zur Verfügung stehenden Lenkungsparametern ausgewählt werden.

Inhaltsverzeichnis

| | |
|---|-------------|
| Danksagung | i |
| Eidesstattliche Erklärung | ii |
| Abstract | iii |
| Kurzfassung | iv |
| Inhalt | vi |
| Abkürzungen | vii |
| Symbole | viii |
| 1 Einleitung | 1 |
| 1.1 Einführung | 1 |
| 1.2 Aufgabenstellung | 2 |
| 1.3 Aufbau der Diplomarbeit | 2 |
| 2 Grundlagen | 3 |
| 2.1 Definition | 3 |
| 2.2 Evolution und Bauarten | 4 |
| 2.3 Lenkinematik | 7 |
| 2.3.1 Ackermann-Bedingung | 7 |
| 2.3.2 Begriffsbestimmung [1] [4] | 9 |
| 2.4 Komponenten | 13 |
| 2.4.1 Lenkrad | 13 |
| 2.4.2 Lenksäule | 13 |
| 2.4.3 Lenkgetriebe | 16 |
| 2.4.4 Spurstangen | 19 |
| 2.4.5 Radträger | 20 |
| 2.4.6 Lenkunterstützung | 21 |
| 2.4.6.1 HPS (Hydraulische Lenkunterstützung) | 22 |
| 2.4.6.2 EHPS (Elektro-hydraulische Lenkunterstützung) | 23 |
| 2.4.6.3 EPS (Elektro-mechanische Lenkunterstützung) | 24 |
| 2.5 Lenkgefühl | 28 |

| | | |
|------------------------------|--|-----------|
| 3 | Stand der Technik | 30 |
| 3.1 | AVL VSM (Vehicle Simulation Model) | 30 |
| 3.2 | Lenkungsmodelle | 32 |
| 4 | Methodik | 35 |
| 4.1 | Grundlagen | 35 |
| 4.2 | Reibung | 35 |
| 4.3 | Elastizität, Dämpfung, Umkehrspiel | 40 |
| 4.4 | Kreuzgelenke | 41 |
| 4.5 | Lenksäule | 45 |
| 4.6 | Lenkgetriebe | 52 |
| 4.7 | Radträger und Spurstangen | 53 |
| 4.8 | Lenkunterstützung | 55 |
| 4.8.1 | HPS simple | 55 |
| 4.8.2 | HPS enhanced | 55 |
| 4.8.3 | EPS-c/p simple | 58 |
| 4.8.4 | EPS-c/p enhanced | 59 |
| 4.8.5 | EPS-apa simple | 60 |
| 4.8.6 | EPS-apa enhanced | 61 |
| 4.9 | Kinematik Radaufhängung beim Lenkvorgang | 63 |
| 4.10 | Kräfte und Momente beim Lenkvorgang | 70 |
| 4.11 | Parametrierung | 72 |
| 5 | Bewertung | 74 |
| 5.1 | Auswertung | 74 |
| 5.1.1 | Parameter | 75 |
| 5.1.2 | Step Input Test - ISO 7401 | 76 |
| 5.1.3 | Single Sine Test - ISO 7401 | 83 |
| 5.1.4 | Weave Test - ISO 7401, ISO 13674-1 | 89 |
| 5.2 | Diskussion | 94 |
| 6 | Zusammenfassung | 95 |
| 6.1 | Resultat | 95 |
| 6.2 | Empfehlung | 96 |
| Abbildungsverzeichnis | | I |
| Tabellenverzeichnis | | IV |
| Literaturverzeichnis | | V |

Abkürzungen

| | |
|---------|--|
| AVL | Anstalt für Verbrennungskraftmaschinen List |
| DIN | Deutsches Institut für Normung |
| DOF | Degrees of Freedom |
| ECU | Electronic Control Unit |
| EPS | Electric Power Steering |
| EPS-apa | Electric Power Steering - axis parallel |
| EPS-c | Electric Power Steering - column |
| EPS-p | Electric Power Steering - pinion |
| HPS | Hydraulic Power Steering |
| ISO | International Organization for Standardization |
| PS | Power Steering |
| VSM | Vehicle Simulation Model |

Symbole

Skalare lateinische Größen

| | |
|--------------------|--|
| $a_{i,zw}$ | vertikale Radbeschleunigung |
| A | Querschnittsfläche Drossel |
| A_p | effektive Kolbenfläche des Zylinders |
| b | Spurbreite |
| b_{ic} | Umkehrspiel mittlere Lenksäule |
| b_k | Spreizachsenabstand |
| b_{lc} | Umkehrspiel untere Lenksäule |
| b_{uc} | Umkehrspiel obere Lenksäule |
| c | Steifigkeit |
| c_v | Durchflussbeiwert |
| d | Dämpfung |
| d_b | Dämpfung Getriebe (Ritzel) |
| d_{bn} | Dämpfung Umlaufkugel |
| d_{ic} | Dämpfung mittlere Lenksäule |
| d_{lc} | Dämpfung untere Lenksäule |
| d_m | Dämpfung Elektromotor |
| d_{rah} | Dämpfung Lagerung Lenkgetriebegehäuse |
| d_{tr} | Dämpfung Spurstange |
| d_{uc} | Dämpfung obere Lenksäule |
| l | Radstand |
| $F_{eps,apa}$ | Lenkunterstützungskraft elektro-mechanische Servolenkung (achsparallel) |
| $F_{eps,apa,soll}$ | Gewünschte Lenkunterstützungskraft elektro-mechanische Servolenkung (achsparallel) |
| F_{esf} | ESF Element Reibkraft |
| $F_{esf,lim}$ | ESF Element Reibkraftlimit |
| $F_{esf,max}$ | ESF Element max. Reibkraft |
| $F_{esf,max,ra}$ | ESF Element max. Reibkraft Zahnstange |

| | |
|-------------------------|---|
| $F_{\text{esf,min}}$ | ESF Element min. Reibkraft |
| $F_{\text{esf,min,ra}}$ | ESF Element min. Reibkraft Zahnstange |
| F_{esfm} | ESFM Element Reibkraft |
| $F_{\text{f,ra}}$ | Reibkraft Zahnstange |
| F_{hps} | Lenkunterstützungskraft hydraulische Servolenkung |
| $F_{\text{i,ra}}$ | Kraft Spurstange |
| $F_{\text{i,XT}}$ | Reifenlängskraft |
| $F_{\text{i,YT}}$ | Reifenseitenkraft |
| $F_{\text{i,ZT}}$ | Reifennormalkraft |
| F_{m} | Maxwell Element Reibkraft |
| $F_{\text{m,lim}}$ | Maxwell Element Reibkraftlimit |
| $F_{\text{m,max}}$ | Maxwell Element max. Reibkraft |
| $F_{\text{m,max,ra}}$ | Maxwell Element max. Reibkraft Zahnstange |
| $F_{\text{m,min}}$ | Maxwell Element min. Reibkraft |
| $F_{\text{m,min,ra}}$ | Maxwell Element min. Reibkraft Zahnstange |
| F_{pi} | Kraft Lenkgetrieberitzel |
| $h_{\text{i,m}}$ | Höhe Schwerpunkt ungefederte Radmasse (statische Ruhelage) |
| i_1 | Übersetzungsverhältnis Kreuzgelenk 1 |
| i_{12} | Übersetzungsverhältnis Kreuzgelenk 1 & 2 |
| i_2 | Übersetzungsverhältnis Kreuzgelenk 2 |
| i_{b} | Übersetzungsverhältnis Getriebe |
| i_{bn} | Übersetzungsverhältnis Kugelgewindetrieb |
| i_{ic} | Gesamtübersetzungsverhältnis oberes und unteres Kreuzgelenk |
| i_{ic1} | Übersetzungsverhältnis oberes Kreuzgelenk |
| i_{ic2} | Übersetzungsverhältnis unteres Kreuzgelenk |
| $i_{\text{i,wc}}$ | Übersetzungsverhältnis Verschiebung Spurstange - Drehung Radträger (um Lenkachse) |
| i_{pi} | Übersetzungsverhältnis Lenkgetriebe |
| J_{ic} | Trägheitsmoment mittlere Lenksäule |
| $J_{\text{i,wc}}$ | Trägheitsmoment Radträger (um Lenkachse) |
| J_{ic} | Trägheitsmoment untere Lenksäule |
| J_{m} | Trägheitsmoment Elektromotor |
| J_{uc} | Trägheitsmoment obere Lenksäule |
| k_{b} | Drehsteifigkeit Getriebe (Ritzel) |
| k_{bn} | Steifigkeit Umlaufkugel |
| k_{esf} | ESF Element Steifigkeit |

| | |
|---------------------------|---|
| $k_{\text{esf,bn}}$ | ESF Element Steifigkeit Kugelgewindemutter |
| $k_{\text{esf,lc}}$ | ESF Element Steifigkeit untere Lenksäule |
| $k_{\text{esf,uc}}$ | ESF Element Steifigkeit obere Lenksäule |
| $k_{\text{esf,ra}}$ | ESF Element Steifigkeit Zahnstange |
| $k_{\text{esf,wc}}$ | ESF Element Steifigkeit Radträger (um Lenkachse) |
| k_{ic} | Steifigkeit mittlere Lenksäule |
| k_{lc} | Steifigkeit untere Lenksäule |
| k_{m} | Maxwell Element Steifigkeit |
| $k_{\text{m,bn}}$ | Maxwell Element Steifigkeit Kugelgewindemutter |
| $k_{\text{m,lc}}$ | Maxwell Element Steifigkeit untere Lenksäule |
| $k_{\text{m,uc}}$ | Maxwell Element Steifigkeit obere Lenksäule |
| $k_{\text{m,ra}}$ | Maxwell Element Steifigkeit Zahnstange |
| $k_{\text{m,wc}}$ | Maxwell Element Steifigkeit Radträger (um Lenkachse) |
| k_{rah} | Steifigkeit Lagerung Lenkgetriebegehäuse |
| k_{tr} | Steifigkeit Spurstange |
| k_{uc} | Steifigkeit obere Lenksäule |
| K | Kompressionsmodul des Fluids im Zylinder |
| $m_{\text{i,u}}$ | ungefederte Radmasse |
| m_{l} | Masse Fluid Zylinderkammer links |
| m_{r} | Masse Fluid Zylinderkammer rechts |
| m_{ra} | Masse Zahnstange |
| m_{rah} | Masse Lenkgetriebegehäuse |
| M | Moment |
| M_{damp} | Dämpfermoment |
| $M_{\text{eps,c/p}}$ | Lenkunterstützungsmoment elektro-mechanische Servolenkung (column/pinion) |
| $M_{\text{eps,c/p,soll}}$ | Gewünschtes Lenkunterstützungsmoment elektro-mechanische Servolenkung (column/pinion) |
| M_{esf} | ESF Element Reibmoment |
| $M_{\text{esf,max,bn}}$ | ESF Element max. Reibmoment Kugelgewindemutter |
| $M_{\text{esf,max,lc}}$ | ESF Element max. Reibmoment untere Lenksäule |
| $M_{\text{esf,max,uc}}$ | ESF Element max. Reibmoment obere Lenksäule |
| $M_{\text{esf,max,wc}}$ | ESF Element max. Reibmoment Radträger (um Lenkachse) |
| $M_{\text{esf,min,bn}}$ | ESF Element min. Reibmoment Kugelgewindemutter |
| $M_{\text{esf,min,lc}}$ | ESF Element min. Reibmoment untere Lenksäule |
| $M_{\text{esf,min,uc}}$ | ESF Element min. Reibmoment obere Lenksäule |

| | |
|-------------------------|---|
| $M_{\text{esf,min,wc}}$ | ESF Element min. Reibmoment Radträger (um Lenkachse) |
| M_{esfm} | ESFM Element Reibmoment |
| $M_{\text{f,bn}}$ | Reibmoment Kugelgewindetrieb |
| $M_{\text{f,lc}}$ | Reibmoment unteren Lenksäule |
| $M_{\text{f,uc}}$ | Reibmoment obere Lenksäule |
| $M_{\text{i,ds}}$ | Moment Antriebswelle |
| $M_{\text{i,f,wc}}$ | Reibmoment Radträger (um Lenkachse) |
| $M_{\text{i,k}}$ | Moment Radträger radachsenseitig (um Lenkachse) |
| $M_{\text{i,k0}}$ | Moment Radträger spurstangenseitig (um Lenkachse) |
| $M_{\text{i,XT}}$ | Reifenkippmoment |
| $M_{\text{i,YT}}$ | Reifenrollmoment |
| $M_{\text{i,ZT}}$ | Reifenrückstellmoment |
| $M_{\text{i,w}}$ | Moment um die Radachse |
| $M_{\text{i,wc}}$ | Antriebs- und Bremsmoment, welches sich am Radträger abstützt |
| M_{ic} | Moment am unteren Ende der mittleren Lenksäule |
| M_{ic0} | Moment am oberen Ende der mittleren Lenksäule |
| M_{l} | Lastmoment |
| M_{lc} | Moment am unteren Ende der unteren Lenksäule |
| M_{lc0} | Moment am oberen Ende der unteren Lenksäule |
| M_{m} | Maxwell Element Reibmoment |
| M_{m} | Stationäres Motormoment |
| $M_{\text{m,max,bn}}$ | Maxwell Element max. Reibmoment Kugelgewindemutter |
| $M_{\text{m,max,lc}}$ | Maxwell Element max. Reibmoment untere Lenksäule |
| $M_{\text{m,max,uc}}$ | Maxwell Element max. Reibmoment obere Lenksäule |
| $M_{\text{m,max,wc}}$ | Maxwell Element max. Reibmoment Radträger (um Lenkachse) |
| $M_{\text{m,min,bn}}$ | Maxwell Element min. Reibmoment Kugelgewindemutter |
| $M_{\text{m,min,lc}}$ | Maxwell Element min. Reibmoment untere Lenksäule |
| $M_{\text{m,min,uc}}$ | Maxwell Element min. Reibmoment obere Lenksäule |
| $M_{\text{m,min,wc}}$ | Maxwell Element min. Reibmoment Radträger (um Lenkachse) |
| M_{spring} | Federmoment |
| M_{sw} | Moment am Lenkrad |
| M_{tb} | Moment Torsionbar |
| M_{uc} | Moment am unteren Ende der oberen Lenksäule |
| $n_{\text{i,k}}$ | Nachlaufstrecke |
| $n_{\text{i,\tau}}$ | Nachlaufversatz |
| p_{l} | Druck Zylinderkammer links |

| | |
|----------------|---|
| $p_{l,stat}$ | Druck Zuleitung links vor Drossel |
| p_{min} | Systemmindestdruck |
| p_r | Druck Zylinderkammer rechts |
| $p_{r,stat}$ | Druck Zuleitung rechts vor Drossel |
| $q_{i,w}$ | Störkrafthebelarm |
| Q_l | Volumstrom der Zuleitung Zylinderkammer links |
| Q_r | Volumstrom der Zuleitung Zylinderkammer rechts |
| $r_{i,k}$ | Lenkrollradius |
| $r_{i,l}$ | Reifenradius |
| $r_{i,\sigma}$ | Spreizungsversatz |
| R_s | Spurkreisradius |
| R_w | Wendekreisradius |
| $s_{i,tr}$ | Verschiebung äußeres Gelenk Spurstange |
| s_{ra} | Absolute Auslenkung der Zahnstange |
| s_{rah} | Auslenkung des Lenkgetriebegehäuses |
| s_{rar} | Relative Auslenkung der Zahnstange bezüglich des Lenkgetriebegehäuses |
| V_l | Volumen Zylinderkammer links |
| $V_{l,0}$ | Volumen Zylinderkammer links bei einem Lenkradwinkel $\delta_{sw} = 0$ |
| V_r | Volumen Zylinderkammer rechts |
| $V_{r,0}$ | Volumen Zylinderkammer rechts bei einem Lenkradwinkel $\delta_{sw} = 0$ |

Skalare griechische Größen

| | |
|-----------------|---|
| α_1 | Beugungswinkel Kreuzgelenk 1 |
| α_2 | Beugungswinkel Kreuzgelenk 2 |
| β | Winkel zwischen Bezugsebenen der Kreuzgelenke |
| γ | Winkel zwischen Abtriebsgabel Kreuzgelenk 1 und Antriebsgabel Kreuzgelenk 2 |
| δ_A | Ackermannwinkel |
| δ_i | Radlenkwinkel |
| $\delta_{i,0}$ | Radlenkwinkel bei einem Lenkradwinkel $\delta_{sw} = 0$ |
| $\delta_{i,k}$ | Winkel Radträger (um Lenkachse) |
| δ_{ic} | Winkel mittlere Lenksäule unteres Ende |
| δ_{ic0} | Winkel mittlere Lenksäule oberes Ende |
| $\delta_{in,A}$ | Ackermann-Radlenkwinkel kurveninnere Rad |

| | |
|-----------------------|--|
| δ_{lc} | Winkel untere Lenksäule unteres Ende |
| δ_{lc0} | Winkel untere Lenksäule oberens Ende |
| δ_m | Drehwinkel Elektromotor |
| $\delta_{out,A}$ | Ackermann-Radlenkwinkel kurvenäußere Rad |
| δ_{sw} | Lenkradwinkel |
| δ_{uc} | Winkel oberen Lenksäule unteres Ende |
| Δp_l | Druckverlust Drossel links |
| Δp_r | Druckverlust Drossel rechts |
| Δp_{stat} | stationäre Druckdifferenz (Torsionbar - Drehschieberventil) |
| $\Delta \delta$ | Spurdifferenzwinkel |
| $\Delta \varphi_{12}$ | Winkeldifferenz zwischen Abtriebsgabel und Antriebsgabel Kreuzgelenk 1 |
| $\Delta \varphi_{22}$ | Winkeldifferenz zwischen Abtriebsgabel und Antriebsgabel Kreuzgelenk 2 |
| $\varepsilon_{i,V}$ | Sturzwinkel |
| $\varepsilon_{i,V,0}$ | Sturzwinkel bei einem Lenkradwinkel $\delta_{sw} = 0$ |
| ζ | Widerstandsbeiwert Drossel |
| μ_{dyn} | Gleitreibungszahl |
| μ_{st} | Haftreibungszahl |
| ρ | Dichte Fluid |
| ρ_l | Dichte Fluid Zylinderkammer links |
| ρ_r | Dichte Fluid Zylinderkammer rechts |
| σ_i | Spreizungswinkel |
| τ_i | Nachlaufwinkel |
| φ_{11} | Drehwinkel Antriebsgabel Kreuzgelenk 1 |
| $\varphi_{11,0}$ | Drehwinkel Antriebsgabel Kreuzgelenk 1 bei einem Lenkradwinkel $\delta_{sw} = 0$ |
| φ_{12} | Drehwinkel Abtriebsgabel Kreuzgelenk 1 |
| φ_{21} | Drehwinkel Antriebsgabel Kreuzgelenk 2 |
| φ_{22} | Drehwinkel Abtriebsgabel Kreuzgelenk 2 |
| φ_{tb} | Verdrehwinkel Torsionbar |

Vektoren

| | |
|---------------------------|---|
| $\vec{F}_{i,m,h}$ | Trägheitskraft ungefederte Radmasse (Horizontiertes Koordinatensystem) |
| $\vec{F}_{i,T,t}$ | Reifenkraft (Reifenfestes Koordinatensystem) |
| $\vec{F}_{i,T,h}$ | Reifenkraft (Horizontiertes Koordinatensystem) |
| \vec{k} | Richtungsvektor |
| $\vec{M}_{i,T,t}$ | Reifenmoment (Reifenfestes Koordinatensystem) |
| $\vec{M}_{i,T,h}$ | Reifenmoment (Horizontiertes Koordinatensystem) |
| $\vec{r}_{i,k,h}^\circ$ | normierter Richtungsvektor Lenkachse (Horizontiertes Koordinatensystem) |
| $\vec{r}_{i,k,v}$ | Richtungsvektor Lenkachse (Fahrzeugkoordinatensystem) |
| $\vec{r}_{i,k,v}^\circ$ | normierter Richtungsvektor Lenkachse (Fahrzeugkoordinatensystem) |
| $\vec{r}_{i,w,h}^\circ$ | normierter Richtungsvektor Raddrehachse (Horizontiertes Koordinatensystem) |
| $\vec{r}_{i,w,v}^\circ$ | normierter Richtungsvektor Raddrehachse (Fahrzeugkoordinatensystem) |
| $\vec{r}_{i,w,v,0}^\circ$ | normierter Richtungsvektor Raddrehachse un gelenkt (Fahrzeugkoordinatensystem) |
| $\vec{u}_{i,m,h}$ | Ursprungsvektor Schwerpunkt ungefederte Radmasse (Horizontiertes Koordinatensystem) |
| $\vec{u}_{i,t,h}$ | Ursprungsvektor Reifenkontaktpunkt (Horizontiertes Koordinatensystem) |
| $\vec{u}_{i,w,h}$ | Ursprungsvektor Radmittelpunkt (Horizontiertes Koordinatensystem) |
| $\vec{u}_{i,w,v}$ | Ursprungsvektor Radmittelpunkt (Fahrzeugkoordinatensystem) |
| $\vec{u}_{i,w,v,0}$ | Ursprungsvektor Radmittelpunkt un gelenkt (Fahrzeugkoordinatensystem) |

Matrizen

| | |
|---|--|
| $\mathbf{R}_{k,\delta}^\vec{r}$ | Transformationsmatrix Drehung um eine beliebige Achse im Raum |
| $\mathbf{R}_{r_{i,k,v},\delta_{i,k}}^\circ$ | Transformationsmatrix Drehung um die Lenkachse |
| \mathbf{R}_z | Drehmatrix um Z-Achse |
| \mathbf{T}_v^h | Transformationsmatrix Fahrzeugkoordinatensystem - horizontiertes Koordinatensystem |

Indizes

| | |
|-----|---------------------------------|
| 1 | links |
| 2 | rechts |
| ic | mittlere Lenksäule unteres Ende |
| ic0 | mittlere Lenksäule oberes Ende |
| lc | untere Lenksäule unteres Ende |
| lc0 | untere Lenksäule oberes Ende |
| ra | Zahnstange |
| sw | Lenkrad |
| tr | Spurstange |
| uc | obere Lenksäule unteres Ende |
| wc | Radträger |

1 Einleitung

1.1 Einführung

In der Fahrzeugentwicklung hat sich die Modellbildung und Simulation als wertvolles Werkzeug etabliert. Sie dient zur Durchführung von Fahrbarkeitsanalysen, Auslegung von Antrieben, Optimierung der Energieeffizienz sowie zur Entwicklung und Erprobung von Fahrassistenzsystemen. Immer exakter werdende Berechnungsmodelle ermöglichen die zunehmende Verschiebung des Entwicklungsschwerpunktes, weg von der aufwändigen und kostenintensiven Prototypenphase hin zur frühen Konstruktionsphase. Daraus lassen sich folgende Vorteile generieren:

- Kostenreduktion
- Verkürzung der Gesamtentwicklungsdauer eines Fahrzeuges
- Steigerung der Fahrzeugqualität
- Reproduzierbarkeit

Die AVL List GmbH ist in erster Linie bekannt durch Prüfstandstechnik und Motorenentwicklung. Das Unternehmen setzt seit einigen Jahren unter anderem verstärkt auf Kompetenzerweiterung in Richtung Gesamtfahrzeugsimulationen. Die von ihnen entwickelte Software VSM (Vehicle Simulation Model) ist ein Gesamtfahrzeugsimulationsprogramm, welches sich sowohl für Echtzeitanwendungen, wie Hardware in the Loop bzw. Software in the Loop, als auch für Konzeptstudien auf einem handelsüblichen PC eignet. Gezielte Parametervariationen und Optimierungen können dank des recheneffizienten Algorithmus schon in der frühen Entwicklungsphase durchgeführt werden. Die Echtzeitfähigkeit des Tools ermöglicht auch den Einsatz für Fahr simulatoren. Durch den modularen Aufbau können einfachere Basismodelle durch komplexere bzw. kundenspezifische Modelle ersetzt werden.

Für Querdynamikuntersuchungen und für die Verwendung des Fahr simulators ist unter anderem das Fahrzeuglenkungsmodell von zentraler Bedeutung. Aus einer Lenkwinkelvorgabe des Fahrers am Lenkrad resultiert eine bestimmte Fahrzeugreaktion. Das Fahrzeughandling wird von dem Lenkungssystem, welches die Schnittstelle zwischen dem Lenkrad und den gelenkten Rädern ist, wesentlich beeinflusst.

1.2 Aufgabenstellung

Um die Auswirkungen des Lenkungssystems auf das Fahrzeughandling darstellen zu können, muss das Lenkungsmodell eine ausreichende Detailierungstiefe aufweisen.

Es soll ein dynamisches Lenkungsmodell zur realistischen Abbildung der relevanten Effekte für Fahrdynamiksimulationen entwickelt werden. Es gilt zu erforschen, inwieweit die Detailierungstiefe des Lenkungsmodells Einfluss auf das Ergebnis der Fahrdynamiksimulation hat.

Das Modell soll mit der Software Matlab Simulink erstellt und in VSM (Vehicle Simulation Model) implementiert werden. Im nächsten Schritt soll ein bestehendes Fahrzeugmodell, um das Lenkungsmodell erweitert sowie parametrisiert werden. Anhand einer Auswahl von genormten Open-Loop Querdynamikfahrmanöver soll der Unterschied zwischen den Lenkungsmodellen in einer Simulation dargestellt werden.

1.3 Aufbau der Diplomarbeit

In einem ausführlichen Grundlagenteil werden die Evolution und die unterschiedlichen Bauarten von Lenkungssystemen gezeigt. Dem folgt eine Beschreibung der Lenkkinematik und der einzelnen Lenkungskomponenten.

Das Kapitel Stand der Technik gibt einen Einblick in das bestehende Lenkungsmodell der Software VSM. Des Weiteren werden weitere existierende Modelle verschiedenster Autoren dargestellt.

Das nächste Kapitel befasst sich konkret mit der Entwicklung des Lenkungsmodells. Es werden Modelle zur realistischen Abbildung von mechanischen Eigenschaften wie der Reibung, der Elastizität, der Dämpfung und des Umkehrspiels entwickelt. Diese Grundbausteine dienen in weiterer Folge zur Modellierung der Lenksäule, des Lenkgetriebes, der Spurstangen, des Radträgers und der Lenkunterstützung. Zur Bestimmung des Moments am Lenkrad muss die Kinematik sowie die Kräftesituation am Radträger bestimmt werden.

Im Kapitel Bewertung findet ein Relativvergleich zwischen den zuvor entwickelten Modellen und dem bereits bestehenden Modell statt. Dazu werden die Fahrzeugreaktionen anhand von Open-Loop Querdynamikfahrmanöver miteinander verglichen und bewertet.

Die abschließende Zusammenfassung rekapituliert die Untersuchungen und Entwicklungen und analysiert das Resultat der Diplomarbeit. Die wichtigsten Erkenntnisse werden beschrieben und dienen gleichzeitig zur Erarbeitung richtungsweisender Zukunftsperspektiven.

2 Grundlagen

2.1 Definition

Die Lenkung ermöglicht eine gezielte Änderung der Fahrtrichtung. Dies ist ein gravierender Unterschied gegenüber schienengebundenen Fahrzeugen. Kräfte und Momente, welche auf den Fahrzeugaufbau einwirken, verursachen eine Richtungsänderung des Fahrzeuges. Diese Kräfte und Momente können auf verschiedene Arten hervorgerufen werden. Eine Variante ein Fahrzeug zu lenken, ist die Drehung der gelenkten Räder um eine definierte Lenkachse. Eine weitere Variante besteht durch gezieltes Antreiben bzw. Abbremsen bestimmter Räder. Diese Art von Fahrzeuglenkung wird häufig als Electronic Stability Control (ESC) bzw. Torque Vectoring bezeichnet. Des Weiteren besteht die Möglichkeit das aerodynamische Verhalten, durch z.B. schwenkbare Zusatzflügel, dahingehend zu verändern, dass Querkräfte auf den Fahrzeugaufbau wirken und somit zur Querführung beitragen.

Bei Straßenfahrzeugen erfolgt die Lenkung jedoch meist über die Drehung der gelenkten Vorderräder. Das Lenkungssystem ist die Schnittstelle zwischen Fahrer und den gelenkten Rädern eines Fahrzeuges. Sie ist Bestandteil des Fahrwerks, welches die Verbindung zwischen Rad und Fahrzeugaufbau herstellt. Darum hat die Lenkung einen wesentlichen Einfluss auf die Querdynamik eines Fahrzeuges. Sie besteht im Wesentlichen aus einem Lenkrad, der Lenksäulenverstelleinheit, dem Lenkungsstrang, dem Lenkgetriebe und den Spurstangen. Diese Variante wird nun in weiterer Folge ausführlich in der Arbeit behandelt.

Für die Verkehrssicherheit ist es von essenzieller Bedeutung, mit welcher Genauigkeit einerseits der Lenker des Fahrzeuges einen gewünschten bzw. vom Straßenverlauf und Verkehrsgeschehen vorgegebenen Kurs einhalten kann und andererseits das Fahrzeug eine solche Vorgabe selbstständig beibehält.

Der Fahrer muss stets das sichere Gefühl haben, dass das Fahrzeug zuverlässig auf die Lenkvorgabe bzw. Kursvorgabe reagiert. Die Kurshaltung ist umso genauer, je früher der Lenker gewollte und ungewollte Kursabweichungen erkennen kann und je präziser das Fahrzeug auf Lenkungsvorgaben des Fahrers reagiert. [21]

Daraus lassen sich nun folgenden Anforderungen an eine Lenkung ableiten: [25]

- Zielgenauigkeit, Leichtgängigkeit, Feinfühligkeit, spontanes Ansprechen
- guter Geradeauslauf, selbständiges Rückstellen in die Mittellage

- Rückmeldung des Kraftschlusses Reifen-Fahrbahn
- Störgrößenunterdrückung aus Fahrbahnebenheiten, Antrieb, Bremsung, Reifenungleichförmigkeiten
- stabilisierendes Verhalten bei verschiedenen Fahrmanövern
- Dämpfung von Eigenschwingungen des Fahrzeuges
- geringe Lenkradmomente sowie ein kleiner Lenkwinkelbedarf speziell beim Parkieren
- geringe Geräuscentwicklung
- gute Energieeffizienz
- Erfüllung der Craschanforderungen zum Insassenschutz
- geringer Verschleiß und geringe Wartung

2.2 Evolution und Bauarten

Mit der Entwicklung von gezogenen Fahrzeugen zu angetriebenen Fahrzeugen, von Fahrwerken mit starren Achsen zu Einzelradaufhängungen und mit der Zunahme der Fahrzeuggeschwindigkeiten und Verkehrsanforderungen stiegen die Anforderungen an die Lenkvorrichtungen der Fahrzeuge.

Die Drehschemellenkung laut Abbildung 2.1 bewährte sich vor allem im Kutschenbau. Diese Art von Lenkung ermöglicht relativ große Lenkeinschläge was zu einer hohen Wendigkeit führt. Jedoch besteht die Gefahr des Kippens, wenn zu stark eingelenkt wird. Für gezogene Fahrzeuge erwies sie sich als ausreichend. Das Lenkverhalten wird von Bodenunebenheiten nur wenig beeinflusst, da die Zugkraft, welche in Lenkrichtung angreift, eine stabilisierende Wirkung ausübt.

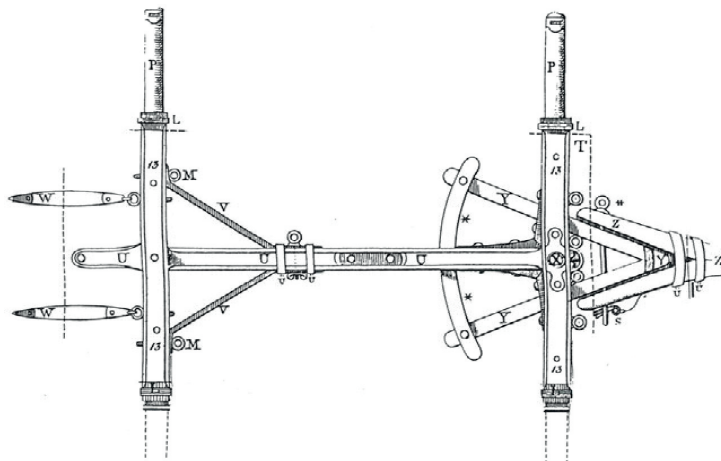


Abbildung 2.1: Drehschemellenkung (römischer Wagen) [19]

Höhere Komfortansprüche bei Personentransport und höhere Fahrgeschwindigkeiten führten dazu, dass die Drehschemellenkung durch die Achsschenkellenkung ersetzt wurde. Der bayerische Hofkutschenbauer Georg Lankensperger erhielt 1816 als erster ein bayrisches Privileg auf seine Achsschenkellenkung. In England konnte er seine Erfindung nur unter dem Namen seines dort ansässigen Geschäftsfreundes Rudolf Ackermann patentieren. Dies führte dazu, dass die Lenkung als „Ackermannlenkung“ bekannt wurde. Typisch für diese Lenkung ist die Lagerung des Rades auf einem Radträger, welcher um eine Lenkachse geschwenkt werden kann. Das kurveninnere Rad kann nun stärker eingelenkt werden als das kurvenäußere Rad. Abbildung 2.2 zeigt solch eine Achsschenkellenkung.

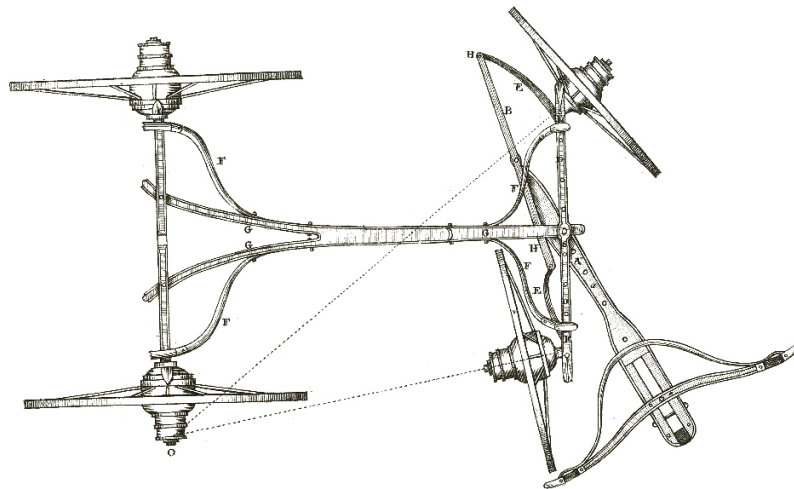


Abbildung 2.2: Achsschenkellenkung (Lankensperger) [17]

In weiterer Folge entstanden verschiedene Arten von mechanischen Lenkgetrieben mit dem Ziel, die Lenkkräfte zu reduzieren. Ziel war und ist es die Reibung zu reduzieren, was zu einer Erhöhung des Wirkungsgrades führt. Die Verschleißbeständigkeit und die Nachstellbarkeit waren ebenfalls zentrales Thema bei der Evolution des Lenkgetriebes. Abbildung 2.3 zeigt verschiedene Bauformen von Lenkungsgetrieben.

Bei der Schneckenradlenkung mit einem Radsegment (1) wird die Schnecke durch die Drehung des Lenkrades in Bewegung gesetzt. Das Radsegment führt nun eine Schwenkbewegung aus und ist in weiterer Folge mit dem Lenkgestänge verbunden. Bei der Schneckenradlenkung mit Lenkfinger (2) wird das Radsegment durch einen meist wälzgelagerten Lenkfinger ersetzt. Wird das Radsegment durch eine konische Rolle ersetzt, so spricht man von einer Schneckenrollenlenkung (3). Im nächsten Schritt wird das Schneckengetriebe durch einen effizienteren Kugelgewindetrieb (4) ersetzt. Derzeit werden meist Zahnstangenlenkungen (5) verbaut. Diese sind relativ kostengünstig und besitzen durch die direkte Übertragung zudem eine hohe Steifigkeit.

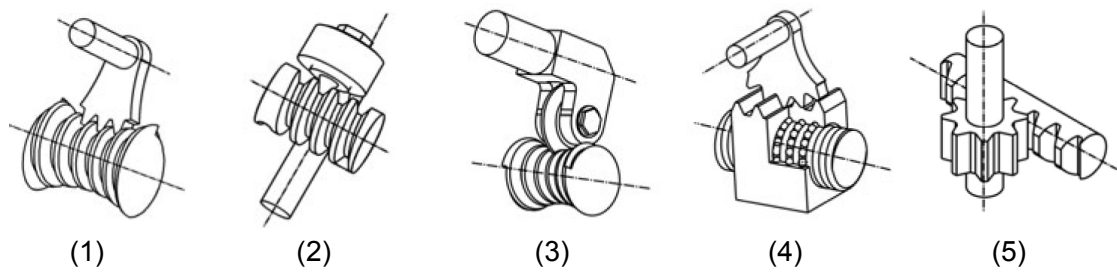


Abbildung 2.3: Bauarten Lenkgetriebe [25]

In den 50er Jahren fand die Servolenkung mit hydraulischer Hilfsenergie den Einzug, wie in Abbildung 2.4 dargestellt wird. In den 90er Jahren wurden erstmals Servolenkungen mit elektrischer Hilfsenergie in Serie bei einigen Fahrzeugen eingesetzt. Durch die laufende Weiterentwicklung entstanden schlussendlich aktive Lenkungssysteme. [25]

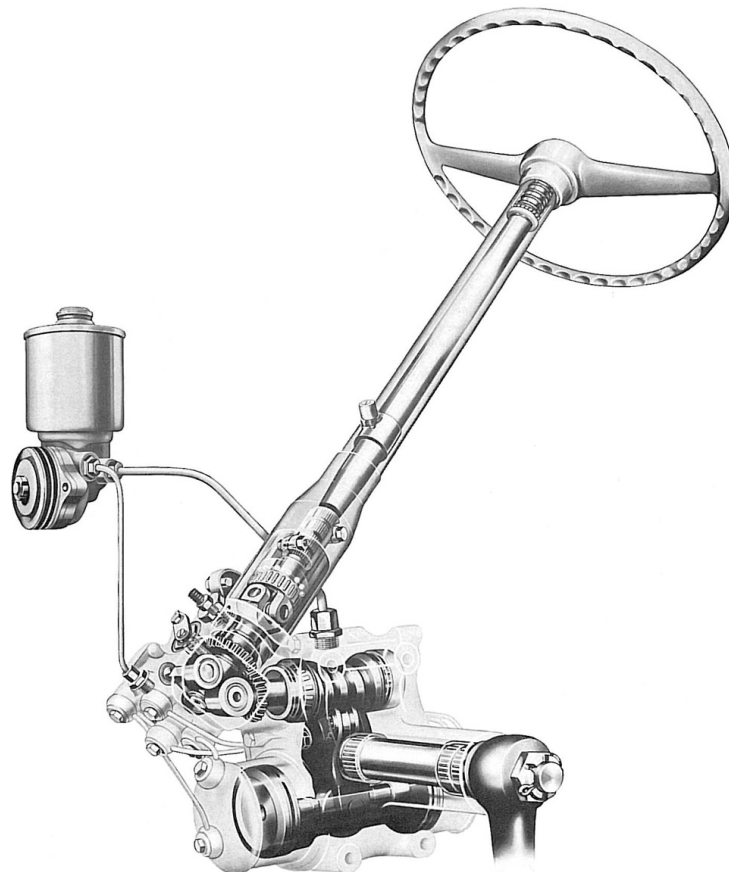


Abbildung 2.4: Hydraulische Lenkunterstützung (Gemmer) [5]

2.3 Lenkkinematik

2.3.1 Ackermann-Bedingung

Das Lenkgestänge soll einen bestimmten Differenzwinkel, den sogenannten Spurdifferenzwinkel $\Delta\delta$, zwischen kurveninnerem und kurvenäußeren Rad erzeugen. Schneiden sich die Verlängerung der Radachsen in einem Punkt P , so spricht man von der sogenannten Ackermann-Bedingung. Abbildung 2.5 zeigt diese sogenannte Ackermann-Bedingung.

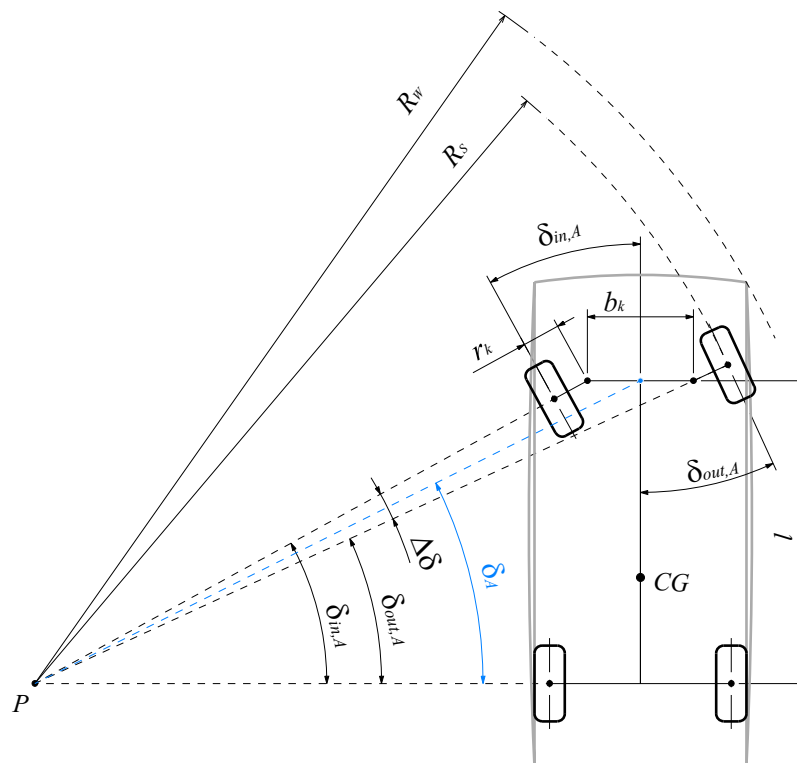


Abbildung 2.5: Ackermann-Bedingung

Die dazugehörigen Winkel werden als Ackermann-Radlenkwinkel bezeichnet. Für das kurveninnere Rad ist dies der Winkel $\delta_{in,A}$ und für das kurvenäußere Rad der Winkel $\delta_{out,A}$. Zur Berechnung dieser Winkel ist der Radstand l und der Spreizachsenabstand b_k entscheidend. Der Spreizachsenabstand kann über die Spurbreite b und dem Lenkrollradius r_k ermittelt werden. Der Ackermannwinkel δ_A ist der Winkel zwischen der Linie vom Momentanpol zum Mittelpunkt der Vorderachse und der Linie vom Momentanpol zum Mittelpunkt der Hinterachse und bestimmt den Lenkwinkel eines gedanklichen in diesem Punkt befindlichen Rades eines Einspurmodells. Der Spurkreisradius R_s ist der Radius des kleinsten fahrbaren Kreisbogens des äußeren gelenkten Rades. Dieser Radius

ist eher von theoretischer Bedeutung. Wesentlich bedeutender bzw. anschaulicher ist der Wendekreisradius R_w . Diese Bedingung lässt sich mit folgender Gleichung beschreiben:

$$\cot \delta_{\text{out,A}} = \cot \delta_{\text{in,A}} + \frac{b_k}{l} \quad (2.1)$$

mit $b_k = b - 2r_k$

Erfolgt die Lenkungsauslegung genau nach der Ackermannbedingung, so rollen die Fahrzeugräder bei langsamer Fahrzeuggeschwindigkeit (sehr kleine Seitenkräfte) annähernd ohne Schräglaufwinkel ab. Bei höheren Geschwindigkeiten verursacht eine höhere Querschleunigung höhere Seitenkräfte. Dies führt zur Erhöhung der Schräglaufwinkel α_i . Der Kurvenmittelpunkt P' verschiebt sich gegenüber dem Kurvenmittelpunkt P nach Ackermann nach vorne. Die kurvenäußeren Räder weisen wie in Abbildung 2.6 gezeigt wird, einen geringeren Schräglaufwinkel als die kurveninneren Räder auf.

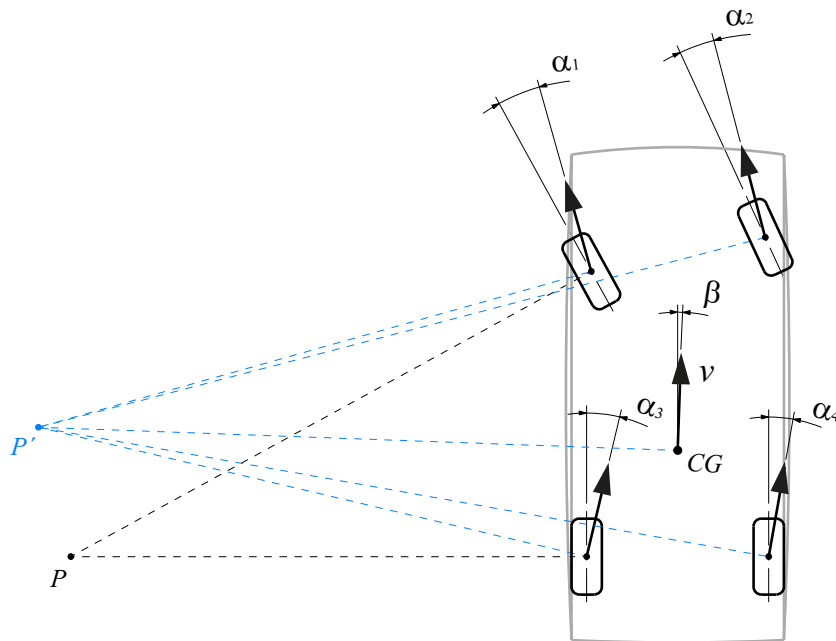


Abbildung 2.6: Schräglaufwinkel bei Kurvenfahrt

2.3.2 Begriffsbestimmung [1] [4]

Die internationalen Normen DIN ISO 8855 und DIN 70000 legen die wichtigsten Begriffe der Fahrzeugdynamik fest. Diese Begriffe gelten für Straßenfahrzeuge wie Personenkraftwagen und Nutzkraftwagen mit einer oder mehreren gelenkten Achsen und für Kraftwagenzüge, bestehend aus mehreren Einheiten. Die Achsensysteme, welche für die weiteren Berechnungen erforderlich sind, werden in Abbildung 2.7(a) und 2.7(b) dargestellt.

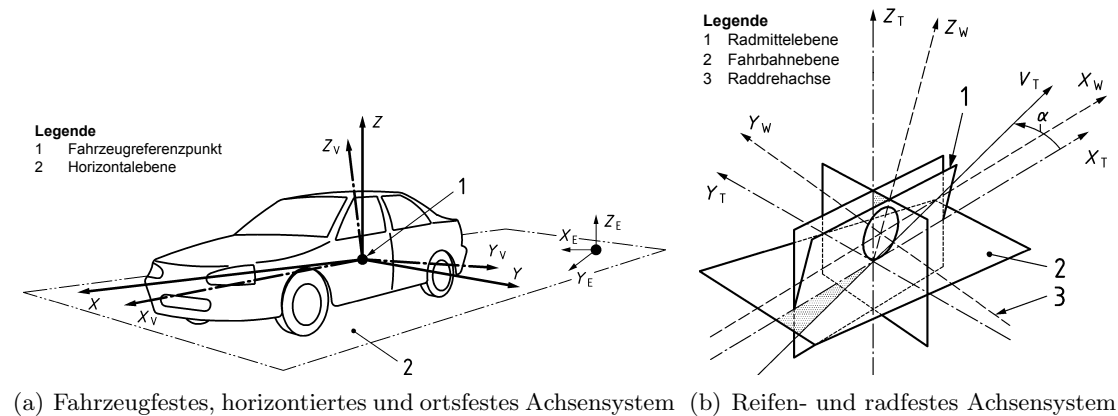


Abbildung 2.7: Achsensysteme laut ISO 8855 [4]

Ortsfestes Achsensystem (X_E, Y_E, Z_E):

- ist an den Ort gebunden
- die X_E - und Y_E -Achse liegt parallel zur Horizontalebene (senkrecht zur Richtung der Schwerkraft); die positive Z_E -Achse ist nach oben gerichtet
- die Ausrichtung der X_E - und Y_E -Achse ist beliebig und sollte den Anforderungen der Analyse oder des Versuchs entsprechen

Fahrzeuggestes Achsensystem (X_V, Y_V, Z_V):

- gebunden an die gefederte Fahrzeugmasse
- die X_V -Achse ist im Wesentlichen horizontal nach vorne gerichtet (Fahrzeug in Ruhe) und parallel zur Fahrzeuglängsmittlebene
- die Y_V -Achse ist senkrecht zur Fahrzeuglängsmittlebene und nach links gerichtet
- die positive Z_V -Achse zeigt nach oben.

Horizontiertes Achsensystem (X, Y, Z):

- die X - und Y -Achse liegt parallel zur Horizontalebene
- die X -Achse ist die Projektion der X_V -Achse auf die Horizontalebene

Reifenfestes Achsensystem (X_T, Y_T, Z_T):

- die X_T - und Y_T -Achse liegt parallel zur lokalen Fahrbahnebene
- die X_T -Achse ist die Schnittlinie der Radmittelebene mit der Fahrbahnebene
- die positive Z_T -Achse liegt senkrecht zur Fahrbahnebene und zeigt nach oben

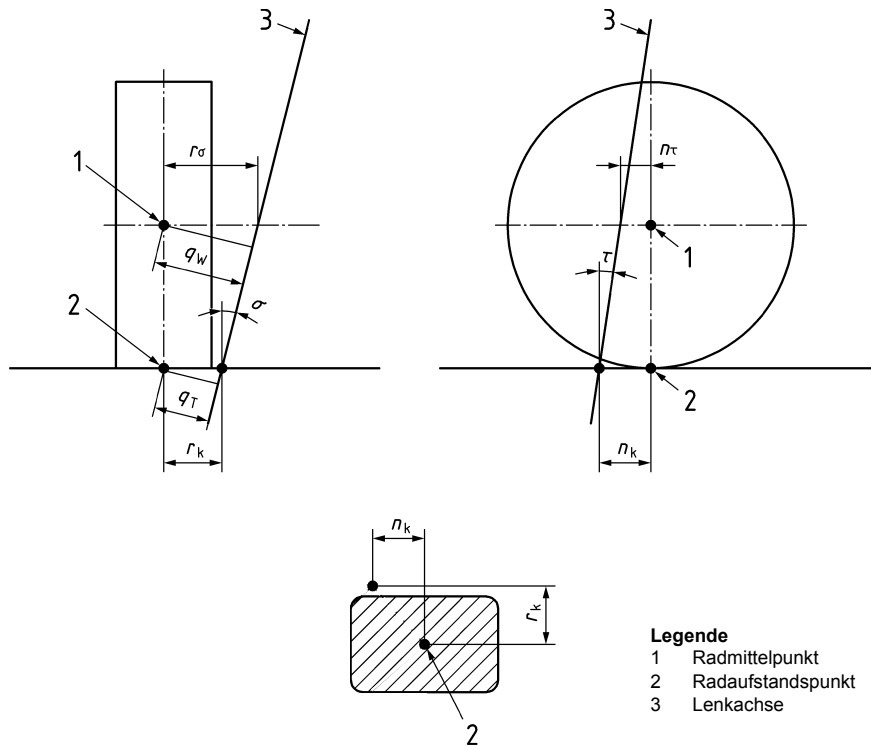


Abbildung 2.8: Geometrie der Lenkachse laut ISO 8855 [4]

Die Position und Orientierung der Vorderräder, wie in Abbildung 2.8 gezeigt, wird durch folgende Kenngrößen beschrieben:

Sturzwinkel ε_V :

- Winkel zwischen Radmittelebene und Z_V -Achse
- er ist positiv, wenn das Rad relativ zum Aufbau oben nach außen geneigt ist

Radlenkwinkel δ :

- Winkel zwischen X -Achse und der X_T -Achse
- er ist bei positiver Drehung um die Z -Achse positiv

Radlenkwinkel un gelenkt δ_0 :

- das Lenkrad befindet sich in Geradeausstellung

- Winkel zwischen X -Achse und der X_T -Achse
- das Rad ist in „Vorspur“, wenn der vordere Teil des Rades näher zur Fahrzeugmitellinie liegt als der Radmittelpunkt und in „Nachspur“, wenn er weiter entfernt ist
- „Vorspur“ wird nach Vereinbarung als positiver Winkel festgelegt und „Nachspur“ als negativer Winkel

Lenkrollradius r_k :

- Abstand zwischen der Radmittelebene und dem Durchstoßpunkt der Lenkachse durch die $X_T Y_T$ -Ebene in Richtung der Y_T -Achse

Nachlaufstrecke n_k :

- Abstand zwischen der $Y_T Z_T$ -Ebene und dem Durchstoßpunkt der Lenkachse durch die $X_T Y_T$ -Ebene in X_T -Richtung

Spreizungswinkel σ :

- Winkel zwischen der Z_V -Achse und der Projektion der Lenkachse auf die $Y_V Z_V$ -Ebene
- der Winkel ist positiv, wenn das obere Ende der Lenkachse nach innen geneigt ist

Nachlaufwinkel τ :

- Winkel zwischen der Z_V -Achse und der Projektion der Lenkachse auf die $X_V Z_V$ -Ebene.
- er ist positiv, wenn die Lenkachse nach hinten geneigt ist

Spreizungsversatz r_σ :

- Abstand zwischen der Projektion des Radmittelpunktes und der Projektion der Lenkachse auf eine Ebene senkrecht zur $X_V Y_V$ -Ebene und senkrecht zur Schnittlinie der Radmittelebene mit der $X_V Y_V$ -Ebene

Nachlaufversatz n_τ :

- Abstand der Projektion des Radmittelpunktes und der Projektion der Lenkachse auf eine Ebene senkrecht zur $X_V Y_V$ -Ebene und parallel zur Schnittlinie der Radmittelebene mit der $X_V Y_V$ -Ebene

Störkrafthebelarm q_w :

- Abstand der Projektion des Radmittelpunktes und der Projektion der Lenkachse auf eine Ebene senkrecht zur $X_V Y_V$ -Ebene und senkrecht zur Schnittlinie der Radmittelebene mit der $X_V Y_V$ -Ebene
- der Abstand wird senkrecht zur Projektion der Lenkachse gemessen
- er ist positiv, wenn die Projektion der Lenkachse innerhalb der Radmittelpunkte liegt

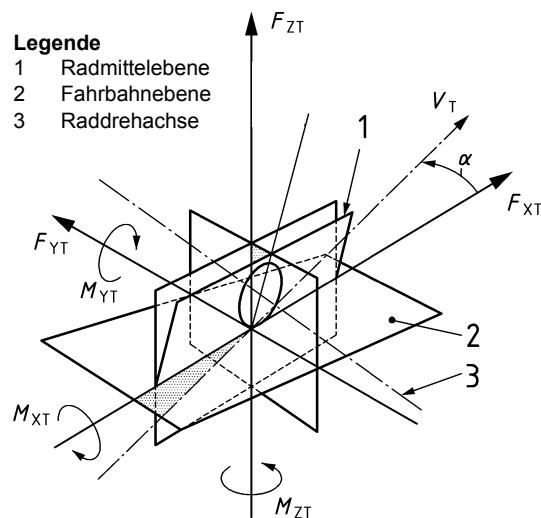


Abbildung 2.9: Bezeichnung der Kräfte und Momente am Reifen laut ISO 8855 [4]

Die Reifenkräfte bzw. -momente laut Abbildung 2.9 sind wie folgt definiert:

Reifenlängskraft F_{XT} :

- Komponente der Gesamtkraft, die von der Straße auf den Reifen in X_T -Richtung einwirkt

Reifenseitenkraft F_{YT} :

- Komponente der Gesamtkraft, die von der Straße auf den Reifen in Y_T -Richtung einwirkt

Reifennormalkraft F_{ZT} :

- Komponente der Gesamtkraft, die von der Straße auf den Reifen in Z_T -Richtung einwirkt

Kippmoment des Reifens M_{XT} :

- Komponente des Momentes aus der Gesamtkraft um die X_T -Achse, die von der Straße auf den Reifen wirkt

Rollmoment des Reifens M_{YT} :

- Komponente des Momentes aus der Gesamtkraft um die Y_T -Achse, die von der Straße auf den Reifen wirkt

Rückstellmoment des Reifens M_{ZT} :

- Komponente des Momentes aus der Gesamtkraft um die Z_T -Achse, die von der Straße auf den Reifen wirkt

2.4 Komponenten

2.4.1 Lenkrad

Das Lenkrad ist eines der wichtigsten Schnittstellen zwischen Fahrer und Fahrzeug. Über das Lenkrad werden einerseits Lenkbewegungen eingeleitet und andererseits erhält der Fahrer eine Rückmeldung der Fahrsituation. Eine weitere Aufgabe ist die Aufnahme zahlreicher Bedien- sowie Anzeigeelemente. Im Crashfall kommt dem Lenkrad eine zentrale Bedeutung zu. Der Fahrer soll bei einem Frontalcrash nicht am Lenkradkorpus aufschlagen. Dazu ist eine optimale Airbagentfaltung zwingend erforderlich. Abbildung 2.10 zeigt den Aufbau eines Lenkrades. [25]

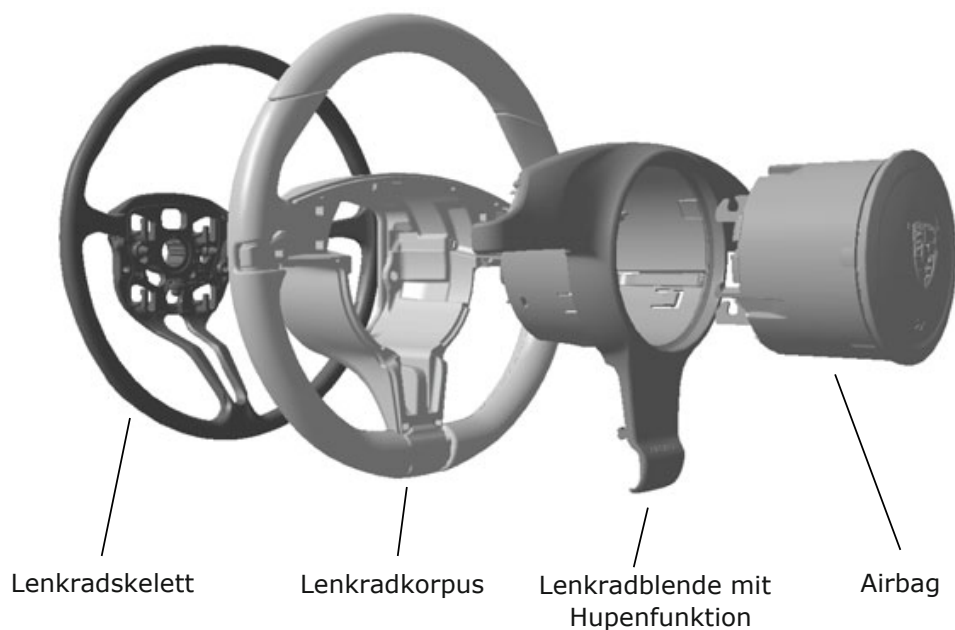


Abbildung 2.10: Lenkrad Porsche [25]

2.4.2 Lenksäule

Die Grundfunktion der Lenksäule ist die Verbindung des Lenkrades mit dem Lenkgetriebe, wie in Abbildung 2.11 gezeigt wird. Aufgrund der Tatsache, dass die Achsen des Lenkrades und des Lenkgetriebes in den meisten Fällen nicht kongruent sind, müssen Gelenke verbaut werden. Der Lenkungsstrang besteht grundsätzlich aus einem oberen, mittleren und unteren Lenkstrang. Der mittlere Lenkstrang wird häufig auch als Lenkzwischenwelle bezeichnet. Je nach Bauart der Lenkung müssen jedoch nicht alle Komponenten zum Einsatz kommen. In der Lenkzwischenwelle findet zumeist ein Längenausgleich statt. [25]

Dieser Ausgleich kann aus folgenden Gründen erforderlich sein:

- Längenausgleich zur Kompensation von Toleranzen
- Längenausgleich für die Längsverstellung des Lenkrades
- Längenausgleich mit definiertem Verhalten beim Fahrzeugcrash

Der obere Lenkstrang wird in der sogenannten Verstelleinheit gelagert. Mit dieser kann die Position des Lenkrades angepasst werden. Es ist eine Längs-, Neigungs- und Höhenverstellung rein mechanisch oder elektrisch möglich.

Für die Verkehrssicherheit ist das Verhalten der Lenksäule im Crashfall von zentraler Bedeutung. Bei einem Frontalaufprall auf ein Hindernis darf der Lenkstrang das Lenkrad nicht in den Fahrgastraum schieben und somit das Zusammenspiel der Sicherheitskomponenten durch eine Fehlstellung des Lenkrades verschlechtern. Um dies zu verhindern, verfügt der Lenkungsstrang über Elemente, die bei hohen Lasten einfahren oder ausknicken. [25]

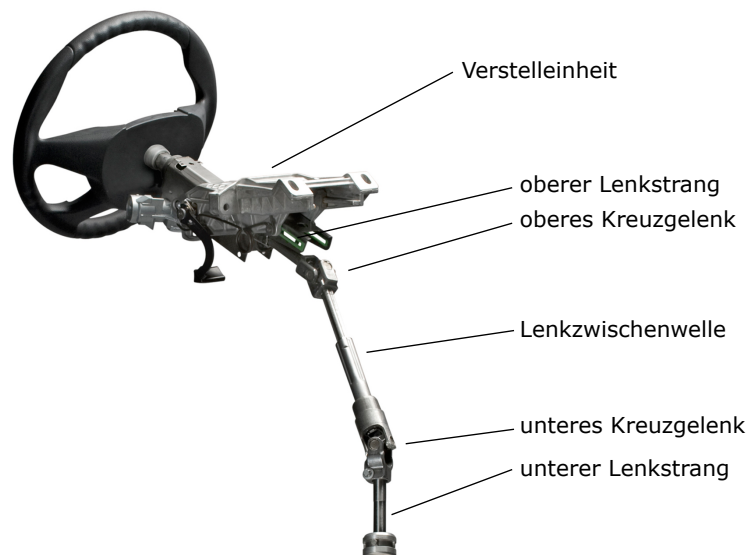


Abbildung 2.11: Aufbau einer Lenksäule [6]

Gelenke

Bei geringen Beugewinkeln (bis ca. 5°) können Gelenkscheiben, auch Hardydisc genannt, wie in Abbildung 2.12 gezeigt, verwendet werden. [21]

Gelenkscheiben sind elastische, meist aus Gummi gefertigte, Kupplungselemente mit einvulkanisierten Buchsen zum Ausgleich von Radial-, Axial- und Winkelversatz. Des Weiteren besitzen diese Kupplungen ausgezeichnete Dämpfungseigenschaften und reduzieren dadurch Vibrationen und Körperschall durch die Unterbrechung der Schallpfade im Lenkungsstrang. [7]



Abbildung 2.12: Hardydisc [7]

Bei größeren Beugewinkeln werden ein oder zwei Kreuzgelenke verwendet. Die Verwendung eines Kreuzgelenkes verursacht eine ungleichförmige Drehbewegung. Mit einem zweiten Kreuzgelenk kann diese Drehungleichförmigkeit wieder aufgehoben werden. Für solch eine homokinematische Gelenksanordnung müssen folgende Bedingungen erfüllt werden:

- Die Beugungswinkel der Gelenke müssen gleich groß sein
- Die Teile des zweiten Gelenks müssen um 90° früher oder später in ihre aus An- und Abtriebswelle gebildete Bezugsebene einlaufen als die Teile des ersten Gelenks

Durch die Umlenkung des Moments entsteht an der Gabel ein Zusatzmoment. Dieses Moment bewirkt Kräfte auf die Lager, was in weiterer Folge zu einer Biegebeanspruchung der Welle führt. Darum sollen Gelenkbeugewinkel über 30° vermieden werden, da die hohen Querkräfte in Verbindung mit der Lagerreibung auch bei homokinematischen Gelenksanordnungen zu spürbaren Lenkmomentschwankungen führen. [21]

Abbildung 2.13 zeigt den Aufbau eines Kreuzgelenks.

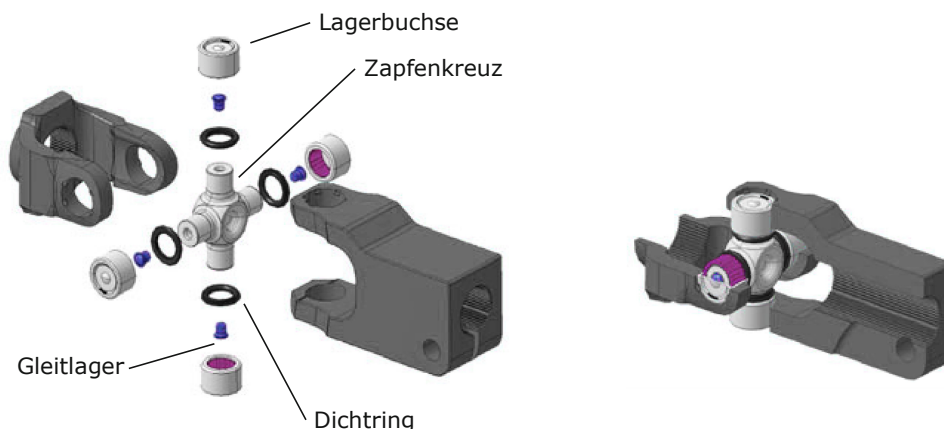


Abbildung 2.13: Aufbau eines Kreuzgelenks [25]

Dämpfungselemente

Torsions- und Längsschwingungen werden von der Lenksäule von der Vorderachse bis zum Lenkrad übertragen. Zur Entkopplung werden geeignete Dämpfungselemente integriert. Bei der Verwendung von Gelenksscheiben ist die Dämpfung aufgrund des Aufbaus mit einem elastischen Element dort schon integriert.

Werden Kreuzgelenke verwendet, so kommen häufig sogenannte Tube-in-Tube Dämpfungselemente zum Einsatz. Solche Systeme besitzen einen inneren und äußeren Mitnehmer mit einem dazwischenliegenden, elastischen Dämpfungselement. Sie bauen sehr kompakt und besitzen zumeist einen Endanschlag. Die Kennlinie muss fahrzeugspezifisch abgestimmt werden. [25]

Abbildung 2.14 zeigt solch ein Dämpfungselement.

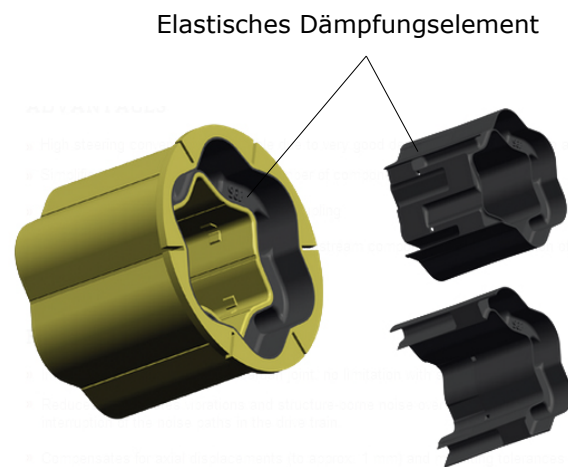


Abbildung 2.14: TUBE in TUBE Dämpfungselement [8]

2.4.3 Lenkgetriebe

Das Lenkgetriebe hat die Aufgabe, die Drehbewegung, welche vom Fahrer über das Lenkrad eingeleitet wird, in eine translatorische Bewegung der Zahnstange umzuwandeln. Dies kann durch Kugelumlaufnennungen, hydrostatischen Lenkungen oder Zahnstangenlenkungen erreicht werden. Bei Personenkraftwagen werden zumeist Zahnstangenlenkungen verwendet. Bei höheren Lenkkräften, wie sie zumeist bei Nutzfahrzeugen auftreten, kommen Kugelumlaufnennungen und hydrostatische Lenkungen vermehrt zum Einsatz. Im PKW kommen üblicherweise Zahnstangenlenkungen zum Einsatz, daher wird in dieser Arbeit in weiterer Folge die Zahnstangenlenkung etwas näher beschrieben.

Das Übersetzungsverhältnis ist in vielen Fällen variabel. Abbildung 2.15 zeigt eine Zahnstange mit einem variablen Übersetzungsverhältnis.



Abbildung 2.15: Zahnstange einer variablen Lenkgetriebeübersetzung (Fahrerorientierter Ansatz) [9]

Es gibt verschiedene Ansätze, die zu einer variablen Übersetzung laut Abbildung 2.16 führen: [25]

- **Lenksystem-orientierter Ansatz**

Je weiter sich der Vorderradwinkel dem Endanschlag annähert, umso geringer wird die Gesamtlenkungsübersetzung bei einem Lenksystem mit konstanter Lenkgetriebeübersetzung. Dies kann auf den effektiven Lenkhebelarmradius zurückgeführt werden und führt bei zunehmendem Lenkeinschlag zu einem Anstieg des erforderlichen Lenkmomentes und zu einer höheren Ritzelbeanspruchung. Die variable Ausführung ermöglicht nun eine Reduktion der Zahnstangensteigung mit zunehmendem Lenkeinschlag. Dadurch werden Lenkmoment und Ritzelbelastung mit zunehmendem Lenkeinschlag reduziert.

- **Fahrer-orientierter Ansatz**

Im Gegensatz zur vorher erwähnten Reduktion der Zahnstangensteigung ist es möglich, bei ausreichender Servounterstützung, die Steigung mit zunehmendem Lenkeinschlag zu erhöhen. Dies führt zu einer Reduktion der erforderlichen Lenkraddrehungen von Anschlag zu Anschlag. Dadurch werden Parkiervorgänge erleichtert. Gleichzeitig wird die Reaktion des Fahrzeuges bei hohen Geschwindigkeiten während der Geradeausfahrt, aufgrund der geringeren Zahnsteigung im Mittenbereich, verringert. Jedoch führt dies zu einem höheren Leistungsbedarf der Servounterstützung.

- **Sonderanwendungen**

Variable Lenkungsgetriebe können auch zur Korrektur von Asymmetrien innerhalb der Lenkgeometrie verwendet werden.

Führt die Fahrer-orientierte Lenkgetriebeübersetzung zu einer Überlastung der Servounterstützung, so kann bei Annäherung des Maximaleinschlages die Zahnstangensteigung wieder reduziert werden.

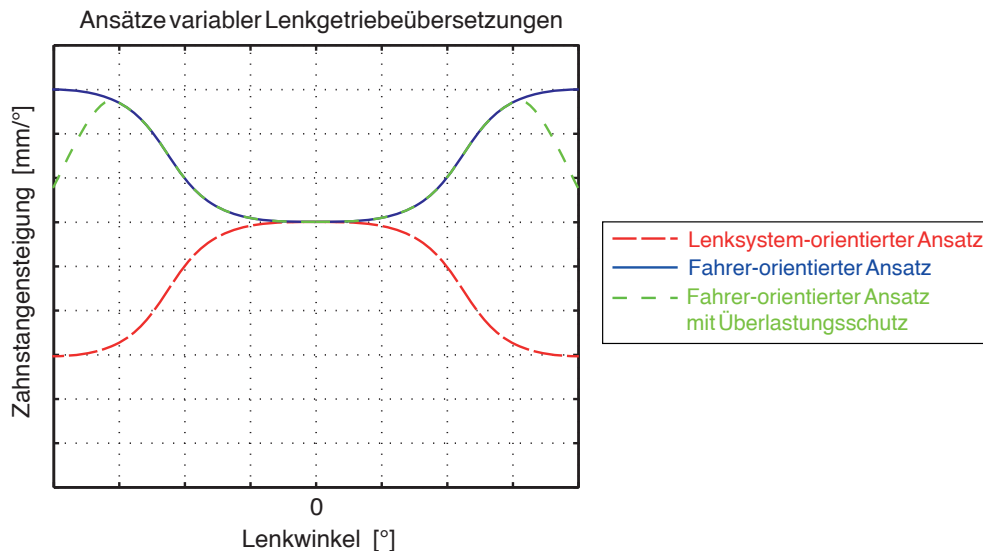
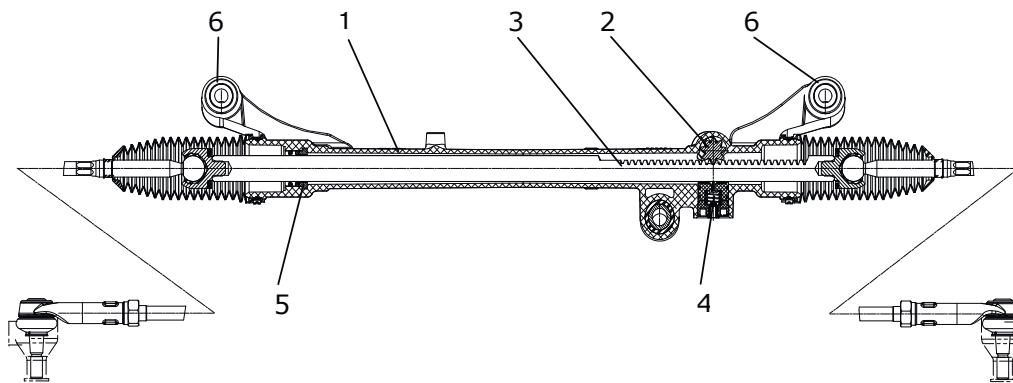


Abbildung 2.16: Verschiedene Ansätze variabler Lenkgetriebeübersetzungen

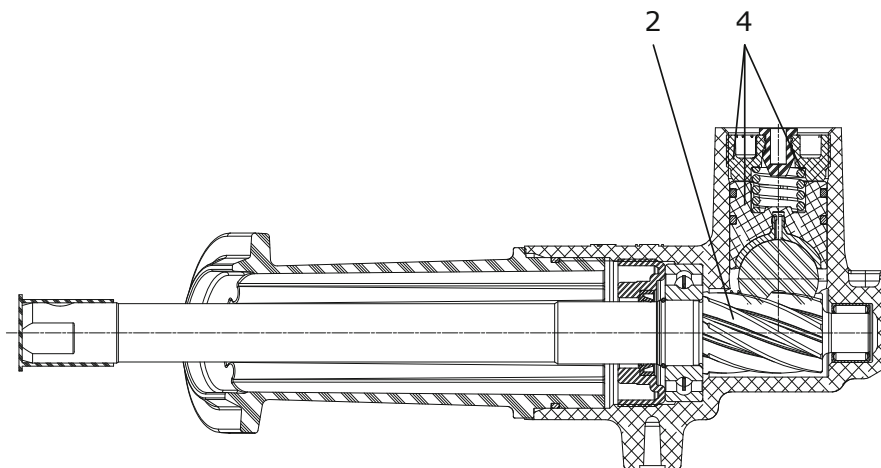
Die Lagerung der Zahnstange des Lenkgetriebes laut Abbildung 2.17(a) und 2.17(b) erfolgt an zwei Stellen. Verzahnungsseitig drückt ein federbelastetes Druckstück (4) die Zahnstangenverzahnung (3) gegen die schrägverzahnnte Ritzelverzahnung (2). Dieses Druckstück muss beweglich gelagert sein und kann dadurch Klappergeräusche verursachen. Auf der gegenüberliegenden Seite wird die Zahnstange in einer Gleitbuchse (5) geführt.

Das Lenkgetriebe kann an einem Hilfsrahmen, an dem auch andere Komponenten des Fahrwerks angebunden sind, befestigt werden. Diese Anbindung ergibt eine steife Kopplung zwischen Räder und Lenkung. Der Hilfsrahmen ist akustisch von der Karosserie entkoppelt.

Eine weitere Möglichkeit ist die Befestigung des Lenkgetriebes (1) direkt an der Karosserie. Diese Befestigung kann starr oder flexibel erfolgen. Vorteilhaft bei einer starren Verbindung ist ein präziseres Lenkverhalten, hat aber Nachteile hinsichtlich der Akustik und dem Stoßverhalten. Eine flexible Lagerung (6) erfolgt zumeist mit sogenannten Silentblöcken bzw. Gummilager. Diese besitzen eine progressive Federkennlinie und gute Dämpfungseigenschaften. Die flexible Lagerung muss für jedes Fahrzeug optimal angepasst werden. [25]



(a) Schnitt durch Lenkgetriebe



(b) Schnitt durch die Ritzelverzahnung

Abbildung 2.17: Aufbau eines Lenkgetriebes [25]

2.4.4 Spurstangen

Die Spurstange ist die mechanische Kopplung zwischen Lenkgetriebe und Radträger. Sie besteht aus einem äußeren und inneren Gelenk. Für die Anpassung bzw. Änderung der Fahrzeugspur kann in vielen Fällen die Länge der Stange verändert werden.

Das gesamte innere Gelenk wird meist von einem Faltenbalg geschützt. Es führt sowohl beim Lenken als auch beim Ein- und Ausfedern eine kippende Bewegung aus. Zwischen Gehäuse und Kugel befindet sich eine Kugelschale. Ein vorgespannter Elastomerring führt zu einem Nachstellen des verschleißbedingten Spiels.

Aufgrund der radseitigen Anordnung ist das äußere Gelenk hohen Umwelteinflüssen ausgesetzt und wird von einem Dichtungsbalg geschützt. Die Lenkbewegung führt im Gegen-

satz zum inneren Gelenk zu einer drehenden Bewegung während das Ein- und Ausfedern weiterhin zu einer kippenden Bewegung führt.

Es besteht die Möglichkeit einen Sensor, welcher die Kipp- und Drehbewegungen messtechnisch erfasst, im Kugelgelenk zu verbauen. Diese gemessenen Daten dienen zur Ermittlung der Fahr- und Fahrzeugzustände (Einfedergeschwindigkeit und Lenkwinkel des Rades, Höhenzustand des Fahrzeuges, ...), wie sie z.B. für die Leuchtweitenregulierung, Fahrzeughöhenstand bei Luftfederung oder bei geregelten Dämpfern benötigt werden. [25]

Abbildung 2.18 zeigt den Aufbau einer Spurstange.

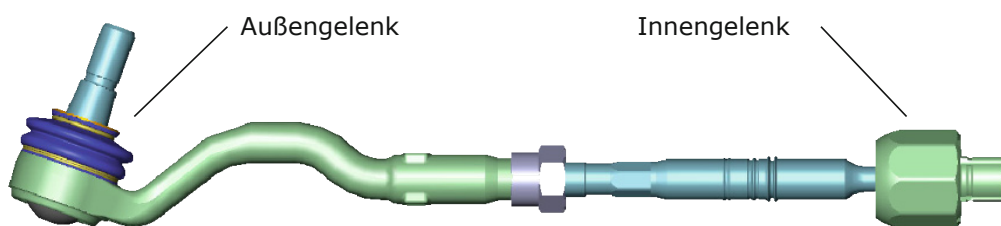


Abbildung 2.18: Aufbau einer Spurstange [25]

2.4.5 Radträger

Der Radträger ist jenes Glied der Radaufhängung, welches das Radlager, meist ein Wälzlager, aufnimmt. Über das Radlager ist das Rad des Fahrzeuges mit der Radaufhängung drehbar verbunden. Im Allgemeinen wird der Radträger über Gelenke und Lenker mit dem Fahrzeugaufbau verbunden, um die gewünschten Radführungseigenschaften zu erreichen. [30]

Abbildung 2.19 zeigt solch einen Radträger in einer Doppelquerlenkerradaufhängung.

Einerseits sollen die Aufnahmepunkte der Lenker, aufgrund der Kräftesituation möglichst weit am Radträger auseinanderliegen. Andererseits darf er nicht zu groß bauen, damit keine Aufhängungskomponenten bei Lenkvorgängen mit dem Rad in Berührung kommen. [23]

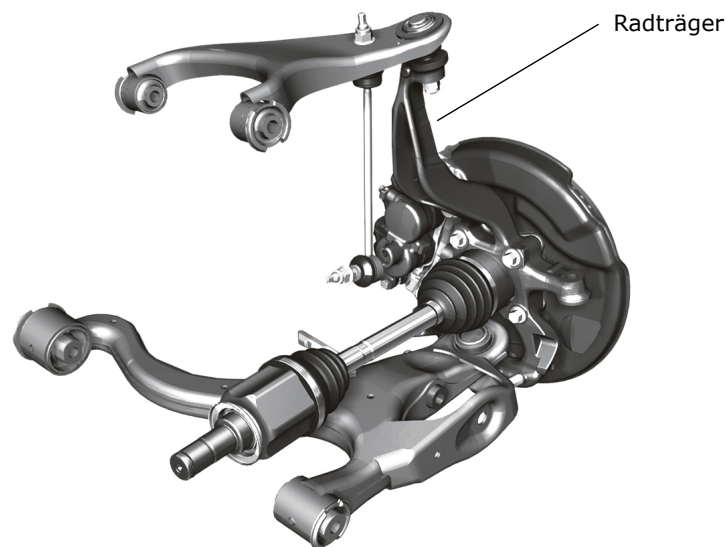


Abbildung 2.19: Radträger [10]

2.4.6 Lenkunterstützung

Die Servolenkung gehört mittlerweile weitestgehend zur Basisausstattung. Die vom Fahrer aufzubringenden Lenkkräfte werden durch hydraulische oder elektrische Hilfsenergie verringert. Der Fahrerwunsch wird durch eine Messung des von ihm aufgebrachteten Lenkwinkels und Lenkmoments ermittelt.

Prinzipiell kann eine Erhöhung der Lenkgetriebeübersetzung auch zur Reduktion der Lenkkräfte führen. Jedoch erhöhen sich dadurch die erforderlichen Lenkradbewegungen und das Fahrzeug fühlt sich unhandlich, Agilität und Lenkgefühl gehen zunehmend verloren. Durch die Verwendung einer variablen Lenkgetriebeübersetzung, eine sogenannte Lenksystem-orientierte Übersetzung, wie in Kapitel 2.4.3 erwähnt, lässt sich dieser Nachteil verringern. Dabei wird die Übersetzung so gewählt, dass mit zunehmendem Lenkwinkel die Lenkung immer indirekter wird. Dies führt zur Reduktion der Parkierkräfte. Die Wirkung einer Hilfskraftlenkung lässt sich damit allerdings nicht erreichen.

Kommt eine Hilfskraftlenkung zum Einsatz wird dennoch eine variable Lenkungsübersetzung verwendet. Dabei wird die Übersetzung so gewählt, dass mit zunehmendem Lenkwinkel die Lenkung immer direkter wird. Es kommt eine sogenannte Fahrer-orientierte Übersetzung, wie in Kapitel 2.4.3 erwähnt, zum Einsatz, da aufgrund der Servounterstützung nicht auf niedrige Parkierkräfte geachtet werden muss. Dadurch lassen sich die erforderlichen Lenkradbewegungen deutlich reduzieren.

Häufig werden geschwindigkeitsabhängige Servolenkungen verwendet. Dies bewirkt, dass bei Parkiervorgängen und beim Lenken im Stand das Lenkmoment, welches vom Fahrer aufzubringen ist, deutlich reduziert wird. Gleichzeitig ermöglicht sie dem Fahrer ein exaktes, zielgenaues Lenken bei höheren Geschwindigkeiten. [21]

Abbildung 2.20 zeigt einen typisch geschwindigkeitsabhängigen Verlauf.

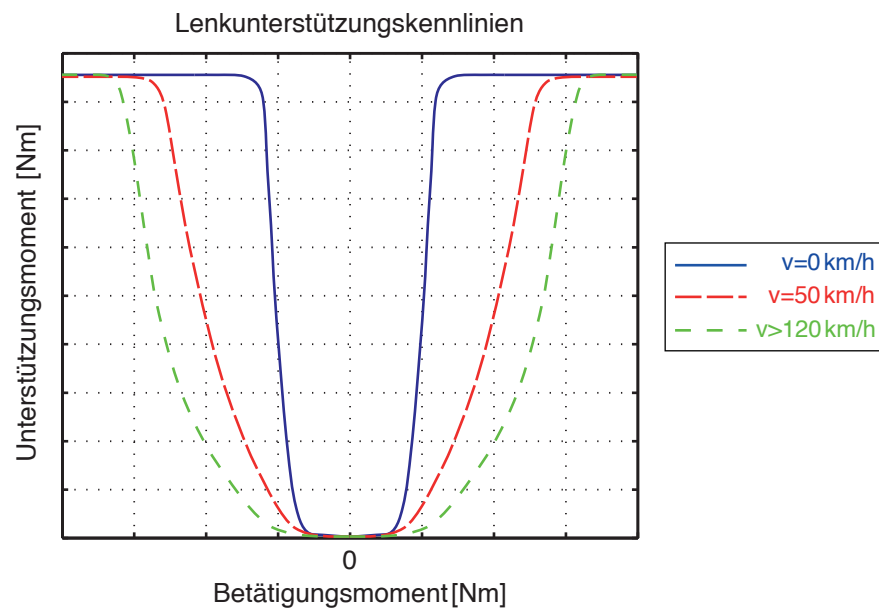


Abbildung 2.20: Geschwindigkeitsabhängige Lenkunterstützung

2.4.6.1 HPS (Hydraulische Lenkunterstützung)

Hydraulische Lenkunterstützungen werden häufig bei hohen Achslasten eingesetzt. Zu- meist kommt eine Zahnstangenhydraulenkung zum Einsatz. Dabei ist der Arbeitszylinder laut Abbildung 2.21 in die Zahnstange integriert.

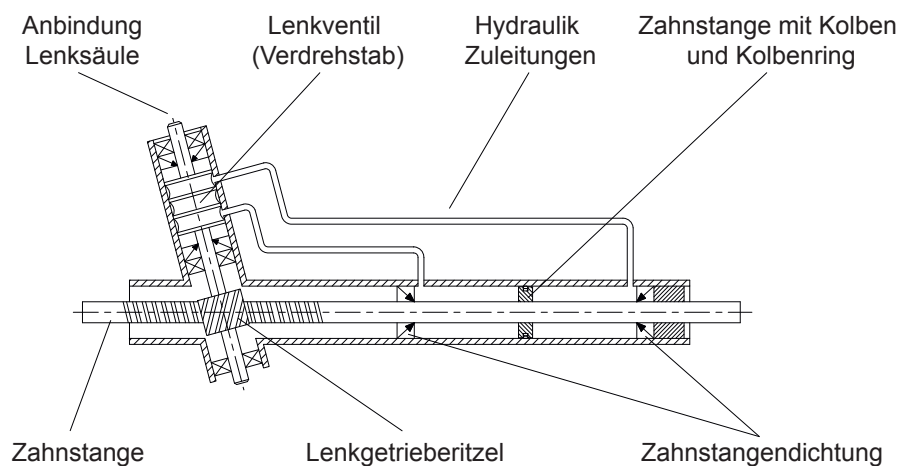


Abbildung 2.21: Aufbau eines hydraulischen Lenkgetriebes [25]

Der Fahrerwunsch wird über einem, im Lenkstrang verbauten Torsionsstab, welcher mit einem Drehschieberventil verbunden ist, ermittelt. Mit zunehmendem Lenkmoment, welches vom Fahrer über das Lenkrad eingeleitet wird, verformt sich dieser stärker, und öffnet in weiterer Folge bestimmte Kanäle, sodass ein Druckunterschied zwischen linker und rechter Kammer des Arbeitszylinders entsteht. Daraus resultiert die Lenkunterstützung. Für das Fahrgefühl entscheidend ist die Ventilkennlinie, welche auf das jeweilige Fahrzeug abgestimmt werden muss. Das Drucköl wird von einer Hydraulikpumpe gefördert, welche über einen Keilriemen direkt durch den Fahrzeugmotor angetrieben wird. Dadurch entsteht eine von der Motordrehzahl abhängige Förderleistung. Diese kann mit einem speziellen Bypassventil reduziert werden. Ein wichtiger Auslegungspunkt ist der von der Hydraulikpumpe maximal zur Verfügung gestellte Volumenstrom. Dieser entscheidet über die erreichbare Lenkgeschwindigkeit, bevor eine hydraulische Verhärtung eintritt. [21] Abbildung 2.22 zeigt das Lenkgetriebe einer hydraulischen Lenkunterstützung.

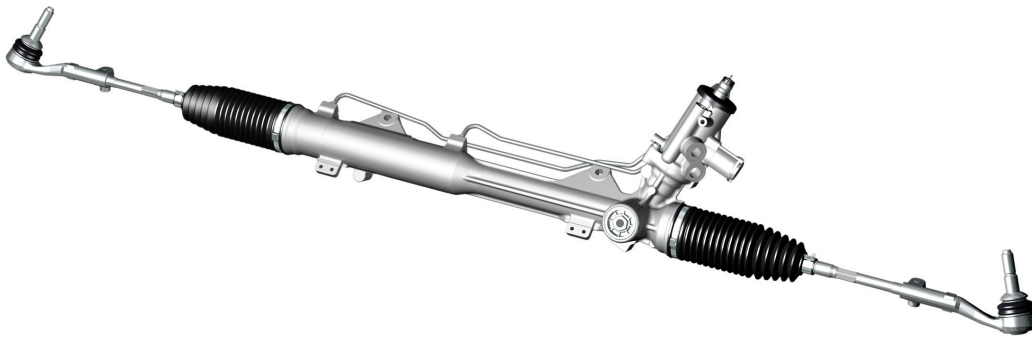


Abbildung 2.22: Lenkgetriebe einer hydraulischen Lenkunterstützung [11]

2.4.6.2 EHPS (Elektro-hydraulische Lenkunterstützung)

Bei einer elektrohydraulischen Servolenkung wird die Hydraulikpumpe nicht über einen Keilriemen direkt durch den Fahrzeugmotor angetrieben, sondern durch einen zusätzlichen Elektromotor. Ansonsten ist diese Bauart ident mit der rein hydraulischen Lenkunterstützung. Die Verwendung eines Elektromotors hat den Vorteil eines wesentlich höheren Wirkungsgrades, da der Elektromotor je nach erforderlicher Lenkunterstützung geregelt werden kann. Ein weiterer Vorteil der elektrohydraulischen Lenkunterstützung liegt in der Kompaktheit, welche eine Vormontage des gesamten Lenksystems ermöglicht. Bei höheren Achslasten ist eine elektrisch angetriebene Hydraulikpumpe aufgrund der begrenzt zur Verfügung stehenden elektrischen Leistung des Bordnetzes noch nicht realisierbar.

2.4.6.3 EPS (Elektro-mechanische Lenkunterstützung)

Bei einer elektro-mechanischen Lenkunterstützung erfolgt die Lenkunterstützung über einen Elektromotor, welcher über ein Getriebe mit Lenkstrang bzw. Zahnstange verbunden ist. Der Fahrerwunsch wird mit einer geeigneten Sensorik gemessen. Das zum Einsatz kommende Messprinzip entscheidet darüber, ob ein Torsionsstab erforderlich ist oder nicht. Bei Verwendung eines solchen Torsionsstabes wird die Steifigkeit des Lenkstranges reduziert. Dies beeinflusst das Lenkgefühl. Eine elektro-mechanische Lenkunterstützung besitzt folgende Vorteile gegenüber einer hydraulischen Lenkunterstützung: [21]

Höherer Wirkungsgrad: Aufgrund bedarfsgerechter Ansteuerung lässt sich zusätzliches Einsparpotential quantifizieren. Abbildung 2.23 zeigt die Verbrauchseinsparung aufgrund der Verwendung einer elektro-mechanischen Lenkunterstützung gegenüber einer hydraulischen Lenkunterstützung eines BMW 320i.

leichte Anpassung: Kennlinien können relativ schnell verändert werden und an verschiedenste Fahrzustände angepasst werden (Parkiervorgänge, ...).

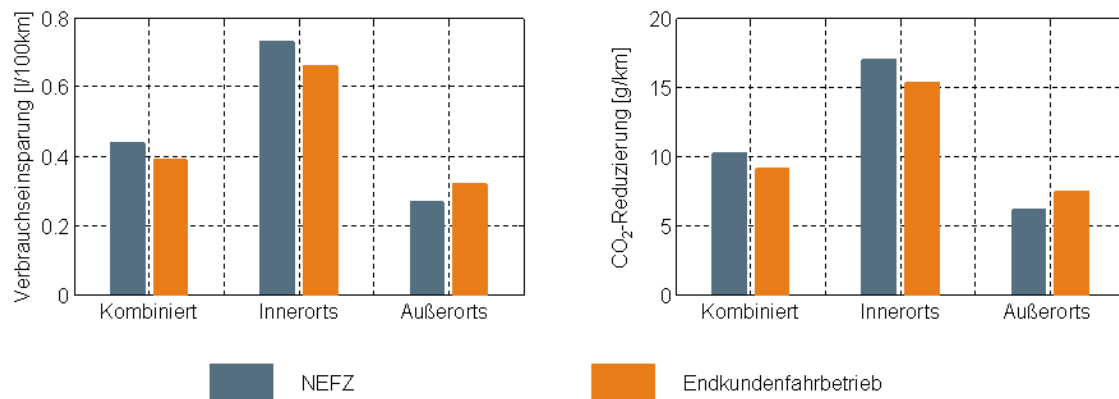


Abbildung 2.23: Verbrauchseinsparung durch Verwendung einer elektro-mechanischen Lenkunterstützung gegenüber einer hydraulischen Lenkunterstützung BMW 320i (Harrer und Pfeffer) [25]

Je nach Positionierung der Lenkunterstützung im Fahrzeug können folgende System unterschieden werden: [21]

EPS-c:

Die Einleitung des Unterstützungsmomentes erfolgt in den Lenkstrang. Abbildung 2.24 zeigt den Aufbau einer EPS-c Lenkunterstützung.



Abbildung 2.24: EPS-c Lenkunterstützung [12]

Vorteile

- geringer Raumbedarf
- Vormontage möglich

Nachteile

- Geräusche, falls die Servolenkung im Fahrzeuginnenraum positioniert wird
- evtl. schlechteres Crashverhalten
- Unterstützungsmoment geht teilweise über den Lenkungsstrang

EPS-p:

Die Einleitung des Unterstützungsmomentes erfolgt in das Lenkgetrieberitzel. Abbildung 2.25 zeigt den Aufbau einer EPS-p Lenkunterstützung.

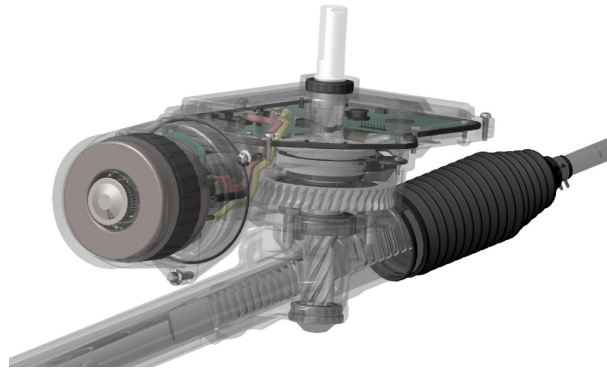


Abbildung 2.25: EPS-p Lenkunterstützung [13]

Vorteile

- Lenkgetriebe und Servoeinheit sind ein Bauteil

Nachteile

- erhöhter Platzbedarf im Motorraum
- Umwelteinflüsse

EPS-dp:

Die Einleitung des Unterstützungsmomentes erfolgt über ein zusätzliches Ritzel. Abbildung 2.26 zeigt den Aufbau einer EPS-dp Lenkunterstützung.

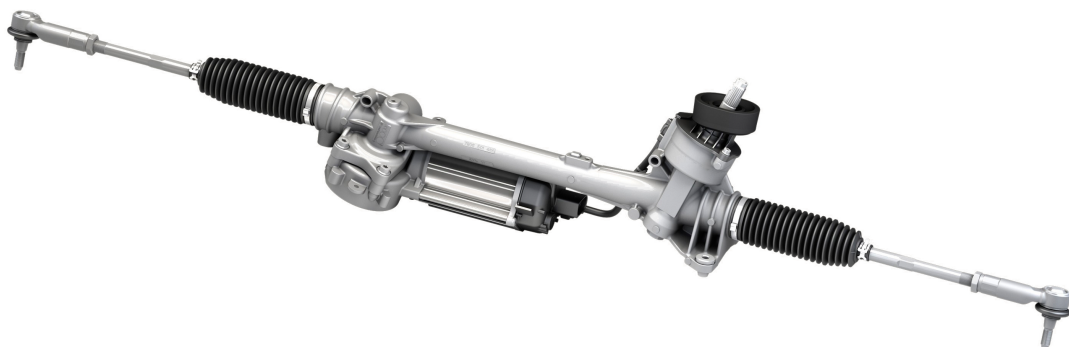


Abbildung 2.26: EPS-dp Lenkunterstützung [14]

2.5 Lenkgefühl

Laut Harrer und Pfeffer lässt sich das Lenkgefühl wie folgt definieren: [25]

„Lenkgefühl ist die Summe der optischen, kinästhetischen und haptischen Sinneseindrücke des Fahrers beim Lenken eines Fahrzeugs und entspricht einer subjektiv empfundenen, komplexen Erfahrung.“

Nach Braess ist es notwendig das Lenkgefühl nicht nur im engeren Sinn, sondern auch im erweiterten Sinn zu betrachten. Lenkgefühl im engeren Sinn betrachtet den Lenkradwinkel und das Lenkradmoment in Abhängigkeit von der Fahrzeuggeschwindigkeit. Wesentlich dabei ist die haptische Wahrnehmung am Lenkrad. Lenkgefühl im erweiterten Sinn betrachtet zusätzlich zur Wahrnehmung am Lenkrad das dynamische Verhalten des Fahrzeuges. [21]

Zur Beurteilung des subjektiven Lenkgefühls können folgende Beurteilungskriterien nach Harrer herangezogen werden: [22]

Lenkmomentniveau beim Parkieren

Bewertet wird das Auftreten von oszillierenden Verläufen des Lenkradmomentes in Abhängigkeit des Lenkradwinkels. Diese so bezeichnete Lenkradmomentwelligkeit kann durch die in Kapitel 4.4 beschriebenen Kreuzgelenke hervorgerufen werden.

Lenkradmoment um die Mitte

Es werden Lenkkräfte bei geringen Querschleunigungen bei verschiedenen Fahrzeuggeschwindigkeiten bewertet.

Mittengefühl – Zentrierung

Es wird bewertet, ab welchen Lenkradwinkel und Lenkradmomenten eine Fahrzeugreaktion einsetzt.

Lenkradmomentenverlauf – Anlenken

Es wird der Verlauf des Lenkradmomentes in Abhängigkeit des Lenkradwinkels und der resultierenden Fahrzeugreaktion bewertet. Das Lenkmoment soll in Abhängigkeit von der Querschleunigung und Fahrgeschwindigkeit ansteigen.

Lenkradmoment bei Kurvenfahrt

Es wird das Lenkradmoment bei stationärer Kurvenfahrt beurteilt. Es soll ein deutlicher Momentenanstieg beim Weiterlenken spürbar sein.

Ansprechverhalten bei Geradeausfahrt

Es wird das Ansprechverhalten des Fahrzeuges (Gier- und Querbewegung) aus der Geradeausfahrt mit kleinen Lenkradwinkeln beurteilt. Ziel ist ein optimaler Aufbau der Fahrzeugreaktion. Es soll kein Eindruck von Elastizität, Spiel oder einer zu großen Hysterese entstehen.

Ansprechverhalten unter Querbewegung

Es wird das Ansprechverhalten des Fahrzeuges (Gier- und Querbewegung) aus einer stationären Kurvenfahrt mit zusätzlichen kleinen Lenkradwinkeln beurteilt. Ziel ist wiederum ein optimaler Aufbau der Fahrzeugreaktion. Es soll kein Eindruck von Elastizität, Spiel oder einer zu großen Hysterese entstehen.

Geradeausfahrt

Es wird die Richtungsstabilität, die Störempfindlichkeit (z.B. aerodynamische Einflüsse) und der Regelaufwand zur Kurshaltung bewertet.

Zielgenauigkeit

Es wird die lenkwinkelsynchrone Fahrzeugreaktion und der Regelaufwand zur Kurshaltung während der Kurvenfahrt bewertet.

Rückmeldung von Nutz- und Störinformationen

Es wird die Fähigkeit der Übermittlung von Nutz- und Störinformationen durch leichte Lenkradmoment- und Lenkradwinkeländerungen bewertet. In Abhängigkeit vom Fahrzeugtyp sollen mehr oder weniger Information übermittelt werden.

Lenkradwinkelbedarf beim Parkieren

Mit möglichst wenigen Lenkradumdrehungen soll der Maximaleinschlag der Fahrzeugräder erreicht werden.

Lenkradwinkelbedarf beim Spurwechsel

Zum Erreichen mittlerer Querbewegungen soll der Lenkradwinkelbedarf eher gering ausfallen.

Lenkungsrücklauf

Eine angepasste Rückstellgeschwindigkeit sowie ein kleiner Restwinkel wird bei Abbiegevorgängen gefordert.

Restwinkel nach Kurvenfahrt

Es wird die Lenkradwinkeldifferenz, welcher sich beim Übergang Kurvenfahrt zu Geradeausfahrt einstellt, bewertet.

Stelldynamik

Es werden Unstetigkeiten der Lenkkraftunterstützung bei sprunghaften Lenkbewegungen bewertet. Ziel ist eine hohe Lenkdynamik mit gleichbleibender Servounterstützung.

3 Stand der Technik

3.1 AVL VSM (Vehicle Simulation Model)

Die Software VSM (Vehicle Simulation Model) ist ein recheneffizientes Gesamtfahrzeugsimulationsprogramm der Firma AVL List GmbH. Es eignet sich dadurch sowohl für Echtzeitanwendungen, wie Hardware in the Loop bzw. Software in the Loop, als auch für Konzeptstudien auf einem handelsüblichen PC. Gezielte Parametervariationen und Optimierungen können dank des rechenzeiteffizienten Algorithmus schon in der frühen Entwicklungsphase durchgeführt werden. Vorteile einer solchen Simulation sind:

- Kostenreduktion
- Verkürzung der Gesamtentwicklungsdauer eines Fahrzeuges
- Steigerung der Fahrzeugqualität
- Reproduzierbarkeit

Die Echtzeitfähigkeit des Tools ermöglicht auch den Einsatz für Fahr simulatoren. Durch den modularen Aufbau können einfachere Basismodelle durch komplexere bzw. kundenspezifische Modelle ersetzt werden.

In den meisten Anwendungsfällen im Bereich der Fahrdynamiksimulation kommt bisher ein relativ einfaches Lenkungsmodell zum Einsatz. In einem Kennfeld, wie Abbildung 3.1 zeigt, wird der rein kinematische Zusammenhang zwischen Lenkradwinkel, Radhubbewegung und Radlenkwinkel für den linken und den rechten Vorderreifen hinterlegt. Diese Modellierung berücksichtigt somit keine Elastizitäten, Dämpfungen, Massenträgheiten, Umkehrspiele, Reibungen und Lenkunterstützungen, welche jedoch bei einem realen Lenkungssystem vorhanden sind. Ein derart vereinfachtes Modell lässt die Bewertung des Lenkgefühls, wie in Abschnitt 2.5 beschrieben nicht zu.

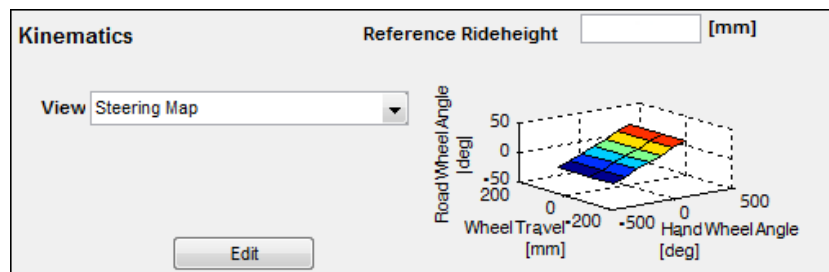


Abbildung 3.1: Kennfeld: Steering Map (VSM)

Ein minimal erweitertes Lenkungsmodell wurde speziell für den Einsatz in den Fahrsimulatoren von AVL entwickelt. Es umfasst zusätzlich die Definition eines Umkehrspiels, einer Steifigkeit und einer konstanten Reibung. In Abhängigkeit vom Lenkradmoment kann ein Lenkunterstützungsmoment mit einer zeitlichen Verzögerungskonstante parametrisiert werden. Des Weiteren sind Angaben bezüglich des Übersetzungsverhältnisses des Lenkgetriebes und des Lenkungsstrangs erforderlich, wie in Abbildung 3.2 gezeigt wird.

Steering Setup

Setup Name

Enable

Hand Wheel Free Play [deg]

Stiction [Nm]

Stiffness [deg/Nm]

Power Assistance Response Delay [ms]

Torque Map

PinionAssistance [Nm]

HandWheelTorque [Nm]

Steering Rack Map

RackTravel [mm]

PinionAngle [deg]

Steering Column Map

PinionAngle [deg]

HandWheelAngle [deg]

Cancel OK

Abbildung 3.2: Erweitertes Lenkungsmodell (VSM)

Dennoch liegt die Vermutung nahe, dass mit einer gezielteren Lenkungsmodellierung, die Qualität der Fahrdynamiksimulationen gesteigert werden kann.

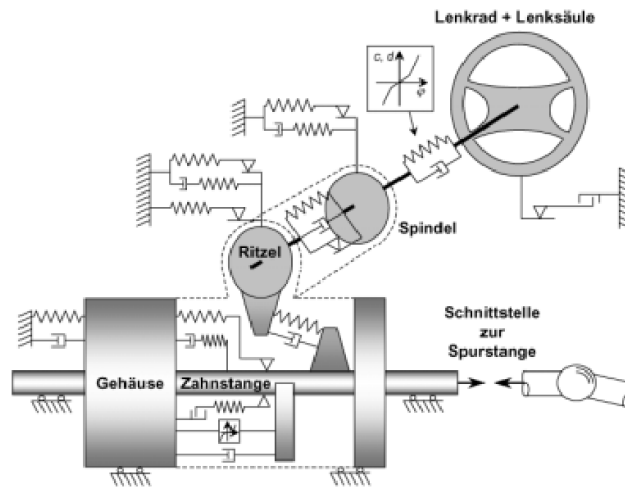


Abbildung 3.4: Lenkungsmodell für Lenkruheuntersuchungen [29]

Das Lenkungsmodell nach Pfeffer besteht grundsätzlich aus folgenden zwei Modulen:

- Mechanical Module
- Power Assistance Module

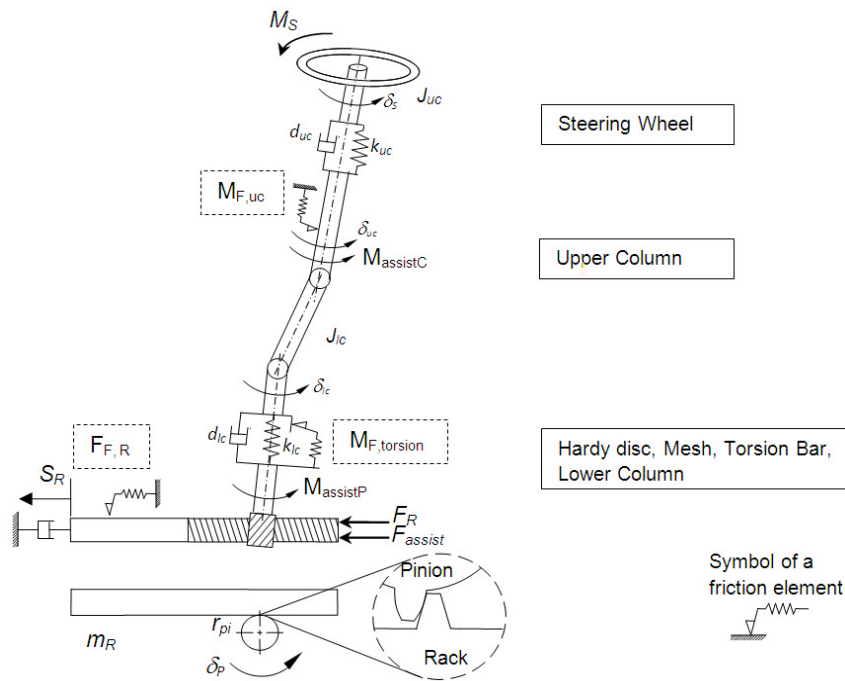


Abbildung 3.5: Mechanical Module nach Pfeffer [26]

Abbildung 3.5 zeigt das „Mechanical Module“. Dabei wird der Lenkstrang mit zwei Ersatzsteifigkeiten, -dämpfungen und einem speziell für Lenkungsmodelle entwickelten Reibungsmodell modelliert. Beim Power Assistance Modul kann zwischen mehreren Lenkunterstützungsarten gewählt werden:

- HPS
- EPS-c/p
- EPS-apa

Beim HPS System wird ausgehend von einer stationären Druckdifferenz Δp , welche in Abhängigkeit von Fahrzeuggeschwindigkeit und Torsionbarverdrehung bzw. -moment definiert ist, die Unterstützungskraft an der Zahnstange F_{assist} berechnet. Je nach Komplexitätsgrad kommt ein Ersatzmodell laut Abbildung 3.6 für die Berücksichtigung der hydraulischen Reibung und der hydraulischen Kompressibilität zum Einsatz.

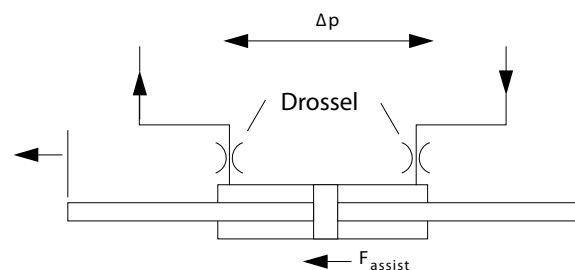


Abbildung 3.6: komplexes hydraulisches Modell nach Pfeffer mit zwei Drosseln [26]

Wie schon beim HPS System kann auch beim EPS-c/p System zwischen mehreren Komplexitätsgraden gewählt werden. Das einfache Modell besteht aus einer starren Verbindung zwischen Motor und Lenkstrang. Der rein kinematische Zusammenhang wird durch ein Übersetzungsverhältnis definiert. Beim komplexeren Modell wird zusätzlich noch die Massenträgheit und Dämpfung des Elektromotors und die Steifigkeit und Dämpfung des Getriebes berücksichtigt.

Das EPS-apa System ist ähnlich dem EPS-c/p System aufgebaut, mit dem Unterschied, dass zusätzlich die Elastizität und die Dämpfung der Kugeln, sowie die Lagerung der Kugelgewindemutter berücksichtigt werden.

4 Methodik

4.1 Grundlagen

In weiterer Folge wird für den linken Vorderreifen der Index „1“ und für den rechten Vorderreifen der Index „2“ verwendet. Eine Linkskurve führt definitionsgemäß zu positiven Lenkwinkeln.

4.2 Reibung

Reibung tritt immer dann auf, wenn sich Körper, Flüssigkeiten oder Gase gegeneinander bewegen. Es wird zwischen Festkörperreibung, Mischreibung und Flüssigkeitsreibung unterschieden. [27]

Des Weiteren kann zwischen Haftreibung und Gleitreibung differenziert werden. Haftreibung tritt zwischen ruhenden Körpern auf und ist durch die Haftreibungszahl μ_{st} definiert. Die Gleitreibung tritt zwischen sich bewegenden Körpern auf und ist durch die Gleitreibungszahl μ_{dyn} definiert. Dies führt zum bekanntesten Reibmodell, dem Coulombschen Reibmodell laut Abbildung 4.1(a). Dieses Modell ist dadurch gekennzeichnet, dass nach dem Überwinden der Haftreibung eine annähernd relativgeschwindigkeitsunabhängige Gleitreibungskraft wirkt.

Die Abhängigkeit der Reibung von der Geschwindigkeit wird häufig mit der Stribeckkurve, welche sich ursprünglich auf geschmierte Lagerstellen bezieht, in Verbindung gebracht. Sie beschreibt den Übergang von Trockenreibung auf Flüssigkeitsreibung. Das Absinken der Reibung mit steigender Geschwindigkeit bei geringen Geschwindigkeiten wird als Stribeckeffekt bezeichnet. Abbildung 4.1(b) zeigt den Verlauf einer solchen Stribeckkurve.

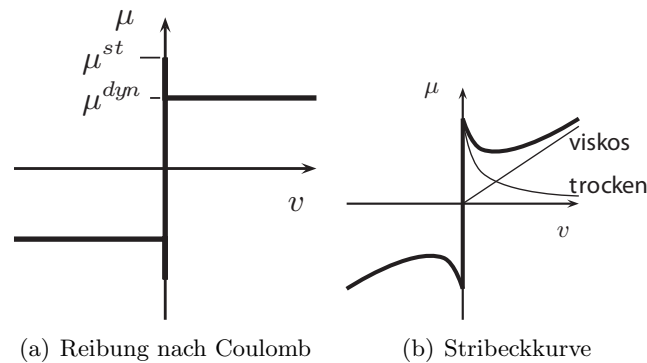


Abbildung 4.1: bekannte Reibmodelle [31]

Im Hinblick auf numerische Verfahren ist es naheliegend, den unstetigen Verlauf der Reibkraft-Geschwindigkeitskennlinie durch eine stetige Kennlinie, wie in Abbildung 4.2 dargestellt ist, zu ersetzen. Dies kann mit einer speziellen Funktion, im einfachsten Fall eine lineare Kennlinie, im Haftbereich realisiert werden. Diese dient gleichzeitig auch zur Modellierung der Elastizitäten, wie z.B. die Verformung der Gummilippe einer Dichtung.

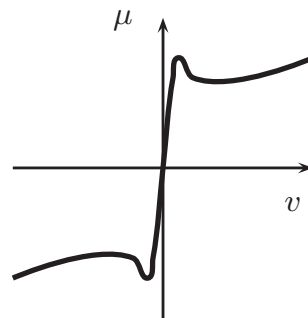


Abbildung 4.2: stetige Reibungskennlinie [31]

Für die Modellierung eines Lenkungssystems erwies sich das Coloumb Modell als unpassend. Daraufhin wurde von Pfeffer, Harrer, Johnston und Shinde ein neuartiges Reibungsmodell, speziell für Lenksysteme entwickelt, welches aus einem „Exponential-Spring-Friction-Element“ und einem „Maxwell-Element“ besteht. Die Kombination beider Reibungsmodelle wird „Exponential-Spring-Friction-Element with Parallel Maxwell-Element“ (ESFM-Element) genannt. [26]

Exponential-Spring-Friction-Element (ESF-Element):

Abbildung 4.3 zeigt den Aufbau des ESF-Elements. Es besteht aus dem Reibkontakt und einer in Serie geschalteten Feder, welche eine degressive, exponentielle Kennlinie aufweist. Zu Beginn erhöht sich die Reibkraft F_{esf} entsprechend der Gleichung (4.1) bis zu einer maximalen Kraft $F_{\text{esf,max}}$ entlang des ansteigenden Astes. Bei einer Richtungsumkehr sinkt die Reibkraft in weiterer Folge entlang des absteigenden Astes, bis $F_{\text{esf,min}}$ erreicht wird. Definitionsgemäß erfolgt die Berechnung des ansteigenden Astes mit $F_{\text{esf,lim}} = F_{\text{esf,max}}$ und des absteigenden Astes mit $F_{\text{esf,lim}} = F_{\text{esf,min}}$ sowie mit der Federsteifigkeit k_{esf} bei $F_{\text{esf}} = 0$.

$$F_{\text{esf}}(x) = F_{\text{esf,lim}} \left(1 - e^{\left(\frac{-k_{\text{esf}}}{F_{\text{esf,lim}}} x \right)} \right) \quad (4.1)$$

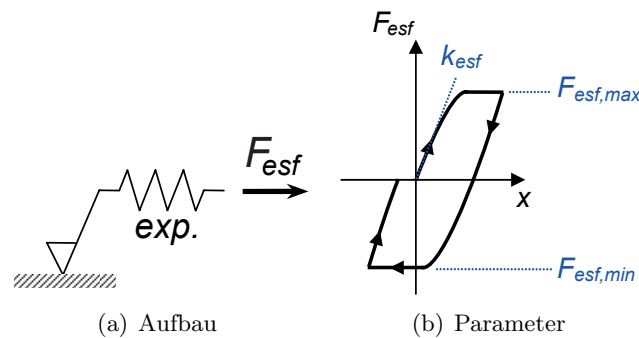


Abbildung 4.3: ESF-Element [26]

Maxwell-Element:

Abbildung 4.4 zeigt den Aufbau des Maxwell-Elements. Es besteht aus einem Dämpfer und einer in Serie geschalteten Feder, welche wiederum eine degressive, exponentielle Kennlinie aufweist. Die Berechnung erfolgt mit Gleichung (4.2). Dabei entspricht $F_{\text{m,max}}$ der maximalen Reibkraft bei positiver Geschwindigkeit \dot{x} und $F_{\text{m,min}}$ der minimalen Reibkraft bei negativer Geschwindigkeit. Definitionsgemäß erfolgt bei positiver Geschwindigkeit die Berechnung mit $F_{\text{m,lim}} = F_{\text{m,max}}$ und bei negativer Geschwindigkeit mit $F_{\text{m,lim}} = F_{\text{m,min}}$ sowie mit der Federsteifigkeit k_{m} bei $F_{\text{m}} = 0$.

$$F_{\text{m}}(x) = F_{\text{m,lim}} \left(1 - e^{\left(\frac{-k_{\text{m}}}{F_{\text{m,lim}}} \dot{x} \right)} \right) \quad (4.2)$$

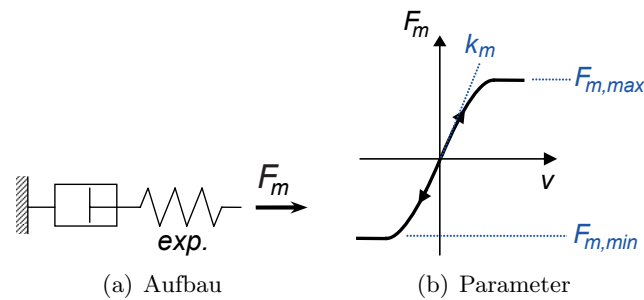


Abbildung 4.4: Maxwell-Element [26]

Exponential-Spring-Friction-Element with Parallel Maxwell-Element (ESFM Element):

Abbildung 4.5 zeigt eine parallele Kopplung von einem „Exponential-Spring-Friction-Element“ (ESF-Element) mit einem „Maxwell-Element“. Die gesamte Reifkraft $F_{\text{esfm}}(x)$ ist definiert mit:

$$F_{\text{esfm}}(x) = F_{\text{esf}}(x) + F_m(x) \quad (4.3)$$

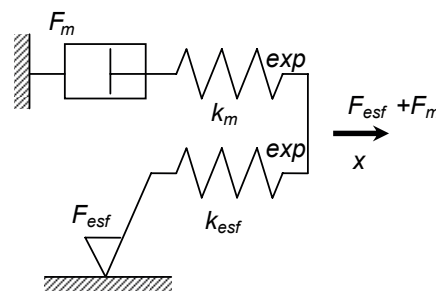


Abbildung 4.5: ESFM Element [26]

Es müssen nicht zwingend beide Elemente bei der Berechnung zum Einsatz kommen. Je nach Anwendungsfall besteht auch die Möglichkeit nur ein Element zu implementieren. Des Weiteren gilt dieses Reibmodell nicht nur für translatorische, sondern auch für rotatorische Bewegungen. Dazu werden die Kräfte durch Momente ersetzt und mit Drehsteifigkeiten gerechnet. Abbildung 4.6 zeigt exemplarisch die zeitlichen Verläufe der Reibmomente der verschiedenen Elemente in Abhängigkeit des Drehwinkels $\varphi(t)$.

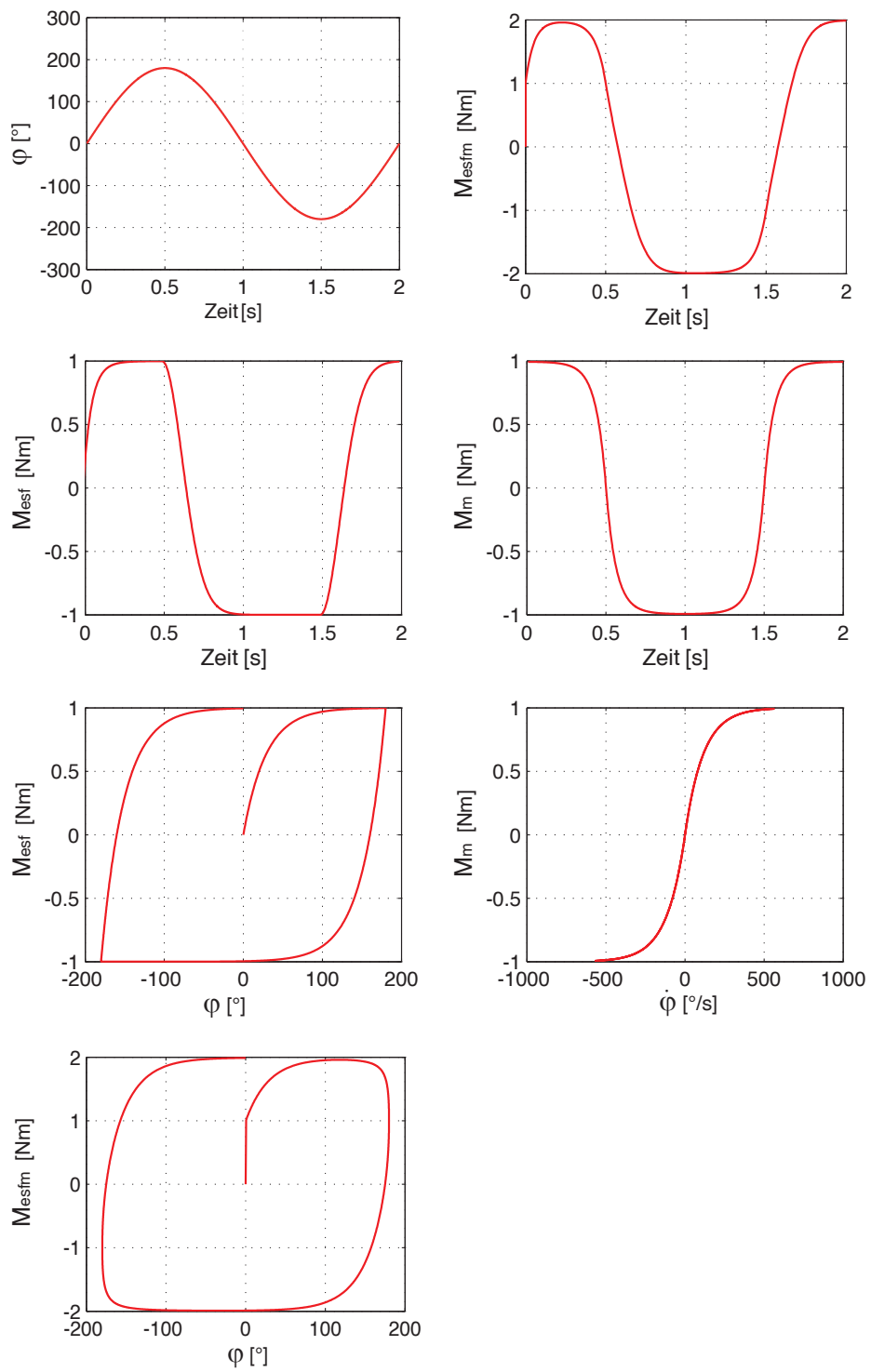


Abbildung 4.6: Exemplarischer Verlauf der Reibmomente in Abhängigkeit des Drehwinkels $\varphi(t)$

4.3 Elastizität, Dämpfung, Umkehrspiel

Ein Umkehrspiel tritt häufig bei einer beweglichen Verbindung von 2 Bauteilen auf. In Lenksystemen kann unter anderem bei Kreuzgelenken und Lenkgetrieben ein Umkehrspiel festgestellt werden. Zusätzlich kann sich dieses aufgrund von Verschleißerscheinungen mit der Einsatzdauer erhöhen.

Das Umkehrspiel wird zusammen mit einem Feder-Dämpfer-Element implementiert. Abbildung 4.7 zeigt solch ein Feder-Dämpfer-Umkehrspiel-Element.

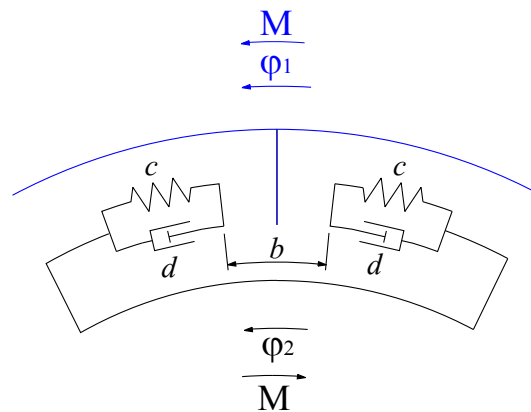


Abbildung 4.7: Feder-Dämpfer-Umkehrspiel-Element

Es wird ermittelt, ob aufgrund der Winkeldifferenz zwischen dem Winkel φ_1 des Bauteils 1 und dem Winkel φ_2 des Bauteils 2 eine Momentübertragung stattfinden kann. Dabei wird mit der Federsteifigkeit c und der Dämpfung d unter Berücksichtigung des Umkehrspiels b das übertragene Moment mit folgender Gleichung berechnet:

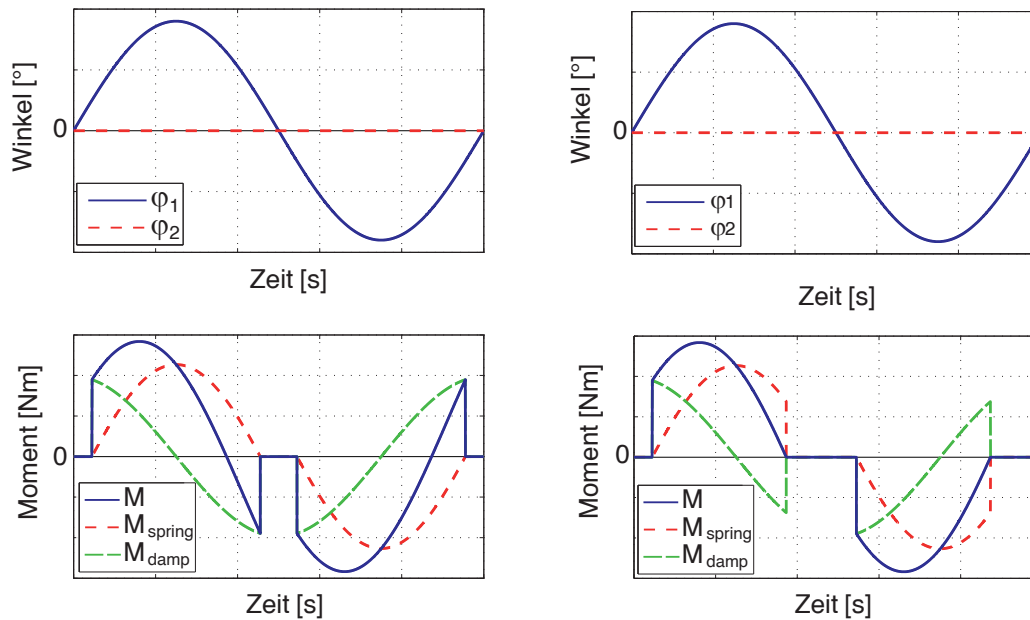
$$M(\varphi_1, \varphi_2) = \begin{cases} c \cdot (\varphi_1 - \varphi_2 - \frac{b}{2}) + d \cdot (\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) & \text{für } \varphi_1 - \varphi_2 \geq \frac{b}{2} \\ 0 & \text{für } |\varphi_1 - \varphi_2| < \frac{b}{2} \\ c \cdot (\varphi_1 - \varphi_2 + \frac{b}{2}) + d \cdot (\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) & \text{für } \varphi_1 - \varphi_2 \leq -\frac{b}{2} \end{cases} \quad (4.4)$$

Des Weiteren können laut dem definierten Umkehrspiel-Modell nur Druckkräfte übertragen werden. Wird auch diese Bedingung gefordert, so kann dies mittels Gleichung (4.5) realisiert werden.

$$M(\varphi_1, \varphi_2) = \begin{cases} M(\varphi_1, \varphi_2) & \text{für } \varphi_1 \geq \varphi_2 \text{ und } M \geq 0 \\ 0 & \text{für } \varphi_1 \geq \varphi_2 \text{ und } M < 0 \\ M(\varphi_1, \varphi_2) & \text{für } \varphi_1 < \varphi_2 \text{ und } M \leq 0 \\ 0 & \text{für } \varphi_1 < \varphi_2 \text{ und } M > 0 \end{cases} \quad (4.5)$$

Abbildung 4.8(a) zeigt den Verlauf der Übertragung laut Gleichung (4.4) bei einem sinusförmigen Verlauf des Winkels φ_1 und bei $\varphi_2 = 0$. Dabei werden sowohl Druck- als

auch Zugkräfte übertragen. Kann das Element nur Druckkräfte übertragen, so stellt sich der Verlauf des Momentes, wie in Abbildung 4.8(b) gezeigt wird, ein.



(a) zeitlicher Momentverlauf bei einer Zug- und Druckübertragung

(b) zeitlicher Momentverlauf bei reiner Druckübertragung

Abbildung 4.8: Vergleich Feder-Dämpfer-Umkehrspiel-Element

4.4 Kreuzgelenke

Wie schon im Kapitel 2.4.2 erwähnt, erzeugen Kreuzgelenke im Allgemeinen Drehungleichförmigkeiten, welche in Abbildung 4.10 für einen Beugungswinkel $\alpha_i = 20^\circ$ exemplarisch dargestellt werden. Abbildung 4.9 zeigt den Aufbau von zwei hintereinander gekoppelten Kreuzgelenken. Die Zwischenwelle ist einerseits die Abtriebswelle des ersten Kreuzgelenks und andererseits die Antriebswelle des zweiten Kreuzgelenks. Die Achse der Antriebswelle und Abtriebswelle eines Kreuzgelenks bilden zusammen die Bezugsebene P_i des Kreuzgelenkes. Der Winkel α_i zwischen diesen Achsen wird Beugungswinkel genannt. Der Drehwinkel der Antriebsgabel φ_{i1} entspricht dem Winkel zwischen Bezugsebene P_i und der Ebene der Antriebsgabel F_{i1} . φ_{i2} ist der Drehwinkel der Ebene der Abtriebsgabel F_{i2} zu einer Senkrechten auf die Bezugsebene. Bei $\varphi_{i1} = 0$ gilt $\varphi_{i2} = 0$. [20]

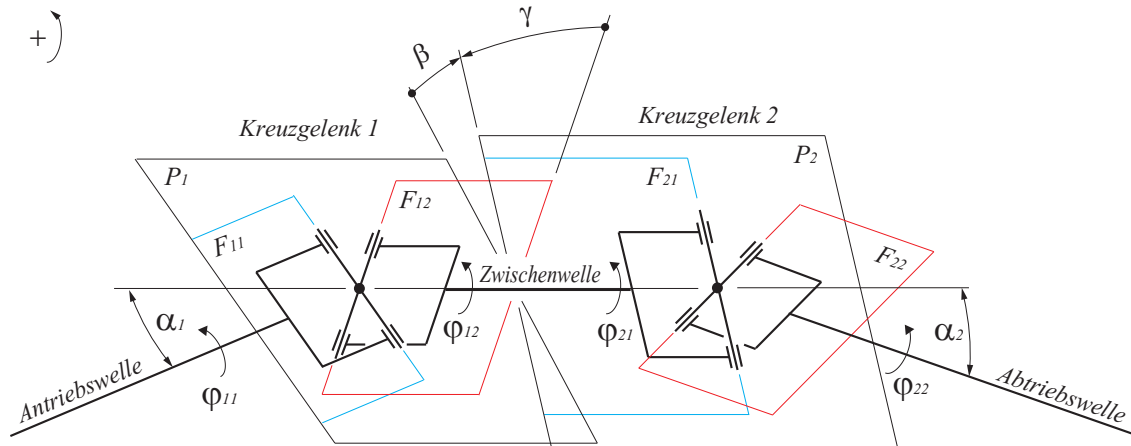


Abbildung 4.9: Kreuzgelenk

Die Übertragungsfunktion des Kardangelenkes lautet nun:

$$\varphi_{i2}(\varphi_{i1}) = \arctan\left(\frac{1}{\cos \alpha_i} \tan \varphi_{i1}\right) \quad (4.6)$$

Da die Formel schwer zu handhaben ist, wird sie in einer Fourierschen Reihe geschrieben, welche die Winkeldifferenz $\Delta\varphi_{i2}$ zwischen Abtriebsgabel φ_{i2} und Antriebsgabel φ_{i1} eines Kreuzgelenkes berechnet. [20]

$$\varphi_{i2} - \varphi_{i1} = \Delta\varphi_{i2}(\varphi_{i1}) \approx \sum_{i=1}^n \frac{1}{i} \varepsilon_i^i \sin(2 i \varphi_{i1}) \quad (4.7)$$

mit $\varepsilon_i = \frac{\lambda_i - 1}{\lambda_i + 1}$, $\lambda_i = \frac{1}{\cos \alpha_i}$

Die Annäherung der Übertragungsfunktion des Kardangelenkes lautet nun:

$$\varphi_{i2}(\varphi_{i1}) \approx \varphi_{i1} + \Delta\varphi_{i2}(\varphi_{i1}) \quad (4.8)$$

Das Übersetzungsverhältnis lässt sich wie folgt berechnen:

$$i_i = \frac{1}{\frac{d}{d\varphi_{i1}} \varphi_{i2}(\varphi_{i1})} = \frac{1}{\frac{d}{d\varphi_{i1}} \Delta\varphi_{i2}(\varphi_{i1}) + 1} \quad (4.9)$$

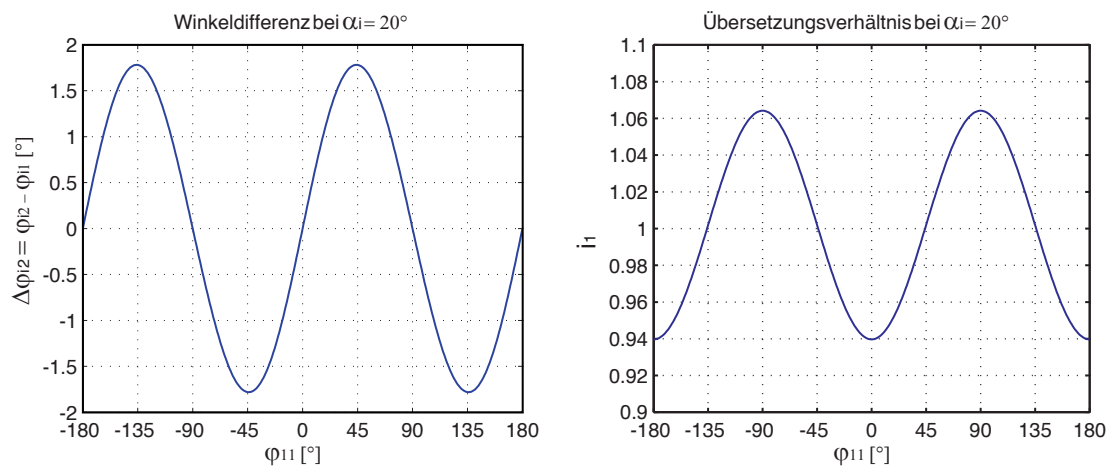


Abbildung 4.10: Drehungleichförmigkeit des Kreuzgelenks $\alpha_i = 20^\circ$

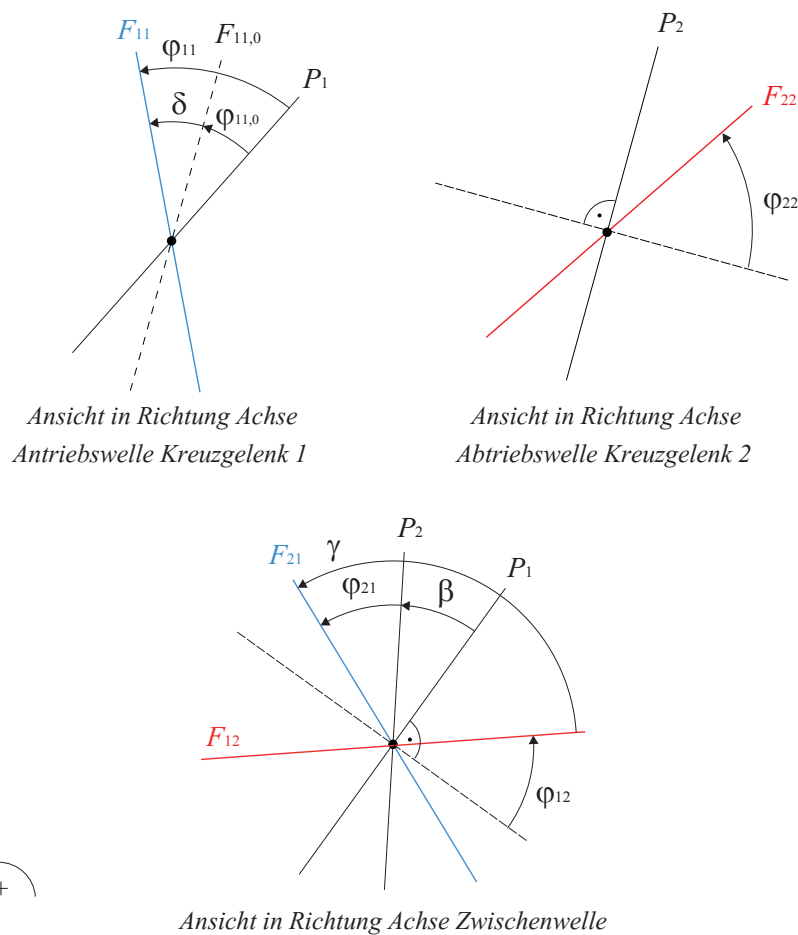


Abbildung 4.11: Kinematischer Zusammenhang von zwei Kreuzgelenken

Im Lenkstrang eines Fahrzeuges kommen zumeist zwei Kreuzgelenke, welche mittels der Zwischenwelle verbunden werden, zum Einsatz. Abbildung 4.9 zeigt solch einen Aufbau. Dabei entspricht γ dem Winkel zwischen der Ebene der Gabel $F_{1,2}$ und der Ebene $F_{2,1}$, die auf derselben Welle, der sogenannten Zwischenwelle, befestigt sind. β entspricht dem Winkel zwischen den Bezugsebenen P_1 und P_2 . Abbildung 4.11 zeigt den kinematischen Zusammenhang von zwei miteinander gekoppelten Kreuzgelenken. Dabei entspricht $\varphi_{11,0}$ dem Drehwinkel des ersten Kreuzgelenks bei einem Lenkwinkel $\delta = 0$. Dieser Winkel wird im Allgemeinen so gewählt, dass sich bei Geradeausfahrt $\delta = 0^\circ$ die größte Lenkübersetzung einstellt. Das Verhalten wiederholt sich jedoch alle 180° , wie in Abbildung 4.10 gut ersichtlich ist.

Die Übertragungsfunktion des ersten Kreuzgelenkes lautet nun:

$$\varphi_{12}(\varphi_{11}) \approx \varphi_{11} + \Delta\varphi_{12}(\varphi_{11}) \quad (4.10)$$

Die Übertragungsfunktion des zweiten Kreuzgelenkes lautet:

$$\varphi_{22}(\varphi_{21}) \approx \varphi_{21} + \Delta\varphi_{22}(\varphi_{21}) \quad (4.11)$$

Die Gleichung (4.12) beschreibt den Zusammenhang der beiden Kreuzgelenke.

$$\varphi_{21} = \varphi_{12} - \frac{\pi}{2} + \gamma - \beta \quad (4.12)$$

Analog dazu lässt sich das Übersetzungsverhältnis berechnen und man erhält für das erste Kreuzgelenk:

$$i_1(\varphi_{11}) = \frac{1}{\frac{d}{d\varphi_{11}}\varphi_{12}(\varphi_{11})} = \frac{1}{\frac{d}{d\varphi_{11}}\Delta\varphi_{12}(\varphi_{11}) + 1} \quad (4.13)$$

Für das zweite Kreuzgelenk erhält man:

$$i_2(\varphi_{21}) = \frac{1}{\frac{d}{d\varphi_{21}}\varphi_{22}(\varphi_{21})} = \frac{1}{\frac{d}{d\varphi_{21}}\Delta\varphi_{22}(\varphi_{21}) + 1} \quad (4.14)$$

Das Übersetzungsverhältnis des Doppelkruzgelenkes, welches sich aus der Kopplung der beiden Kreuzgelenke ergibt, lautet somit:

$$i_{12}(\varphi_{11}) = \frac{1}{\frac{d}{d\varphi_{11}}\varphi_{22}(\varphi_{11})} = \frac{1}{\frac{d}{d\varphi_{11}}\Delta\varphi_{22}(\varphi_{11}) + 1} \quad (4.15)$$

Durch eine spezielle Anordnung des Doppelkruzgelenks, kann eine homokinematische Übertragungsfunktion erreicht werden. Die Antriebswelle des ersten Kreuzgelenkes und die Abtriebswelle des zweiten Kreuzgelenkes führen somit exakt dieselbe Drehbewegung durch. Dennoch kommt es zu einer Biegebeanspruchung des Lenkstranges (siehe Kapitel 2.4.2) und trotz einer homokinematischen Auslegung führt die Zwischenwelle eine ungleichförmige Bewegung aus.

4.5 Lenksäule

Um den Einfluss des Detailierungsgrades auf Fahrdynamiksimulationen zu ermitteln, werden folgende vier Lenksäulenmodelle mit unterschiedlichen Freiheitsgraden (DOF¹) entwickelt:

- DOF 1-c
- DOF 1-p
- DOF 2
- DOF 3

DOF 1-c:

Abbildung 4.12 zeigt das „DOF 1-c“ Lenksäulenmodell mit einem Freiheitsgrad. Die Lenksäule wird mit einer einzigen Ersatzsteifigkeit k_{uc} bzw. Ersatzdämpfung d_{uc} modelliert, welche in der oberen Lenksäule platziert ist. Des Weiteren besteht die Möglichkeit dort ein Umkehrspiel b_{uc} zu definieren (siehe Kapitel 4.3). Dieses Modell kommt vorwiegend dann zum Einsatz, wenn die obere Lenksäule eine geringere Steifigkeit aufweist als die untere Lenksäule. Dies tritt vor allem bei EPS-c Lenkungsunterstützungen auf, da dort die Drehmomentmessung über den meist verhältnismäßig weichen Torsionbar erfolgt.

Dabei ist M_{sw} das Moment und δ_{sw} der Winkel des Lenkrads. M_{uc} entspricht dem Moment und δ_{uc} dem Winkel am unteren Ende der oberen Lenksäule. Die Berechnung des Reibmomentes $M_{f,uc}$ wird in Kapitel 4.2 beschrieben. Die Berücksichtigung der Drehungleichförmigkeit aufgrund der Kreuzgelenke erfolgt mit dem Übersetzungsverhältnis i_{ic} (siehe Kapitel 4.4). δ_{ic} ist der Winkel und M_{ic} das Moment am unteren Ende der unteren Lenksäule. Das Massenträgheitsmoment J_{uc} berücksichtigt alle Trägheiten der Lenksäule bis zum ersten Feder-Dämpfer-Element. Alle weiteren Massenträgheiten der Lenksäule werden über das Prinzip der reduzierten Massen der Zahnstange zugerechnet.

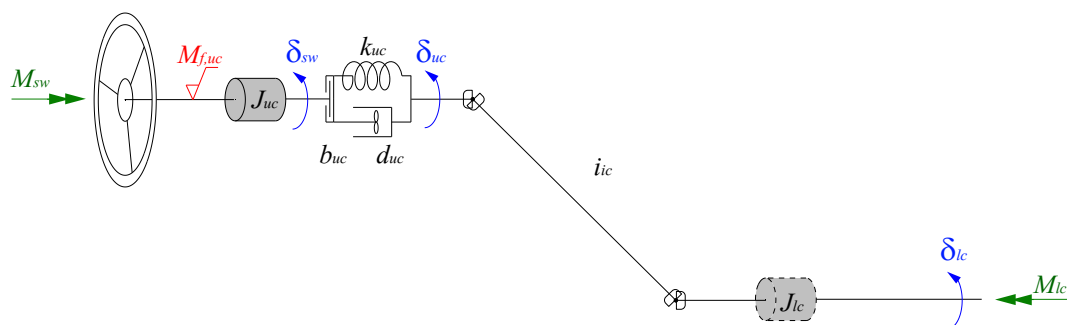


Abbildung 4.12: Modell Lenksäule DOF 1-c

¹degree of freedom

Das Verhalten der Lenksäule lässt sich mit folgenden Gleichungen beschreiben:

$$M_{sw} - M_{f,uc}(\delta_{sw}) - M_{uc}(\delta_{sw}, \delta_{uc}) = J_{uc} \cdot \ddot{\delta}_{sw} \quad (4.16)$$

$$\dot{\delta}_{lc0} = \frac{1}{i_{ic}} \cdot \dot{\delta}_{uc} \quad (4.17)$$

$$M_{lc0} = i_{ic} \cdot M_{uc}(\delta_{sw}, \delta_{uc}) \quad (4.18)$$

Tabelle 4.1: Parameterliste - Lenksäule DOF 1c

| Parameter | Abkürzung | Einheit |
|---|----------------------------------|------------------|
| Trägheitsmoment obere Lenksäule | J_{uc} | kgm^2 |
| Steifigkeit obere Lenksäule | k_{uc} | Nm/rad |
| Dämpfung obere Lenksäule | d_{uc} | Nms/rad |
| Umkehrspiel obere Lenksäule | b_{uc} | rad |
| ESF Element Reiblimit obere Lenksäule | $M_{esf,min,uc}, M_{esf,max,uc}$ | Nm |
| ESF Element Steifigkeit obere Lenksäule | $k_{esf,uc}$ | Nm/rad |
| Maxwell Element Reiblimit obere Lenksäule | $M_{m,min,uc}, M_{m,max,uc}$ | Nm |
| Maxwell Element Steifigkeit obere Lenksäule | $k_{m,uc}$ | Nms/rad |
| Übersetzungsverhältnis Kreuzgelenk 1&2 | i_{ic} | – |
| Trägheitsmoment untere Lenksäule | J_{lc} | kgm^2 |

DOF 1-p:

Auch das „DOF 1-p“ Lenksäulenmodell laut Abbildung 4.13 besitzt nur einen Freiheitsgrad. Die Lenksäule wird mit einer einzigen Ersatzsteifigkeit k_{lc} , einer Ersatzdämpfung d_{lc} und einem Umkehrspiel b_{lc} modelliert, welche jedoch im Gegensatz zum „DOF 1-c“ Modell in der unteren Lenksäule platziert sind. Dadurch kommt es zumeist bei HPS, EPS-p und EPS-apa Lenkungsunterstützungen zum Einsatz. M_{lc0} ist das Moment und δ_{lc0} der Winkel am Beginn der unteren Lenksäule.

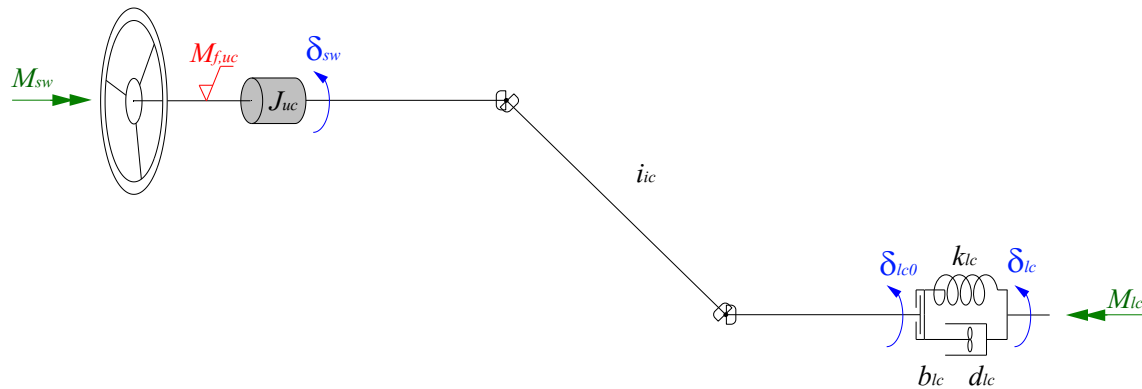


Abbildung 4.13: Modell Lenksäule DOF 1-p

Das Verhalten der Lenksäule lässt sich mit folgenden Gleichungen beschreiben:

$$M_{sw} - M_{f,uc}(\delta_{sw}) - M_{uc} = J_{uc} \cdot \ddot{\delta}_{sw} \quad (4.19)$$

$$\dot{\delta}_{lc0} = \frac{1}{i_{ic}} \cdot \dot{\delta}_{uc} \quad (4.20)$$

$$M_{lc0}(\delta_{lc0}, \delta_{lc}) = i_{ic} \cdot M_{uc} \quad (4.21)$$

$$\delta_{uc} = \delta_{sw} \quad (4.22)$$

Tabelle 4.2: Parameterliste - Lenksäule DOF 1p

| Fahrzeugparameter | Abkürzung | Einheit |
|---|--|----------------|
| Trägheitsmoment obere Lenksäule | J_{uc} | kgm^2 |
| ESF Element Reiblimit obere Lenksäule | $M_{\text{esf,min,uc}}, M_{\text{esf,max,uc}}$ | Nm |
| ESF Element Steifigkeit obere Lenksäule | $k_{\text{esf,uc}}$ | Nm/rad |
| Maxwell Element Reiblimit obere Lenksäule | $M_{\text{m,min,uc}}, M_{\text{m,max,uc}}$ | Nm |
| Maxwell Element Steifigkeit obere Lenksäule | $k_{\text{m,uc}}$ | Nms/rad |
| Übersetzungsverhältnis Kreuzgelenk 1&2 | i_{ic} | – |
| Trägheitsmoment untere Lenksäule | J_{lc} | kgm^2 |
| Steifigkeit untere Lenksäule | k_{lc} | Nm/rad |
| Dämpfung untere Lenksäule | d_{lc} | Nms/rad |
| Umkehrspiel untere Lenksäule | b_{lc} | rad |

DOF 2:

Abbildung 4.14 zeigt das „DOF 2“ Modell mit zwei Freiheitsgraden. Die Lenksäule wird durch 2 Ersatzsteifigkeiten bzw. Ersatzdämpfungen modelliert. Dadurch kann es mit allen Lenkunterstützungsvarianten kombiniert werden. Die Trägheiten, Steifigkeiten, Dämpfungen und Umkehrspiele der Lenksäule müssen dazu entsprechend zugeordnet werden.

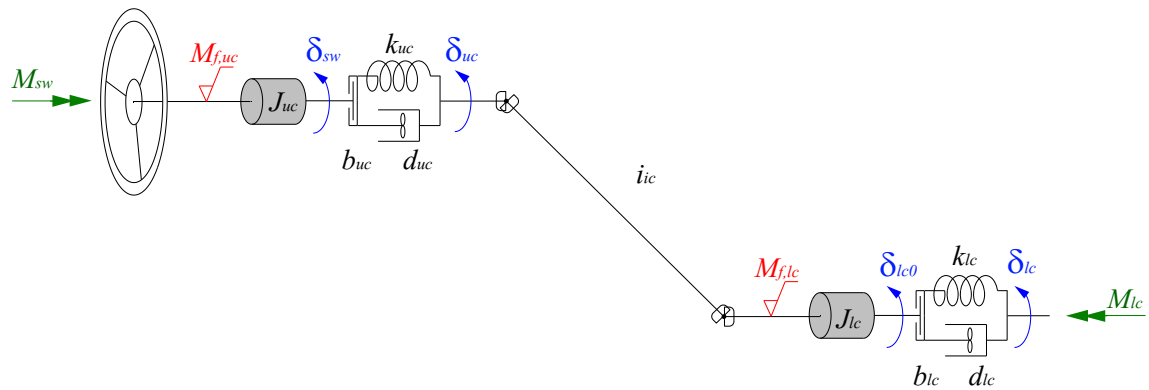


Abbildung 4.14: Modell Lenkstrang DOF 2

Das Verhalten der Lenksäule lässt sich mit folgenden Gleichungen beschreiben:

$$M_{sw} - M_{f,uc}(\delta_{sw}) - M_{uc}(\delta_{sw}, \delta_{uc}) = J_{uc} \cdot \ddot{\delta}_{sw} \quad (4.23)$$

$$\dot{\delta}_{lc0} = \frac{1}{i_{ic}} \cdot \dot{\delta}_{uc} \quad (4.24)$$

$$M_{lc0} = i_{ic} \cdot M_{uc}(\delta_{sw}, \delta_{uc}) \quad (4.25)$$

$$M_{lc0} - M_{f,lc}(\delta_{lc0}) - M_{lc}(\delta_{lc0}, \delta_{lc}) = J_{lc} \cdot \ddot{\delta}_{lc0} \quad (4.26)$$

Tabelle 4.3: Parameterliste - Lenksäule DOF 2

| Parameter | Abkürzung | Einheit |
|--|--|------------------|
| Trägheitsmoment obere Lenksäule | J_{uc} | kgm^2 |
| Steifigkeit obere Lenksäule | k_{uc} | Nm/rad |
| Dämpfung obere Lenksäule | d_{uc} | Nms/rad |
| Umkehrspiel obere Lenksäule | b_{uc} | rad |
| ESF Element Reiblimit obere Lenksäule | $M_{\text{esf,min,uc}}, M_{\text{esf,max,uc}}$ | Nm |
| ESF Element Steifigkeit obere Lenksäule | $k_{\text{esf,uc}}$ | Nm/rad |
| Maxwell Element Reiblimit obere Lenksäule | $M_{m,\text{min,uc}}, M_{m,\text{max,uc}}$ | Nm |
| Maxwell Element Steifigkeit obere Lenksäule | $k_{m,uc}$ | Nms/rad |
| Übersetzungsverhältnis Kreuzgelenk 1&2 | i_{ic} | – |
| Trägheitsmoment untere Lenksäule | J_{lc} | kgm^2 |
| Steifigkeit untere Lenksäule | k_{lc} | Nm/rad |
| Dämpfung untere Lenksäule | d_{lc} | Nms/rad |
| Umkehrspiel untere Lenksäule | b_{lc} | rad |
| ESF Element Reiblimit untere Lenksäule | $M_{\text{esf,min,lc}}, M_{\text{esf,max,lc}}$ | Nm |
| ESF Element Steifigkeit untere Lenksäule | $k_{\text{esf,lc}}$ | Nm/rad |
| Maxwell Element Reiblimit untere Lenksäule | $M_{m,\text{min,lc}}, M_{m,\text{max,lc}}$ | Nm |
| Maxwell Element Steifigkeit untere Lenksäule | $k_{m,lc}$ | Nms/rad |

DOF 3:

Abbildung 4.15 zeigt das „DOF 3“ Lenksäulenmodell mit drei Freiheitsgraden. Die Lenksäule wird mit drei Ersatzsteifigkeiten bzw. Ersatzdämpfungen modelliert. Auch dieses Modell lässt sich mit allen Lenkunterstützungsarten kombinieren. Die Drehungleichförmigkeit der Lenkwischenwelle wird hier nicht wie bei den vorigen Modellen mit einem resultierenden Übersetzungsverhältnis berechnet, sondern erfolgt getrennt. i_{ic1} entspricht dabei dem Übersetzungsverhältnis des oberen Kreuzgelenkes und i_{ic2} dem Übersetzungsverhältnis des unteren Kreuzgelenkes. Die Trägheit J_{ic} , die Steifigkeit k_{ic} , die Dämpfung d_{ic} und das Umkehrspiel b_{ic} müssen zusätzlich entsprechend dem „DOF 3“ Modell zugeordnet werden.

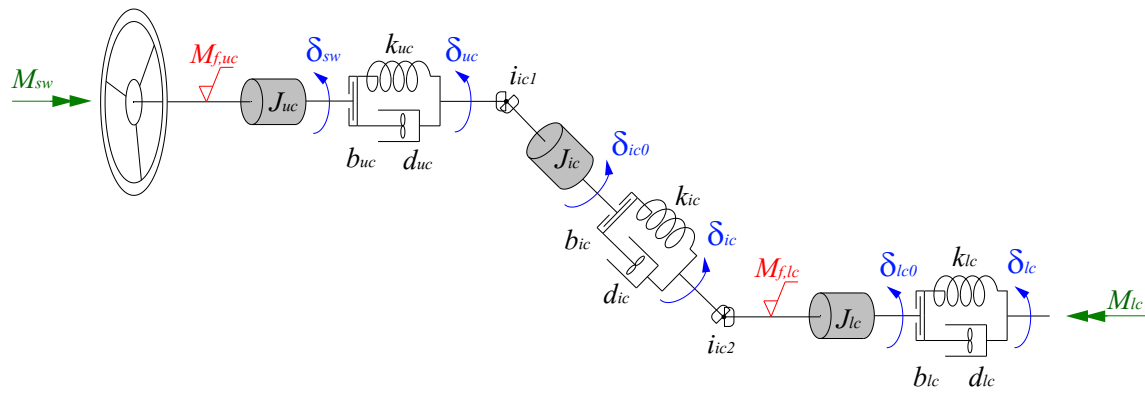


Abbildung 4.15: Modell Lenksrang DOF 3

Das Verhalten der Lenksäule lässt sich mit folgenden Gleichungen beschreiben:

$$M_{sw} - M_{f,uc}(\delta_{sw}) - M_{uc}(\delta_{sw}, \delta_{uc}) = J_{uc} \cdot \ddot{\delta}_{sw} \quad (4.27)$$

$$\dot{\delta}_{ic0} = \frac{1}{i_{ic1}} \cdot \dot{\delta}_{uc} \quad (4.28)$$

$$M_{ic0} = i_{ic1} \cdot M_{uc}(\delta_{sw}, \delta_{uc}) \quad (4.29)$$

$$M_{ic0} - M_{f,ic}(\delta_{ic0}) - M_{ic}(\delta_{ic0}, \delta_{ic}) = J_{ic} \cdot \ddot{\delta}_{ic0} \quad (4.30)$$

$$\dot{\delta}_{lc0} = \frac{1}{i_{ic2}} \cdot \dot{\delta}_{ic} \quad (4.31)$$

$$M_{lc0} = i_{ic2} \cdot M_{ic}(\delta_{ic0}, \delta_{ic}) \quad (4.32)$$

$$M_{lc0} - M_{f,lc}(\delta_{lc0}) - M_{lc}(\delta_{lc0}, \delta_{lc}) = J_{lc} \cdot \ddot{\delta}_{lc0} \quad (4.33)$$

Tabelle 4.4: Parameterliste - Lenksäule DOF 3

| Parameter | Abkürzung | Einheit |
|--|--|------------------|
| Trägheitsmoment obere Lenksäule | J_{uc} | kgm^2 |
| Steifigkeit obere Lenksäule | k_{uc} | Nm/rad |
| Dämpfung obere Lenksäule | d_{uc} | Nms/rad |
| Umkehrspiel obere Lenksäule | b_{uc} | rad |
| ESF Element Reiblimit obere Lenksäule | $M_{\text{esf,min,uc}}, M_{\text{esf,max,uc}}$ | Nm |
| ESF Element Steifigkeit obere Lenksäule | $k_{\text{esf,uc}}$ | Nm/rad |
| Maxwell Element Reiblimit obere Lenksäule | $M_{\text{m,min,uc}}, M_{\text{m,max,uc}}$ | Nm |
| Maxwell Element Steifigkeit obere Lenksäule | $k_{\text{m,uc}}$ | Nms/rad |
| Übersetzungsverhältnis Kreuzgelenk 1 | i_{ic1} | – |
| Trägheitsmoment mittlere Lenksäule | J_{ic} | kgm^2 |
| Steifigkeit mittlere Lenksäule | k_{ic} | Nm/rad |
| Dämpfung mittlere Lenksäule | d_{ic} | Nms/rad |
| Umkehrspiel mittlere Lenksäule | b_{ic} | rad |
| Übersetzungsverhältnis Kreuzgelenk 2 | i_{ic2} | – |
| Trägheitsmoment untere Lenksäule | J_{lc} | kgm^2 |
| Steifigkeit untere Lenksäule | k_{lc} | Nm/rad |
| Dämpfung untere Lenksäule | d_{lc} | Nms/rad |
| Umkehrspiel untere Lenksäule | b_{lc} | rad |
| ESF Element Reiblimit untere Lenksäule | $M_{\text{esf,min,lc}}, M_{\text{esf,max,lc}}$ | Nm |
| ESF Element Steifigkeit untere Lenksäule | $k_{\text{esf,lc}}$ | Nm/rad |
| Maxwell Element Reiblimit untere Lenksäule | $M_{\text{m,min,lc}}, M_{\text{m,max,lc}}$ | Nm |
| Maxwell Element Steifigkeit untere Lenksäule | $k_{\text{m,lc}}$ | Nms/rad |

4.6 Lenkgetriebe

Abbildung 4.16 zeigt das Lenkgetriebe (siehe Kapitel 2.4.3) mit flexibler Lagerung mit der Steifigkeit k_{rah} und der Dämpfung d_{rah} .

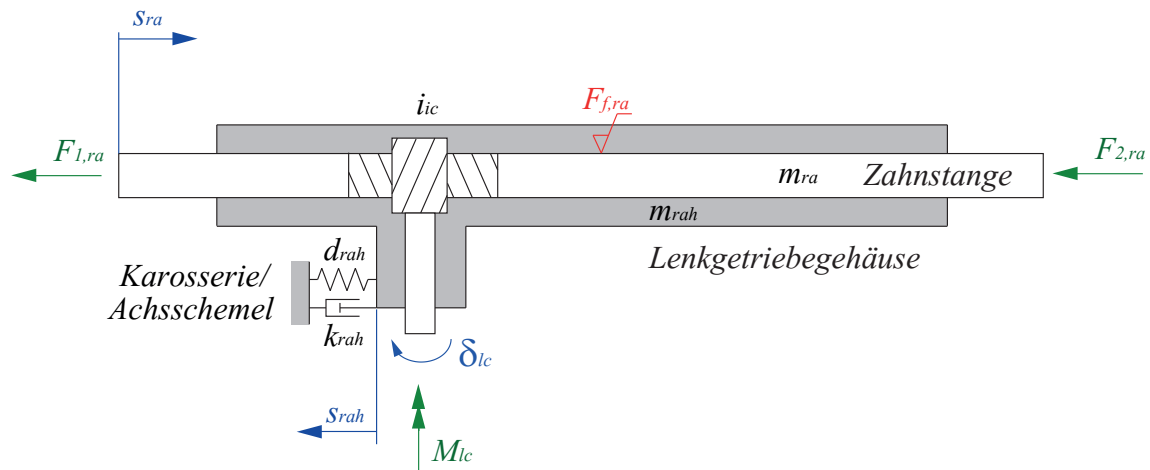


Abbildung 4.16: Modell Lenkgetriebe

Die absolute Auslenkung der Zahnstange s_{ra} ist laut Abbildung 4.17 die Kombination der Verschiebung des Lenkgetriebegehäuses s_{rah} und der relativen Verschiebung der Zahnstange s_{rar} bezüglich des Lenkgetriebegehäuses laut Gleichung (4.38). Bei einer starren Lenkgetriebe Lagerung $s_{rah} = 0$ gilt $s_{rar} = s_{ra}$ und die Gleichung (4.37) entfällt.

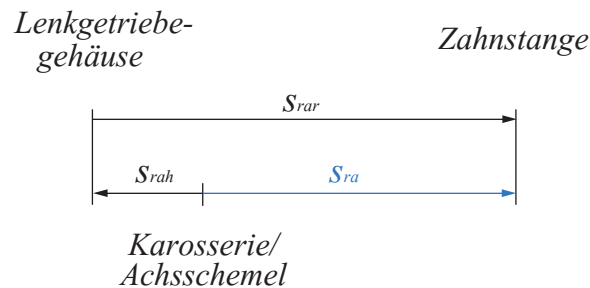


Abbildung 4.17: Auslenkung der Zahnstange

Die Kraft F_{rah} ist die Stützkraft des Lenkgetriebes, wobei m_{ra} die Masse der Zahnstange und m_{rah} die Masse des Lenkgetriebegehäuses ist. Mit dem Übersetzungsverhältnis i_{pi} des Lenkgetriebes kann die Kraft F_{pi} und die relative Verschiebung s_{rar} ermittelt werden. Die Berechnung der Reibkraft $F_{f,ra}$ erfolgt wie in Kapitel 4.2 beschrieben. Die linke Spurstange leitet die Kraft $F_{1,ra}$ und die rechte Spurstange die Kraft $F_{2,ra}$ ein.

Das Verhalten des Lenkgetriebes lässt sich mit folgenden Gleichungen beschreiben:

$$\dot{s}_{\text{rar}} = \frac{1}{i_{\text{pi}}} \cdot \dot{\delta}_{\text{lc}} \quad (4.34)$$

$$F_{\text{pi}} = i_{\text{pi}} \cdot M_{\text{lc}} \quad (4.35)$$

$$F_{\text{pi}} - F_{\text{f,ra}}(s_{\text{rar}}) - F_{1,\text{ra}} - F_{2,\text{ra}} = m_{\text{ra}} \cdot \ddot{s}_{\text{rar}} \quad (4.36)$$

$$F_{\text{pi}} - F_{\text{rah}}(s_{\text{rah}}, 0) = (m_{\text{ra}} + m_{\text{rah}}) \cdot \ddot{s}_{\text{rah}} \quad (4.37)$$

$$s_{\text{ra}} = s_{\text{rar}} - s_{\text{rah}} \quad (4.38)$$

Tabelle 4.5: Parameterliste - Lenkgetriebe

| Parameter | Abkürzung | Einheit |
|--|--|---------|
| Masse Zahnstange | m_{ra} | kg |
| Masse Lenkgetriebegehäuse | m_{rah} | kg |
| Steifigkeit Lagerung Lenkgetriebegehäuse | k_{rah} | N/m |
| Dämpfung Lagerung Lenkgetriebegehäuse | d_{rah} | Ns/m |
| ESF Element Reiblimit Zahnstange | $F_{\text{esf,min,ra}}, M_{\text{esf,max,ra}}$ | N |
| ESF Element Steifigkeit Zahnstange | $k_{\text{esf,ra}}$ | N/m |
| Maxwell Element Reiblimit Zahnstange | $F_{\text{m,min,ra}}, M_{\text{m,max,ra}}$ | N |
| Maxwell Element Steifigkeit Zahnstange | $k_{\text{m,ra}}$ | Ns/m |
| Übersetzungsverhältnis Lenkgetriebe | i_{pi} | rad/m |

4.7 Radträger und Spurstangen

Abbildung 4.18 zeigt das System Radträger (siehe Kapitel 2.4.5) mit der Massenträgheit $J_{i,\text{wc}}$ und die Spurstangen (siehe Kapitel 2.4.4) mit der Steifigkeit $k_{i,\text{tr}}$ und der Dämpfung $d_{i,\text{tr}}$, welche je nach Verwendung der Elastokinematik der Radaufhängung, auch als starr angenommen werden müssen (siehe Kapitel 4.11). Die Verschiebung der äußeren Gelenke der Spurstangen ist mit $s_{i,\text{tr}}$ definiert. Mit dem Übersetzungsverhältnis $i_{i,\text{wc}}$ erfolgt die Berechnung des Lenkwinkels $\delta_{i,\text{k}}$ und des Momentes $M_{i,\text{k}0}$ um die Lenkachse. Das Reibmoment des Radträgers $M_{i,\text{f,wc}}$ wird wie in Kapitel 4.2 beschrieben berechnet. Die Kräfte und Momente des Reifens erzeugen das für die Lenkung relevante Moment $M_{i,\text{k}}$ um die Lenkachse (siehe Kapitel 4.10).

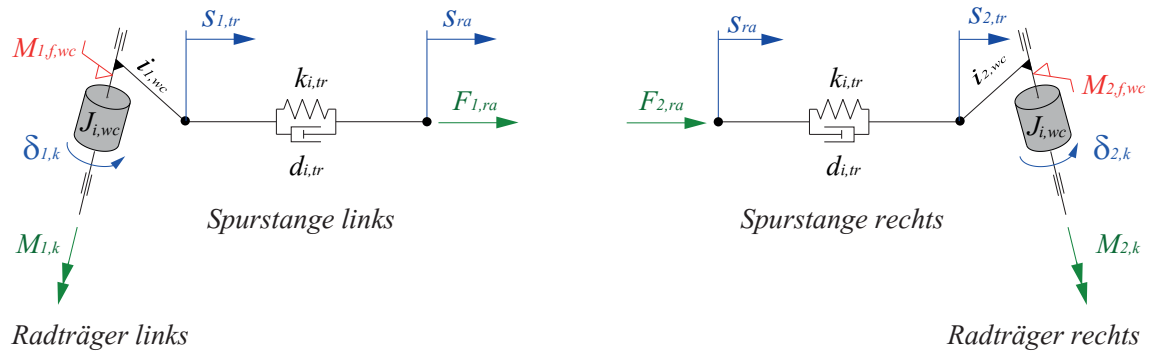


Abbildung 4.18: Modell Radträger und Spurstangen

Das Verhalten lässt sich mit folgenden Gleichungen beschreiben:

$$\begin{aligned}\dot{\delta}_{1,k} &= \frac{1}{i_{1,wc}} \cdot \dot{s}_{1,tr} \\ \dot{\delta}_{2,k} &= \frac{1}{i_{2,wc}} \cdot \dot{s}_{2,tr}\end{aligned}\quad (4.39)$$

$$\begin{aligned}M_{1,k0} &= i_{1,wc} \cdot F_{1,ra}(s_{ra}, s_{1,tr}) \\ M_{2,k0} &= i_{2,wc} \cdot F_{2,ra}(s_{ra}, s_{2,tr})\end{aligned}\quad (4.40)$$

$$\begin{aligned}M_{1,k0} - M_{1,k} - M_{1,f,wc}(\delta_{1,k}) &= J_{1,wc} \cdot \ddot{\delta}_{1,k} \\ M_{2,k0} - M_{2,k} - M_{2,f,wc}(\delta_{2,k}) &= J_{2,wc} \cdot \ddot{\delta}_{2,k}\end{aligned}\quad (4.41)$$

Tabelle 4.6: Parameterliste - Radträger und Spurstangen

| Parameter | Abkürzung | Einheit |
|--|--------------------------------------|----------------|
| Trägheitsmoment Radträger | $J_{i,wc}$ | kgm^2 |
| ESF Element Reiblimit Radträger | $M_{esf,min,i,wc}, M_{esf,max,i,wc}$ | Nm |
| ESF Element Steifigkeit Radträger | $k_{esf,i,wc}$ | Nm/rad |
| Maxwell Element Reiblimit Radträger | $M_{m,min,i,wc}, M_{m,max,i,wc}$ | Nm |
| Maxwell Element Steifigkeit Radträger | $k_{m,i,wc}$ | Nms/rad |
| Steifigkeit Spurstange | $k_{i,tr}$ | N/m |
| Dämpfung Spurstange | $d_{i,tr}$ | Ns/m |
| Übersetzungsverhältnis Spurstange - Radträger (Lenkachse) | $i_{i,wc}$ | m/rad |

4.8 Lenkunterstützung

Die Modellierung der Lenkunterstützung erfolgt mit unterschiedlichen Detaillierungsgraden, welche je nach Anwendungsfall zum Einsatz kommen.

4.8.1 HPS simple

Abbildung 4.19 zeigt das Modell des Zylinders mit einer linken und rechten Kammer. Ausgehend von einer Kennlinie mit der stationären Druckdifferenz $\Delta p_{stat} = \Delta p(v, \varphi_{tb}) = \Delta p(v, M_{tb})$ der Kammern in Abhängigkeit von der Fahrzeuggeschwindigkeit v und dem Verdrehwinkel φ_{tb} des Torsionsbars bzw. dem Moment M_{tb} des Torsionsbars wird mittels Gleichung (4.42) die Unterstützungskraft F_{hps} berechnet. A_p ist dabei die effektive Kolbenfläche des Zylinders.

$$F_{hps} = \Delta p_{stat} \cdot A_p \quad (4.42)$$

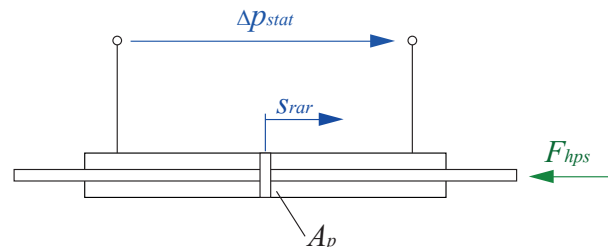


Abbildung 4.19: Modell HPS simple

Tabelle 4.7: Parameterliste - HPS

| Parameter | Abkürzung | Einheit |
|-------------------------------------|-------------------|------------------|
| Kennlinie stationäre Druckdifferenz | Δp_{stat} | N/m ² |
| Effektive Kolbenfläche | A_p | m ² |

4.8.2 HPS enhanced

Es wird der hydraulische Strömungswiderstand durch eine Drossel und die hydraulische Kompressibilität in der Berechnung berücksichtigt. Abbildung 4.20 zeigt das Modell mit den zwei Drosseln (Vergleiche [26]).

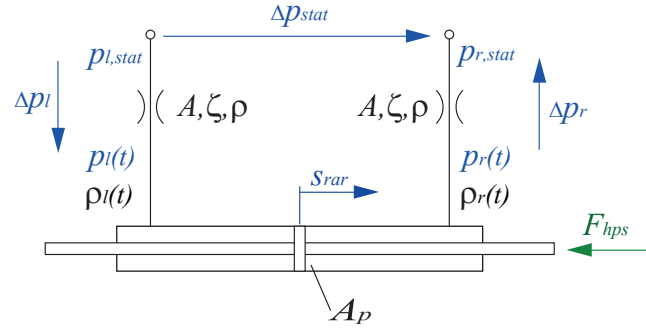


Abbildung 4.20: Modell HPS enhanced

Für die linke Kammer mit dem Volumen $V_1(t)$ kann die Masse $m_1(t)$ des Fluids mit der Dichte $\rho_1(t)$ laut Gleichung (4.43) berechnet werden. Dabei ist V_{10} das Volumen bei einer Zahnstangenverschiebung $s_{\text{rar}} = s_{\text{sw}} = 0$. Dies entspricht einer Geradeausfahrt.

$$m_1(t) = \rho_1(t) \cdot V_1(t) \quad (4.43)$$

mit $V_1(t) = V_{10} + A_p \cdot s_{\text{rar}}(t)$

Durch die Ableitung nach der Zeit und unter Berücksichtigung der zu- und abfließenden Massenströme $Q_1(t) \cdot \rho_1(t)$ erhält man die Massenbilanzgleichung:

$$\dot{m}_1(t) = \dot{\rho}_1(t) \cdot V_1(t) + \rho_1(t) \cdot \dot{V}_1(t) \quad (4.44)$$

$$\dot{m}_1(t) = \rho_1(t) \cdot Q_1(t) \quad (4.45)$$

$$\rho_1(t) \cdot Q_1(t) = \dot{\rho}_1(t) \cdot V_1(t) + \rho_1(t) \cdot \dot{V}_1(t) \quad (4.46)$$

Das Kompressionsmodul K beschreibt die Änderung der Dichte ρ in Abhängigkeit des Drucks p und ist wie folgt definiert:

$$\frac{d}{dp} \rho = \frac{\rho}{K} \quad (4.47)$$

$$\dot{\rho}_1(t) = \frac{d}{dt} \rho_1(t) = \frac{\rho_1(t)}{K} \left(\frac{d}{dt} p_1(t) \right) \quad (4.48)$$

Durch Einsetzen der Gleichung (4.48) in Gleichung (4.46) erhält man:

$$Q_1(t) = \frac{1}{K} \left(\frac{d}{dt} p_1(t) \right) \left(V_{10} + A_p \cdot s_{\text{rar}}(t) \right) + A_p \cdot \dot{s}_{\text{rar}}(t) \quad (4.49)$$

Der Druckverlust Δp_1 in einer Drossel lässt sich mit dem Widerstandsbeiwert ζ , der Dichte ρ und der Fließgeschwindigkeit v_1 laut Gleichung (4.50) berechnen.

$$p_{l,\text{stat}} - p_1 = \Delta p_1 = \text{sgn}(v_1) \zeta \frac{\rho}{2} v_1^2 \quad (4.50)$$

Mit der Querschnittsfläche A der Drossel kann der Volumenstrom Q_1 durch umformen der Gleichung (4.50) wie folgt berechnet werden:

$$Q_1(t) = \text{sgn}(\Delta p_1) \cdot A \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho \zeta}} \cdot \sqrt{|\Delta p_1|} \quad (4.51)$$

Eingesetzt in Gleichung (4.49) und entsprechend umgeformt ergibt dies für den Druck der linken Kammer:

$$\frac{d}{dt} p_l(t) = \left(\text{sgn}(\Delta p_1) \cdot A \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho \zeta}} \cdot \sqrt{|\Delta p_1|} - A_p \cdot \dot{s}_{\text{rar}}(t) \right) \frac{K}{V_{l0} + A_p \cdot s_{\text{rar}}(t)} \quad (4.52)$$

Für den Druck in der rechten Kammer erfolgt die Berechnung analog und es gilt:

$$\frac{d}{dt} p_r(t) = \left(\text{sgn}(\Delta p_r) \cdot A \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho \zeta}} \cdot \sqrt{|\Delta p_1|} + A_p \cdot \dot{s}_{\text{rar}}(t) \right) \frac{K}{V_{r0} - A_p \cdot s_{\text{rar}}(t)} \quad (4.53)$$

Die stationäre Druckdifferenz wird über eine Kennlinie, wie vorher beim simplen HPS-Modell gezeigt wurde, ermittelt. Für die Berechnung der absoluten Drücke $p_l(t)$ und $p_r(t)$ in der linken und rechten Kammer des Zylinders sind die absoluten stationären Drücke $p_{l,\text{stat}}$ und $p_{r,\text{stat}}$ vor den Drosseln erforderlich. Daher muss ein Systemmindestdruck p_{min} definiert werden. $p_{l,\text{stat}}$ und $p_{r,\text{stat}}$ lassen sich somit wie folgt berechnen:

$$p_{l,\text{stat}} = \begin{cases} p_{\text{min}} & \text{für } \Delta p_{\text{stat}} < 0 \\ p_{\text{min}} + \Delta p_{\text{stat}} & \text{für } \Delta p_{\text{stat}} \geq 0 \end{cases} \quad (4.54)$$

$$p_{r,\text{stat}} = \begin{cases} p_{\text{min}} - \Delta p_{\text{stat}} & \text{für } \Delta p_{\text{stat}} < 0 \\ p_{\text{min}} & \text{für } \Delta p_{\text{stat}} \geq 0 \end{cases} \quad (4.55)$$

Des Weiteren besteht die Möglichkeit den Widerstandsbeiwert durch den etwas leichter zu interpretierenden Durchflussbeiwert c_v auszudrücken, wobei ein Beiwert von $c_v = 1$ keinen Widerstand verursacht und somit eine ideale Öffnung darstellt. Konträr dazu bedeutet ein Beiwert von $c_v = 0$ ein unendlich hoher Widerstand der Drossel. Die Umrechnung dazu lautet:

$$\zeta = \frac{1}{c_v^2} - 1 \quad (4.56)$$

Die Unterstützungskraft F_{hps} errechnet sich mit:

$$F_{\text{hps}} = (p_l(t) - p_r(t)) \cdot A_p \quad (4.57)$$

Tabelle 4.8: Parameterliste - HPS enhanced

| Parameter | Abkürzung | Einheit |
|--|--------------------------|-----------------|
| Kennlinie stationäre Druckdifferenz | Δp_{stat} | N/m^2 |
| System Mindestdruck | p_{min} | N/m^2 |
| Effektive Kolbenfläche | A_p | m^2 |
| Volumen Zylinderkammer links ($s_{\text{rar}} = 0$) | V_{l0} | m^3 |
| Volumen Zylinderkammer rechts ($s_{\text{rar}} = 0$) | V_{r0} | m^3 |
| Querschnittsfläche der Drossel | A | m^2 |
| Widerstandsbeiwert der Drossel | ζ | – |
| Dichte Fluid | ρ | kg/m^3 |
| Kompressionsmodul Fluid | K | N/m^2 |

4.8.3 EPS-c/p simple

Das stationäre Motormoment $M_m = M(v, \varphi_{\text{tb}}) = M(v, M_{\text{tb}})$ wird in Abhängigkeit von der Fahrzeuggeschwindigkeit v und dem Verdrehwinkel φ_{tb} bzw. dem Moment M_{tb} des Torsionbars berechnet. Mit dem Übersetzungsverhältnis i_b des Getriebes wird das Unterstützungsmoment $M_{\text{eps,c/p}}$ berechnet. Ein Übersetzungsverhältnis von $i_b = 1$ bedeutet, das Motormoment entspricht dem Lenkunterstützungsmoment. Das System laut Abbildung 4.21 ist mit folgender Gleichung definiert:

$$M_{\text{eps,c/p}} = i_b \cdot M_m \quad (4.58)$$

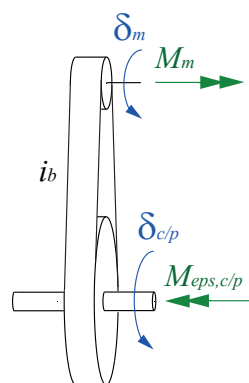


Abbildung 4.21: Modell EPS-c/p simple

Tabelle 4.9: Parameterliste - EPS-c/p

| Parameter | Abkürzung | Einheit |
|---------------------------------|-----------|---------|
| stationäres Motormoment | M_m | Nm |
| Übersetzungsverhältnis Getriebe | i_b | – |

4.8.4 EPS-c/p enhanced

Das gewünschte Lenkunterstützungsmoment $M_{\text{eps,c/p}} = M(v, \varphi_{\text{tb}}) = M(v, M_{\text{tb}})$ wird in Abhängigkeit von der Fahrzeuggeschwindigkeit v und dem Verdrehwinkel φ_{tb} des Torsionbars bzw. dem Moment M_{tb} des Torsionbars ermittelt. Mit einem PI-Regler erfolgt die Berechnung des dazu erforderlichen Drehmomentes M_m des Elektromotors. Dieser PI-Regler kann durch jede beliebige kundenspezifische ECU² ersetzt werden. Der Elektromotor besitzt die Massenträgheit J_m und die Dämpfung d_m . Über ein Getriebe mit dem Übersetzungsverhältnis i_b wird das resultierende Unterstützungsmoment $M_{\text{eps,c/p}}$ berechnet. Des Weiteren besteht die Möglichkeit die Drehsteifigkeit k_b und die Dämpfung d_b des Getriebes, welche sich auf das Ritzel bezieht, zu definieren. δ_m ist der Drehwinkel des Elektromotors und M_l das Lastmoment bezogen auf das Ritzel. Das System laut Abbildung 4.22 lässt sich mit folgenden Gleichungen definieren:

$$M_m - M_l(\delta_m, i_b \cdot \delta_{\text{c/p}}) - \dot{\delta}_m \cdot d_m = J_m \cdot \ddot{\delta}_m \quad (4.59)$$

$$M_{\text{eps,c/p}} = i_b \cdot M_l(\delta_m, i_b \cdot \delta_{\text{c/p}}) \quad (4.60)$$

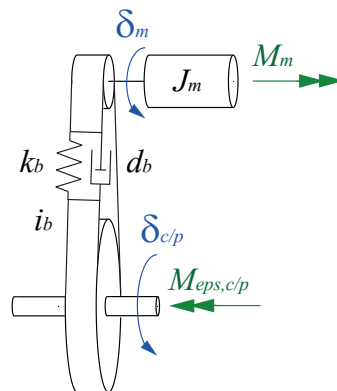


Abbildung 4.22: Modell EPS-c/p enhanced

²Electronic Control Unit

Tabelle 4.10: Parameterliste - EPS-c/p enhanced

| Parameter | Abkürzung | Einheit |
|--------------------------------------|---------------------------|----------------|
| Gewünschtes Lenkunterstützungsmoment | $M_{\text{eps,c/p,soll}}$ | Nm |
| Trägheitsmoment Elektromotor | J_m | kgm^2 |
| Dämpfung Elektromotor | d_m | Nms/rad |
| Übersetzungsverhältnis Getriebe | i_b | – |
| Drehsteifigkeit Getriebe (Ritzel) | k_b | Nm/rad |
| Dämpfung Getriebe (Ritzel) | d_b | Nms/rad |

4.8.5 EPS-apa simple

Das stationäre Motormoment $M_m = M(v, \varphi_{\text{tb}}) = M(v, M_{\text{tb}})$ wird in Abhängigkeit von der Fahrzeuggeschwindigkeit v und dem Verdrehwinkel φ_{tb} bzw. dem Moment M_{tb} des Torsionbars berechnet. Mit dem Übersetzungsverhältnis i_b und dem Übersetzungsverhältnis i_{bn} des Kugelgewindetriebes kann die Unterstützungskraft $F_{\text{eps,apa}}$ ermittelt werden. Wird mit $i_b = 1$ und $i_{\text{bn}} = 1$ gerechnet, so entspricht das Motormoment der Unterstützungskraft. Das System laut Abbildung 4.23 ist mit der folgenden Gleichung definiert:

$$F_{\text{eps,apa}} = i_b \cdot i_{\text{bn}} \cdot M_m \quad (4.61)$$

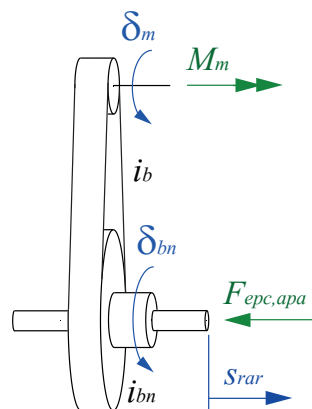


Abbildung 4.23: Modell EPS-apa simple

Tabelle 4.11: Parameterliste - EPS-apa

| Parameter | Abkürzung | Einheit |
|--|-----------|---------|
| stationäres Motormoment | M_m | Nm |
| Übersetzungsverhältnis Getriebe | i_b | – |
| Übersetzungsverhältnis Kugelgewindetrieb | i_{bn} | rad/m |

4.8.6 EPS-apa enhanced

Die gewünschte Lenkunterstützungskraft $F_{\text{eps,apa}} = F(v, \varphi_{\text{tb}}) = F(v, M_{\text{tb}})$ wird in Abhängigkeit von der Fahrzeuggeschwindigkeit v und der Verdrehung φ_{tb} des Torsionbars bzw. dem Momentes M_{tb} am Torsionbar ermittelt. Ein PI Regler berechnet das erforderliche Drehmoment M_m des Elektromotors, welcher die Massenträgheit J_m und die Dämpfung d_m besitzt. Dieser PI-Regler kann durch jede beliebige ECU³ ausgetauscht werden. Über ein Getriebe mit dem Übersetzungsverhältnis i_b , einer Drehsteifigkeit k_b und einer Dämpfung d_b bezogen auf das Ritzel wird das Moment M_{bn} an der Kugelgewindemutter berechnet. Mit dem Übersetzungsverhältnis i_{bn} des Kugelgewindetriebes und dem Reibmoment $M_{\text{f,bn}}$ der Kugelgewindemutter wird die Kraft F_{bn} , welche auf die Kugel wirkt, ermittelt. Diese Kraft entspricht gleichzeitig schon der Unterstützungskraft $F_{\text{eps,apa}}$. Die Kugel besitzt zudem eine Steifigkeit k_{bn} und eine Dämpfung d_{bn} . Das System laut Abbildung 4.24 ist mit den folgenden Gleichungen definiert:

$$M_m - M_1(\delta_m, i_b \cdot \delta_{\text{bn}}) - \dot{\delta}_m \cdot d_m = J_m \cdot \ddot{\delta}_m \quad (4.62)$$

$$M_{\text{bn}} - F_{\text{bn}}(\delta_{\text{bn}} \frac{1}{i_{\text{bn}}}, s_{\text{rar}}) \frac{1}{i_{\text{bn}}} - M_{\text{f,bn}}(\delta_{\text{bn}}) = J_{\text{bn}} \cdot \ddot{\delta}_{\text{bn}} \quad (4.63)$$

$$M_{\text{bn}} = i_b \cdot M_1(\delta_m, i_b \cdot \delta_m) \quad (4.64)$$

$$F_{\text{eps,apa}} = F_{\text{bn}} \quad (4.65)$$

³ECU...electronic control unit

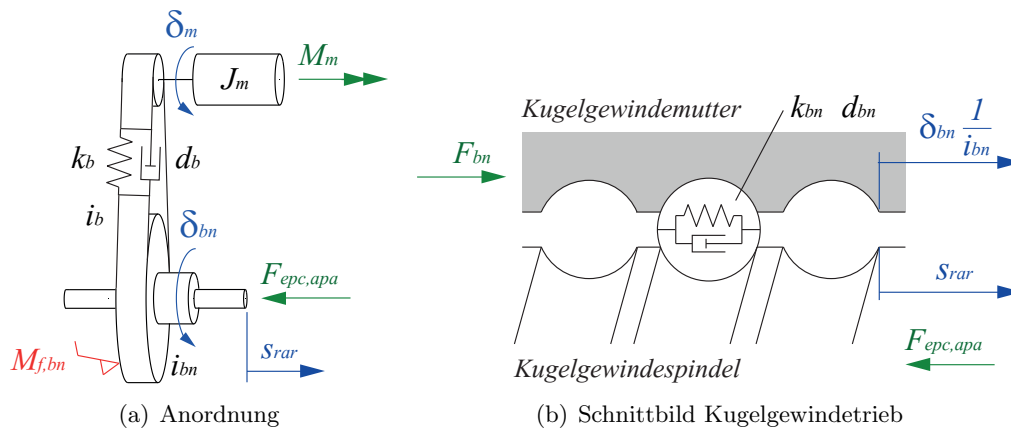


Abbildung 4.24: Modell EPS-apa enhanced

Tabelle 4.12: Parameterliste - EPS-apa enhanced

| Parameter | Abkürzung | Einheit |
|--|--|------------------|
| Gewünschte Lenkunterstützungskraft | $F_{\text{eps,apa,soll}}$ | N |
| Trägheitsmoment Elektromotor | J_m | kgm^2 |
| Trägheitsmoment Kugelgewindemutter | J_{bn} | kgm^2 |
| Dämpfung Elektromotor | d_m | Nms/rad |
| Übersetzungsverhältnis Getriebe | i_b | – |
| Drehsteifigkeit Getriebe (Ritzel) | k_b | Nm/rad |
| Dämpfung Getriebe (Ritzel) | d_b | Nms/rad |
| Übersetzungsverhältnis Kugelgewindetrieb | i_{bn} | rad/m |
| ESF Element Reiblimit Kugelgewindemutter | $M_{\text{esf,min,bn}}, M_{\text{esf,max,bn}}$ | Nm |
| ESF Element Steifigkeit Kugelgewindemutter | $k_{\text{esf,bn}}$ | Nm/rad |
| Maxwell Element Reiblimit Kugelgewindemutter | $M_{\text{m,min,bn}}, M_{\text{m,max,bn}}$ | Nm |
| Maxwell Element Steifigkeit Kugelgewindemutter | $k_{\text{m,bn}}$ | Nms/rad |
| Steifigkeit Umlaufkugel | k_{bn} | N/m |
| Dämpfung Umlaufkugel | d_{bn} | Ns/m |

4.9 Kinematik Radaufhängung beim Lenkvorgang

Bei Lenkvorgängen wird der Radträger um die Lenkachse geschwenkt, darum ist für die Berechnung des Radlenkwinkels δ_i und des Lenkmomentes (siehe Kapitel 4.10) die Definition der Lenkachse, auch Spreizachse genannt, erforderlich. Dies erfolgt mit der Nachlaufstrecke $n_{i,k}$, dem Lenkrollradius $r_{i,k}$, dem Nachlaufwinkel τ_i und dem Spreizungswinkel σ_i .

Des Weiteren muss der Einfluss von Fahrzeugbewegungen und der Elastokinematik berücksichtigt werden. Kräfte und Momente am Reifen verursachen Verformungen an der Radaufhängung, welche zu einer Veränderung der Radstellung führen. Genauso bewirken Radhubbewegungen und Lenkbewegungen eine Änderung der Radstellung. Dieser Einfluss wird in VSM mittels Kennlinien bzw. Kennfelder berücksichtigt. Wird nun eine Lenkachse definiert, so kommt es zu einer Überbestimmung des gesamten VSM-Modells. Daher erfolgt die Definition der Lenkachse relativ zum Radträger und wird ausschließlich zur Berechnung des Radlenkwinkels δ_i und des Lenkmomentes $M_{i,k}$ um die Lenkachse (siehe Kapitel 4.10) herangezogen. Das bedeutet nun, dass eine Änderung der Orientierung des Radträgers die Lage der Lenkachse beeinflusst. Eine Ausnahme stellt die Drehung des Radträgers um die Lenkachse dar, da diese keinen Einfluss auf deren Lage hat. In weiterer Folge wird in dieser Arbeit jedoch mit den Begriffen laut der Norm DIN ISO 8855 bzw. DIN 70000 gerechnet. Bei der Implementierung in VSM werden die betroffenen Winkel relativ zum Radträger angegeben.

Abbildung 4.25 zeigt die geometrischen Beziehungen der linken vorderen Radaufhängung bei einem Lenkradwinkel $\delta_{sw} = 0^\circ$. Für die Berechnung wird das Fahrzeugkoordinatensystem X_V, Y_V, Z_V in den Durchstoßpunkt der Lenkachse mit der Fahrbahn $P_{i,k}$ gelegt. Die Ausrichtung der Raddrehachse $\vec{r}_{i,w,v,0}^\circ$ lässt sich mit dem un gelenkten, unter Berücksichtigung der Elastokinematik und der Radhubbewegung definierten Sturzwinkel $\varepsilon_{i,v,0}$ und Spurwinkel $\delta_{i,0}$ wie folgt definieren:

$$\begin{aligned} \vec{r}_{1,w,v,0}^\circ &= \begin{pmatrix} \cos(\varepsilon_{1,v,0}) \sin(\delta_{1,0}) \\ \cos(\varepsilon_{1,v,0}) \cos(\delta_{1,0}) \\ -\sin(\varepsilon_{1,v,0}) \end{pmatrix} \\ \vec{r}_{2,w,v,0}^\circ &= \begin{pmatrix} -\cos(\varepsilon_{2,v,0}) \sin(\delta_{2,0}) \\ \cos(\varepsilon_{2,v,0}) \cos(\delta_{2,0}) \\ \sin(\varepsilon_{2,v,0}) \end{pmatrix} \end{aligned} \quad (4.66)$$

Der Radmittelpunkt $\vec{u}_{i,w,v,0}$ kann mit Gleichung (4.67) errechnet werden. Dabei ist $r_{1,1}$ der Rollradius des Reifens.

$$\vec{u}_{1,w,v,0} = \begin{pmatrix} r_{1,k} \sin(\delta_{1,0}) - n_{1,k} \cos(\delta_{1,0}) + r_{1,1} \sin(\delta_{1,0}) \sin(\varepsilon_{1,v,0}) \\ n_{1,k} \sin(\delta_{1,0}) + r_{1,k} \cos(\delta_{1,0}) + r_{1,1} \cos(\delta_{1,0}) \sin(\varepsilon_{1,v,0}) \\ r_{1,1} \left(\cos(\varepsilon_{1,v,0}) \cos(\delta_{1,0})^2 + \cos(\varepsilon_{1,v,0}) \sin(\delta_{1,0})^2 \right) \end{pmatrix} \quad (4.67)$$

$$\vec{u}_{2,w,v,0} = \begin{pmatrix} r_{2,k} \sin(\delta_{2,0}) - n_{2,k} \cos(\delta_{2,0}) + r_{2,1} \sin(\delta_{2,0}) \sin(\varepsilon_{2,v,0}) \\ -n_{2,k} \sin(\delta_{2,0}) - r_{2,k} \cos(\delta_{2,0}) - r_{2,1} \cos(\delta_{2,0}) \sin(\varepsilon_{2,v,0}) \\ r_{2,1} \left(\cos(\varepsilon_{2,v,0}) \cos(\delta_{2,0})^2 + \cos(\varepsilon_{2,v,0}) \sin(\delta_{2,0})^2 \right) \end{pmatrix}$$

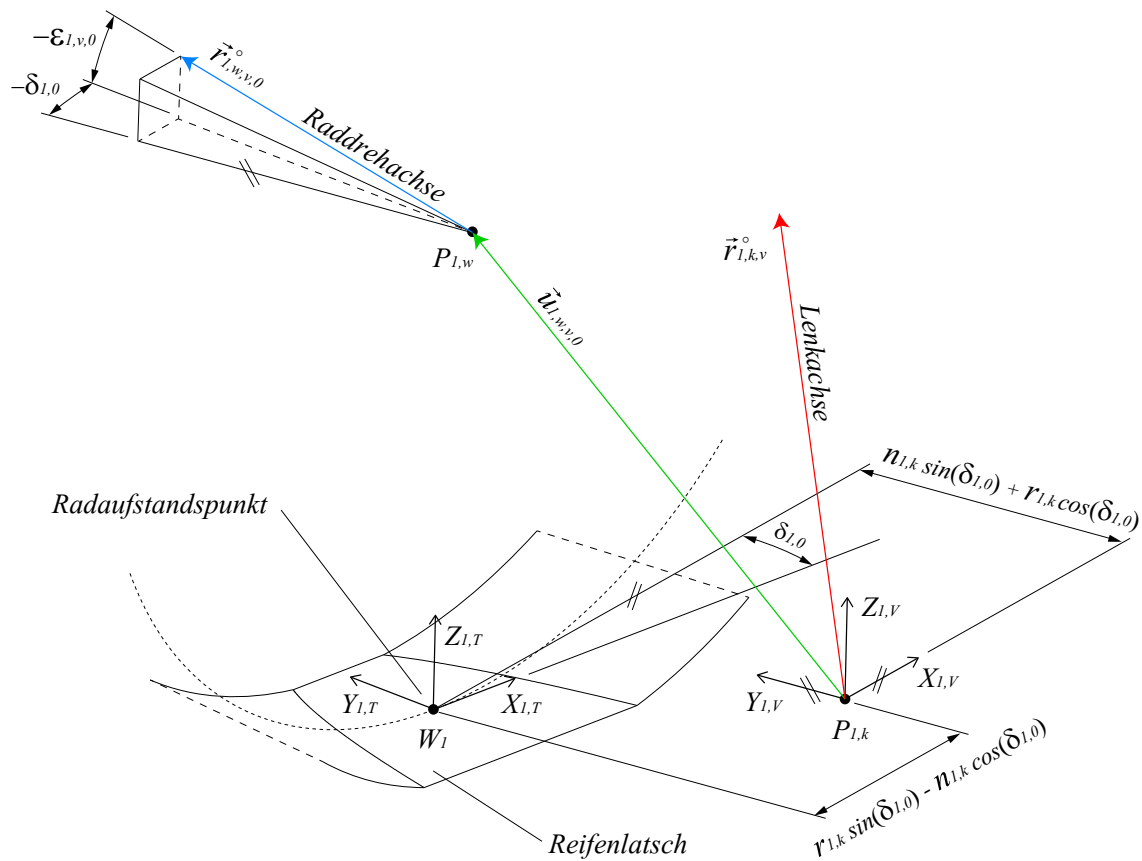


Abbildung 4.25: Lage des Rads und der Lenkachse bei einem Lenkwinkel $\delta_{sw} = 0^\circ$ (ungelenkt)

Bei Lenkvorgängen wird das Rad um die Lenkachse geschwenkt. Die Darstellungsmatrix einer Drehung $\mathbf{R}_{\vec{k},\delta}$ mit dem Winkel δ um die durch den Koordinatenursprung verlaufende Drehachse mit dem normierten Richtungsvektor \vec{k} lautet nach Arens: [28]

$$\mathbf{R}_{\vec{k},\delta} = (\vec{k} \cdot \vec{k}^T) + \cos \delta (\mathbf{E}_3 - \vec{k} \cdot \vec{k}^T) + \sin \delta \begin{pmatrix} 0 & -1 & n \\ 1 & 0 & -m \\ -n & m & 0 \end{pmatrix}$$

mit $\vec{k} = \begin{pmatrix} m \\ n \\ 1 \end{pmatrix}$, $\vec{k} \cdot \vec{k}^T = \frac{1}{l^2} \begin{pmatrix} m^2 & mn & m \\ mn & m^2 & n \\ m & n & 1 \end{pmatrix}$ (4.68)

und $l = \sqrt{m+n+1}$, $\mathbf{E}_3 = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}$

Die Ausrichtung der Lenkachse laut Abbildung 4.26 ist mit dem Richtungsvektor $\vec{r}_{1,k,v}$ laut Gleichung (4.69) definiert. Der normierte Richtungsvektor wird in weiterer Folge $\vec{r}_{1,k,v}^\circ$ genannt.

$$\vec{r}_{1,k,v} = \begin{pmatrix} -\tan(\tau_1) \\ -\tan(\sigma_1) \\ 1 \end{pmatrix}$$

$$\vec{r}_{2,k,v} = \begin{pmatrix} -\tan(\tau_2) \\ +\tan(\sigma_2) \\ 1 \end{pmatrix}$$
(4.69)

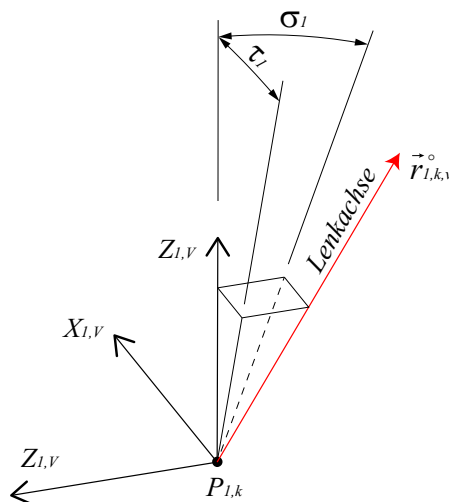


Abbildung 4.26: Ausrichtung der Lenkachse

Die Ausrichtung der gelenkten Raddrehachse $\vec{r}_{1,w,v}^\circ$ mit der Darstellungsmatrix nach Gleichung (4.68) ist laut Gleichung (4.70) definiert. Dabei ist $\delta_{i,k}$ der Lenkwinkel gemessen um die Lenkachse.

$$\begin{aligned}\vec{r}_{1,w,v}^\circ &= \mathbf{R}_{\vec{r}_{1,k,v}^\circ, \delta_{1,k}} \cdot \vec{r}_{1,w,v,0}^\circ \\ \vec{r}_{2,w,v}^\circ &= \mathbf{R}_{\vec{r}_{2,k,v}^\circ, \delta_{2,k}} \cdot \vec{r}_{2,w,v,0}^\circ\end{aligned}\quad (4.70)$$

Der Radmittelpunkt nach dem Lenkvorgang $\vec{u}_{i,w,v}$ ist wie folgt definiert:

$$\begin{aligned}\vec{u}_{1,w,v} &= \mathbf{R}_{\vec{r}_{1,k,v}^\circ, \delta_{1,k}} \cdot \vec{u}_{1,w,v,0} \\ \vec{u}_{2,w,v} &= \mathbf{R}_{\vec{r}_{2,k,v}^\circ, \delta_{2,k}} \cdot \vec{u}_{2,w,v,0}\end{aligned}\quad (4.71)$$

Die bisherige Berechnung findet im Fahrzeugkoordinatensystem statt. Für die Berechnung des Radlenkwinkels δ_i (siehe Kapitel 2.3.2) ist die Umrechnung in das horizontierte Koordinatensystem erforderlich. Mit der Transformationsmatrix \mathbf{T}_v^h nach DIN 70000 erfolgt die Umrechnung in das horizontierte Koordinatensystem. Der Richtungsvektor $\vec{r}_{i,w,h}^\circ$ der gelenkten Raddrehachse im horizontierten Koordinatensystem lautet:

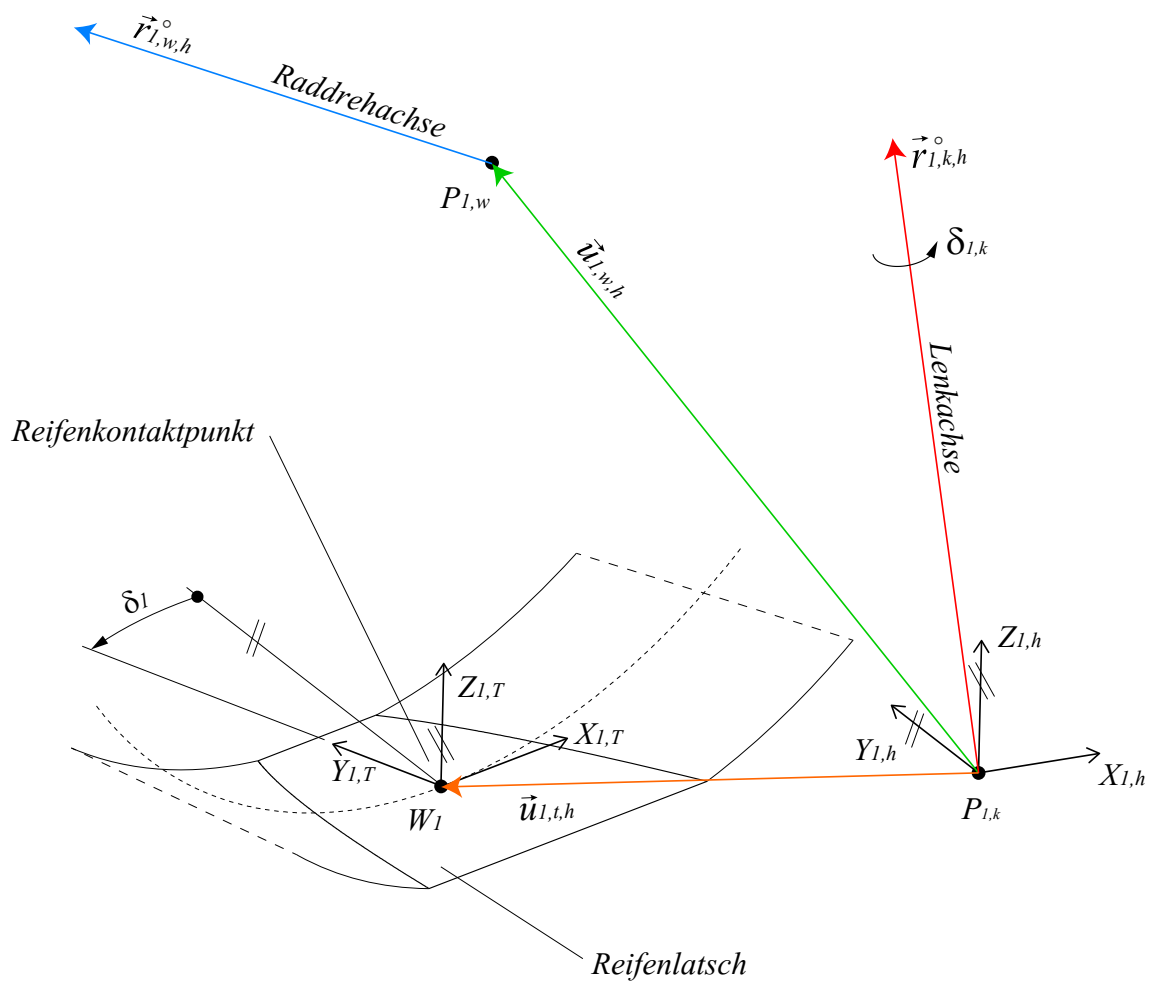
$$\begin{aligned}\vec{r}_{1,w,h}^\circ &= \mathbf{T}_v^h \cdot \vec{r}_{1,w,v}^\circ \\ \vec{r}_{2,w,h}^\circ &= \mathbf{T}_v^h \cdot \vec{r}_{2,w,v}^\circ\end{aligned}\quad (4.72)$$

Der Radmittelpunkt $\vec{u}_{i,w,h}$ nach dem Lenkvorgang im horizontierten Koordinatensystem ist wie folgt definiert:

$$\begin{aligned}\vec{u}_{1,w,h} &= \mathbf{T}_v^h \cdot \vec{u}_{1,w,v} \\ \vec{u}_{2,w,h} &= \mathbf{T}_v^h \cdot \vec{u}_{2,w,v}\end{aligned}\quad (4.73)$$

Der Richtungsvektor $\vec{r}_{i,k,h}^\circ$ der Lenkachse im horizontierten Koordinatensystem lautet:

$$\begin{aligned}\vec{r}_{1,k,h}^\circ &= \mathbf{T}_v^h \cdot \vec{r}_{1,k,v}^\circ \\ \vec{r}_{2,k,h}^\circ &= \mathbf{T}_v^h \cdot \vec{r}_{2,k,v}^\circ\end{aligned}\quad (4.74)$$

Abbildung 4.27: Lage des Rads bei einem Lenkwinkel $\delta_{i,k}$ um die Lenkachse

Der Radlenkwinkel δ_i lässt sich laut Abbildung 4.28 wie folgt berechnen:

$$\begin{aligned} \delta_1 &= \arcsin \left(\frac{-a_{11}}{\sqrt{a_{11}^2 + a_{12}^2}} \right) \\ \delta_2 &= \arcsin \left(\frac{-a_{21}}{\sqrt{a_{21}^2 + a_{22}^2}} \right) \end{aligned} \quad (4.75)$$

mit $\vec{r}_{1,w,h}^\circ = \begin{pmatrix} a_{11} \\ a_{12} \\ a_{13} \end{pmatrix}$, $\vec{r}_{2,w,h}^\circ = \begin{pmatrix} a_{21} \\ a_{22} \\ a_{23} \end{pmatrix}$

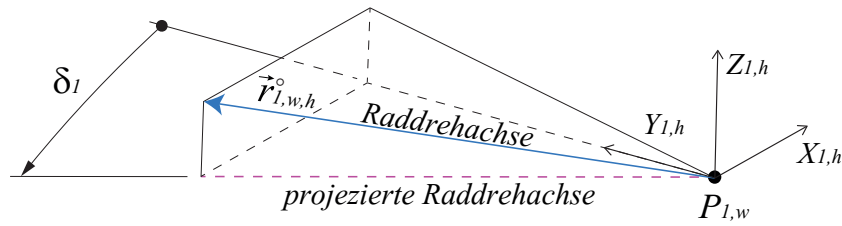


Abbildung 4.28: Radlenkwinkel

Der Reifenkontaktpunkt $\vec{u}_{i,t,h}$ kann mit der Gleichung (4.76) wie folgt berechnet werden:

$$\begin{aligned} \vec{u}_{1,t,h} &= \vec{u}_{1,w,h} - r_{1,l} \left[\begin{pmatrix} \cos(\delta_1) \\ \sin(\delta_1) \\ 0 \end{pmatrix} \times \vec{r}_{1,w,h}^{\circ} \right] \\ \vec{u}_{2,t,h} &= \vec{u}_{2,w,h} - r_{2,l} \left[\begin{pmatrix} \cos(\delta_2) \\ \sin(\delta_2) \\ 0 \end{pmatrix} \times \vec{r}_{2,w,h}^{\circ} \right] \end{aligned} \quad (4.76)$$

Aufgrund der Tatsache, dass die vertikalen Radbeschleunigungen gegenüber den longitudinalen und lateralen Radbeschleunigungen um ein Vielfaches höher sind, werden nur die vertikalen Beschleunigungen, wie sie z.B. bei Fahrbahnunebenheiten entstehen können, in der Berechnung berücksichtigt.

Der Schwerpunkt der ungefederten Masse liegt wie in Abbildung 4.29 gezeigt näherungsweise auf der Radmittelebene. Mit dem Abstand $h_{i,m}$ des Schwerpunktes normal zur Fahrbahn kann die Position $\vec{u}_{i,m,h}$ mittels Gleichung (4.77) errechnet werden.

$$\begin{aligned} \vec{u}_{1,m,h} &= \vec{u}_{1,w,h} - \left(r_{1,l} + \frac{h_{1,m}}{\cos(\varepsilon_{1,v,0})} \right) \left[\begin{pmatrix} \cos(\delta_1) \\ \sin(\delta_1) \\ 0 \end{pmatrix} \times \vec{r}_{1,w,h}^{\circ} \right] \\ \vec{u}_{2,m,h} &= \vec{u}_{2,w,h} - \left(r_{2,l} + \frac{h_{2,m}}{\cos(\varepsilon_{2,v,0})} \right) \left[\begin{pmatrix} \cos(\delta_2) \\ \sin(\delta_2) \\ 0 \end{pmatrix} \times \vec{r}_{2,w,h}^{\circ} \right] \end{aligned} \quad (4.77)$$

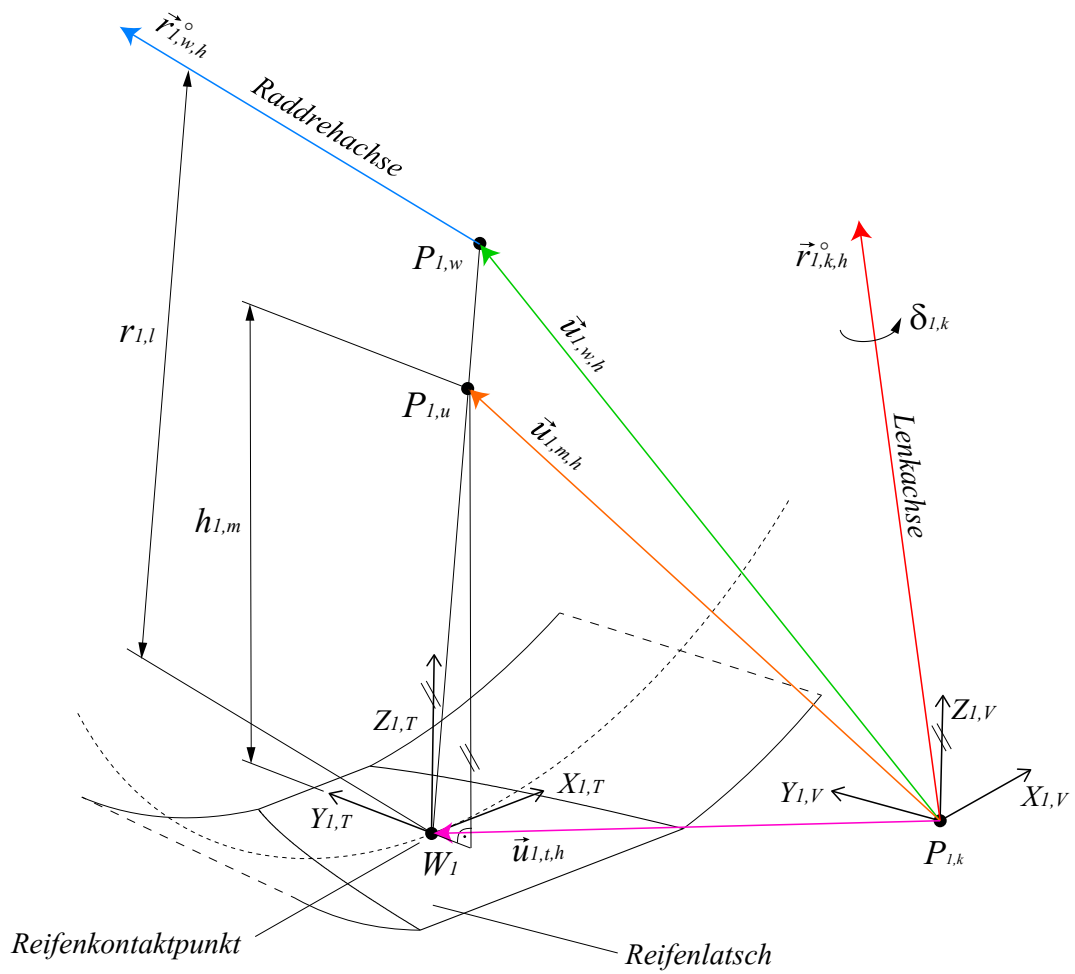


Abbildung 4.29: Schwerpunktlage der ungefederten Masse

4.10 Kräfte und Momente beim Lenkvorgang

Für die Berechnung des Momentes am Lenkrad ist das Moment um beide Lenkachsen erforderlich. Abbildung 4.30 zeigt die Kräfte und Momente eines Rades bei einem Lenkvorgang. Die Kraft $\vec{F}_{i,T,t}$ und das Moment $\vec{M}_{i,T,t}$ am Reifen werden laut DIN 70000 im Reifenkoordinatensystem angegeben (siehe Kapitel 2.3.2). Da die Berechnung hier im horizontalen Koordinatensystem durchgeführt wird, müssen diese durch eine Drehung um die Z-Achse mit der Drehmatrix $\mathbf{R}_z(\delta_i)$ laut Gleichung (4.80) und dem Lenkwinkel δ_i in das horizontalisierte Koordinatensystem transformiert werden. Dabei ist $\vec{F}_{i,T,h}$ die Kraft und $\vec{M}_{i,T,h}$ das Moment am Reifen im horizontalisierten Koordinatensystem und lässt sich wie folgt berechnen:

$$\begin{aligned}\vec{F}_{1,T,h} &= \mathbf{R}_z(\delta_1) \cdot \vec{F}_{1,T,t} \\ \vec{F}_{2,T,h} &= \mathbf{R}_z(\delta_2) \cdot \vec{F}_{2,T,t}\end{aligned}\quad (4.78)$$

$$\begin{aligned}\vec{M}_{1,T,h} &= \mathbf{R}_z(\delta_1) \cdot \vec{M}_{1,T,t} \\ \vec{M}_{2,T,h} &= \mathbf{R}_z(\delta_2) \cdot \vec{M}_{2,T,t}\end{aligned}\quad (4.79)$$

$$\mathbf{R}_z(\varphi_i) = \begin{pmatrix} \cos \varphi_i & -\sin \varphi_i & 0 \\ \sin \varphi_i & \cos \varphi_i & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}\quad (4.80)$$

Das Rad ist drehbar am Radträger gelagert, darum wird vorerst kein Moment in Richtung der Raddrehachse auf den Radträger übertragen. $M_{i,w}$ entspricht laut Gleichung (4.81) dem gesamten Moment um die Radachse, welches aufgrund der Kräfte und Momente am Reifen hervorgerufen wird.

$$\begin{aligned}M_{1,w} &= \vec{M}_{1,T,h} \cdot \vec{r}_{1,w,h}^\circ - F_{1,XT} \cdot r_{1,l} \\ M_{2,w} &= \vec{M}_{2,T,h} \cdot \vec{r}_{2,w,h}^\circ - F_{2,XT} \cdot r_{2,l}\end{aligned}\quad (4.81)$$

Stützt sich ein Moment jedoch am Radträger ab, wie z.B. bei einer radträgerfesten Bremse oder bei Radnabenmotoren, so muss dieser Anteil $M_{i,wc}$ für die Berechnung berücksichtigt werden. Anders ausgedrückt bedeutet dies, dass das Moment $M_{i,ds}$ laut Gleichung (4.82), welches von der Antriebswelle abgestützt wird, schlussendlich laut Gleichung (4.84) abgezogen werden muss.

$$\begin{aligned}M_{1,ds} &= M_{1,w} - M_{1,wc} \\ M_{2,ds} &= M_{2,w} - M_{2,wc}\end{aligned}\quad (4.82)$$

Des Weiteren wird mit der vertikalen Radbeschleunigung $a_{i,zw}$ und der ungedeuteten Masse $m_{i,u}$ die Trägheitskraft $\vec{F}_{1,m,h}$ wie folgt berechnet:

$$\vec{F}_{1,m,h} = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ a_{1,zw} \end{pmatrix} \cdot m_{1,u} \quad (4.83)$$

$$\vec{F}_{2,m,h} = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ a_{2,zw} \end{pmatrix} \cdot m_{2,u}$$

Das Moment um die Lenkachse $M_{i,k}$ lässt sich laut Gleichung (4.84) berechnen:

$$M_{1,k} = \vec{r}_{1,k,h}^{\circ} \cdot (\vec{M}_{1,T,h} + \vec{u}_{1,t,h} \times \vec{F}_{1,T,h} - M_{1,ds} \cdot \vec{r}_{1,w,h}^{\circ} - \vec{u}_{1,m,h} \times \vec{F}_{1,m,h}) \quad (4.84)$$

$$M_{2,k} = \vec{r}_{1,k,h}^{\circ} \cdot (\vec{M}_{2,T,h} + \vec{u}_{2,t,h} \times \vec{F}_{2,T,h} - M_{2,ds} \cdot \vec{r}_{2,w,h}^{\circ} - \vec{u}_{2,m,h} \times \vec{F}_{2,m,h})$$

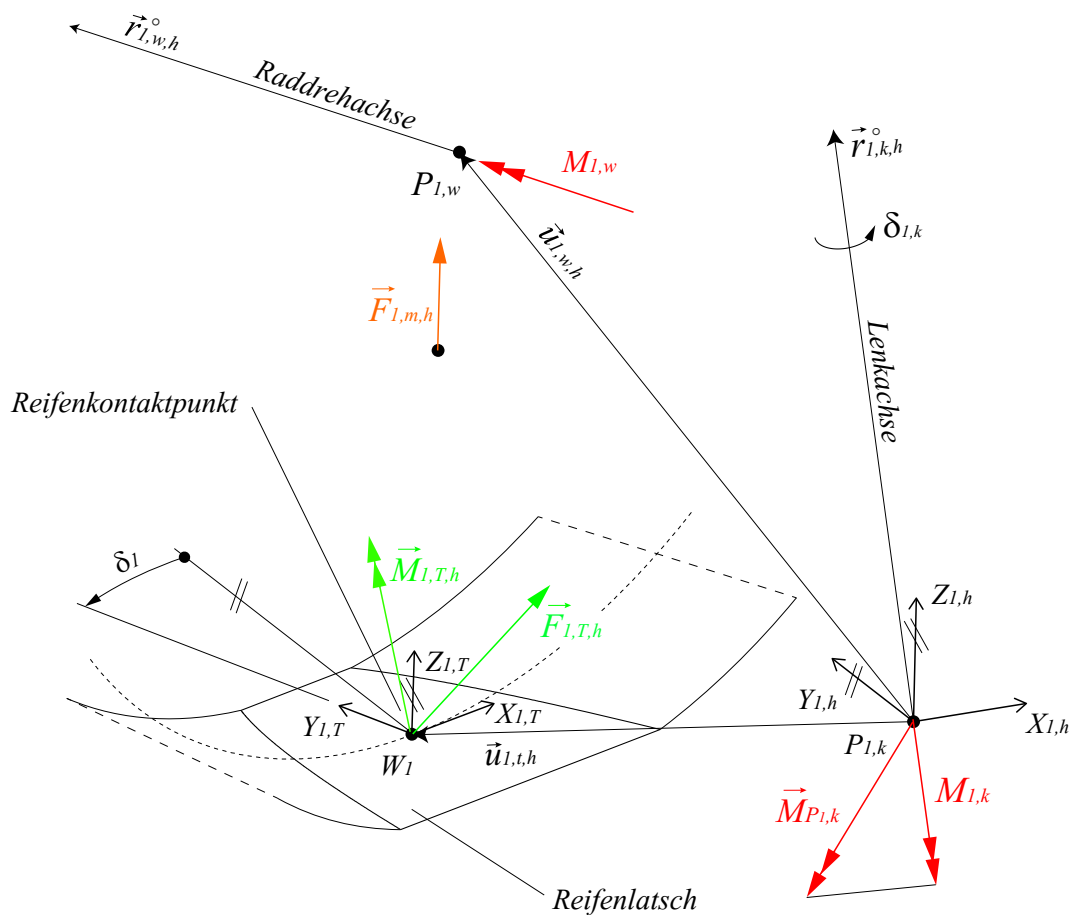


Abbildung 4.30: Kräfte und Momente eines Rades beim Lenkvorgang

4.11 Parametrierung

Das Simulationstool VSM bietet die Möglichkeit die Elastokinematik der Fahrzeugaufhängung zu definieren. Es umfasst die Änderung des Sturzes und der Spur in Abhängigkeit von den Kräften und Momenten am Reifen. Dabei ist eine Abgrenzung der Elastizität des Lenksystems mit der Elastizität der Radaufhängung unbedingt erforderlich, damit es nicht zu einer mehrfachen Verwendung kommt, was schlussendlich zu einer geringen Steifigkeit führen würde.

Abbildung 4.31 zeigt einen möglichen Aufbau eines K&C Prüfstandes, mit dem die Elastokinematik der Radaufhängung eines Fahrzeuges (2) gemessen werden kann. Die Ermittlung der Radstellung der Vorderachse (1) sowie der Hinterachse (5) erfolgt optisch. Ein Lenkroboter (3) kann Lenkbewegungen ausführen und misst gleichzeitig das Lenkmoment. Pads (4) dienen zur Einleitung der Reifenkräfte und Reifenmomente über Spikes (6).

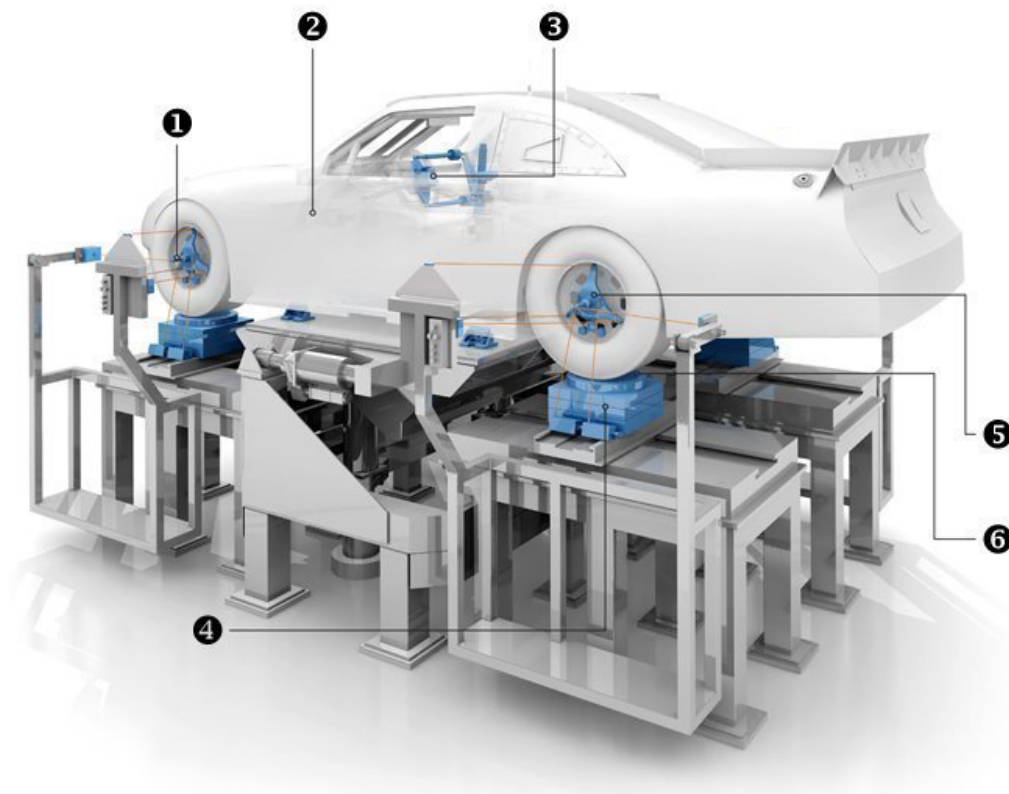


Abbildung 4.31: Aufbau eines K&C Prüfstandes [16]

Erfolgt die Ermittlung der Elastizitäten der Radaufhängung über solch einen K&C Prüfstand, so wird bei einer symmetrischen Belastung die Steifigkeit der Spurstange und der Zahnstange mitgemessen.

Bei einer asymmetrischen Belastung wird zusätzlich die Nachgiebigkeit der Lenktriebelagerung mitgemessen. Des Weiteren entsteht ein Moment am Lenkrad des Fahrzeuges. Folglich muss es zu einer Verformung des gesamten Lenkstrangs kommen. Das Lenkradmoment wird, bei aktivierter Lenkunterstützung, noch verstärkt und muss somit zusätzlich berücksichtigt werden.

In Abhängigkeit von der durchgeführten Messung, muss das Lenkungsmodell somit entsprechend parametrisiert werden, um die mehrfache Verwendung von Elastizitäten zu vermeiden. Dies kann dazu führen, dass im Lenkungsmodell keine Steifigkeit der Spurstange bzw. Lenktriebelagerung definiert wird, da diese bereits in der Elastokinematik der Radaufhängung inkludiert sind.

5 Bewertung

5.1 Auswertung

Die Fahreigenschaften eines Fahrzeuges können subjektiv (siehe Kapitel 2.5) und objektiv beurteilt werden. In der Fahrzeugentwicklung sind objektive Kenngrößen, welche das dynamische Fahrverhalten beschreiben, von großer Bedeutung, da der Fahrereinfluss weitestgehend eliminiert wird und dadurch eine hohe Reproduzierbarkeit gewährleistet ist. Diese Kenngrößen können durch Messungen an realen Fahrzeugen oder durch Simulationen ermittelt werden. Eine Simulation basiert auf einem Fahrzeugmodell. Das Lenkungsmodell ist ein Teil davon. In den vorigen Kapiteln wurden bereits Lenkungsmodelle mit verschiedenen Detaillierungsgraden entwickelt. Es gilt nun zu erforschen, welches Lenkungsmodell sich am besten für Fahrdynamiksimulationen eignet. Dabei wird die Detaillierungstiefe der einzelnen Modelle variiert und die Fahrzeugreaktionen anhand der folgenden genormten Fahrmanöver verglichen:

- Step Input Test - ISO 7401 [3]
- Single Sine Test - ISO 7401 [3]
- Weave Test - ISO 7401 [3], ISO 13674-1 [2]

5.1.1 Parameter

Für den Relativvergleich wird auf ein bereits existierendes und validiertes Fahrzeugmodell zurückgegriffen. Dabei wird das bestehende Lenkungsmodell (siehe Kapitel 3) durch das neu entwickelte Lenkungsmodell (siehe Kapitel 4) ersetzt. Es kommen wahlweise folgende Lenksäulenmodelle laut Abbildung 5.1 zum Einsatz (siehe Kapitel 4.5):

- DOF 1-p
- DOF 2
- DOF 3

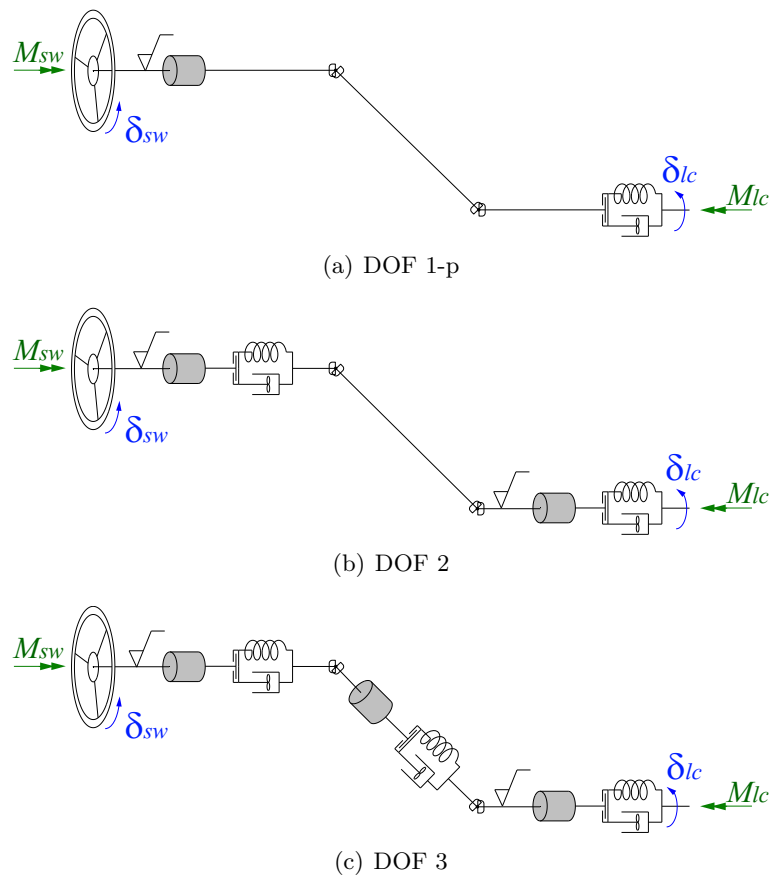


Abbildung 5.1: Lenksäulenmodelle

Es handelt sich um eine elektro-mechanische Lenkunterstützung EPS-p (siehe Kapitel 2.4.6.3). Für die Simulation kommt hier wahlweise das einfache oder das erweiterte Lenkunterstützungsmodell laut Abbildung 5.2 zum Einsatz (siehe Kapitel 4.8). Des Weiteren werden die Fahrmanöver auch ohne Lenkungsunterstützung durchgeführt.

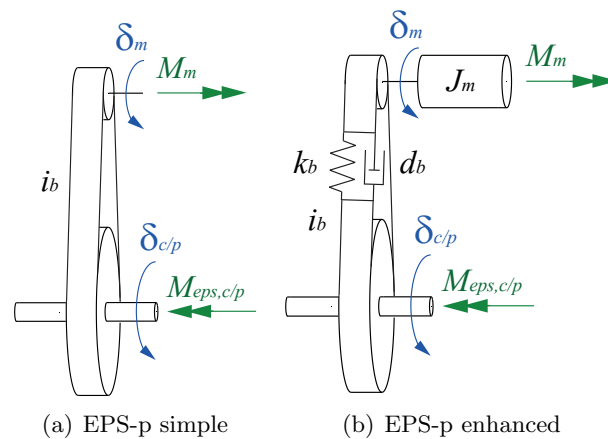


Abbildung 5.2: Lenkunterstützungsmodelle

5.1.2 Step Input Test - ISO 7401

Dieses Fahrmanöver dient zur Charakterisierung des Übergangverhaltens von der Geradeausfahrt in eine stationäre Kreisfahrt mit einer stationären Querbeschleunigung $a \approx 4 \text{ m/s}^2$. Durch einen Lenkwinkelsprung wird das Fahrzeug bei vorgegebener Fahrzeuggeschwindigkeit $v \approx 80 \text{ km/h}$ aus der Geradeausfahrt auf eine Kreisbahn gelenkt.

Analysiert werden Fahrzeugreaktionsgrößen wie Giergeschwindigkeit, Querbeschleunigung, Ansprechzeiten und die erreichten stationären Zustandswerte.

Abbildung 5.3 zeigt den Vergleich zwischen dem bisherigen VSM Modell (siehe Kapitel 3) und den neu entwickelten Modellen (siehe Kapitel 4) bei Verwendung unterschiedlicher Anzahl von Freiheitsgraden der Lenksäulen ohne Umkehrspiel. Im Gegensatz dazu wird in Abbildung 5.4 die Fahrzeugreaktion mit einem Umkehrspiel gezeigt.

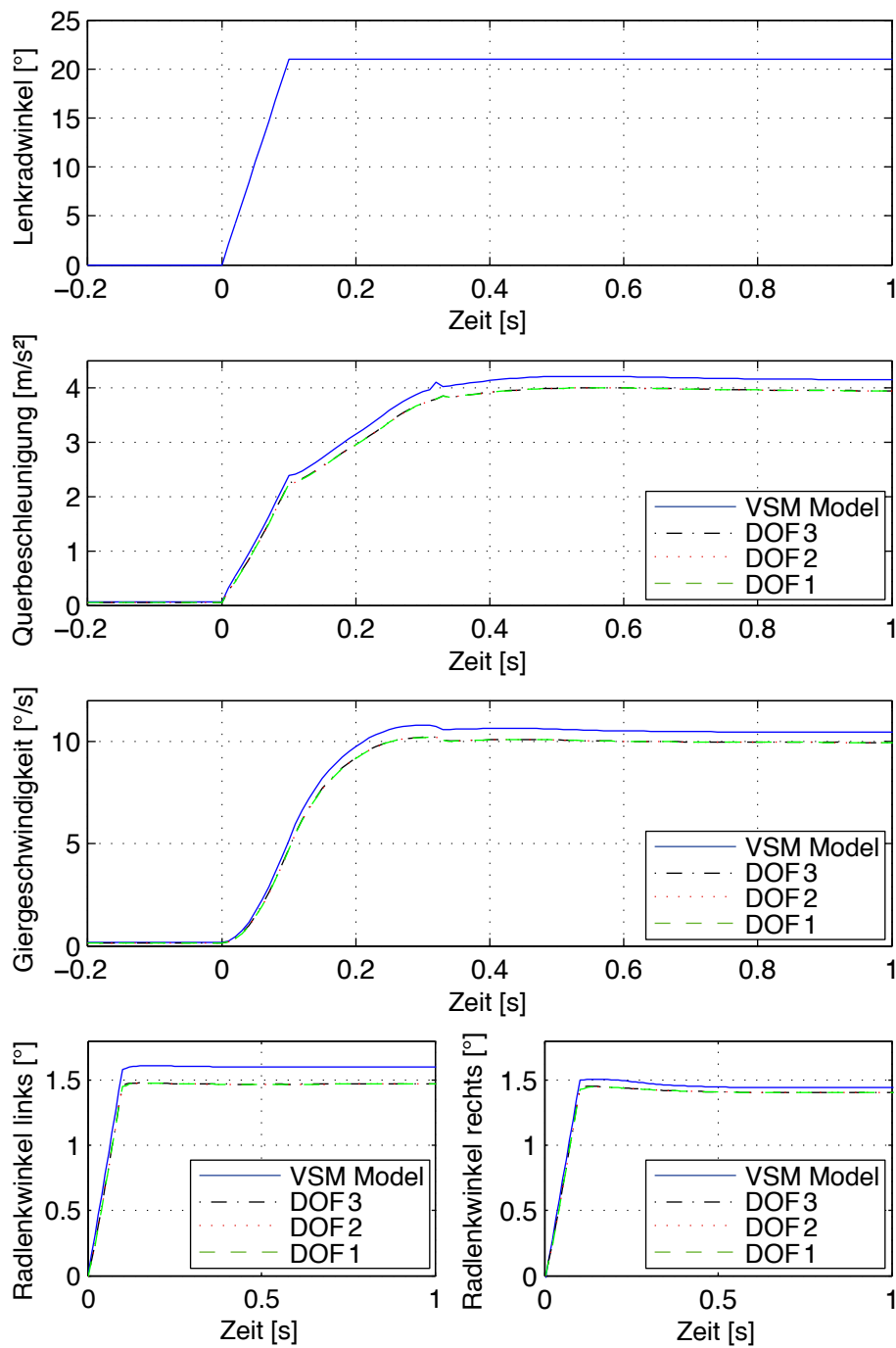


Abbildung 5.3: Step Input Test - ISO 7401, Vergleich Anzahl der Freiheitsgrade der Lenksäule ohne Umkehrspiel

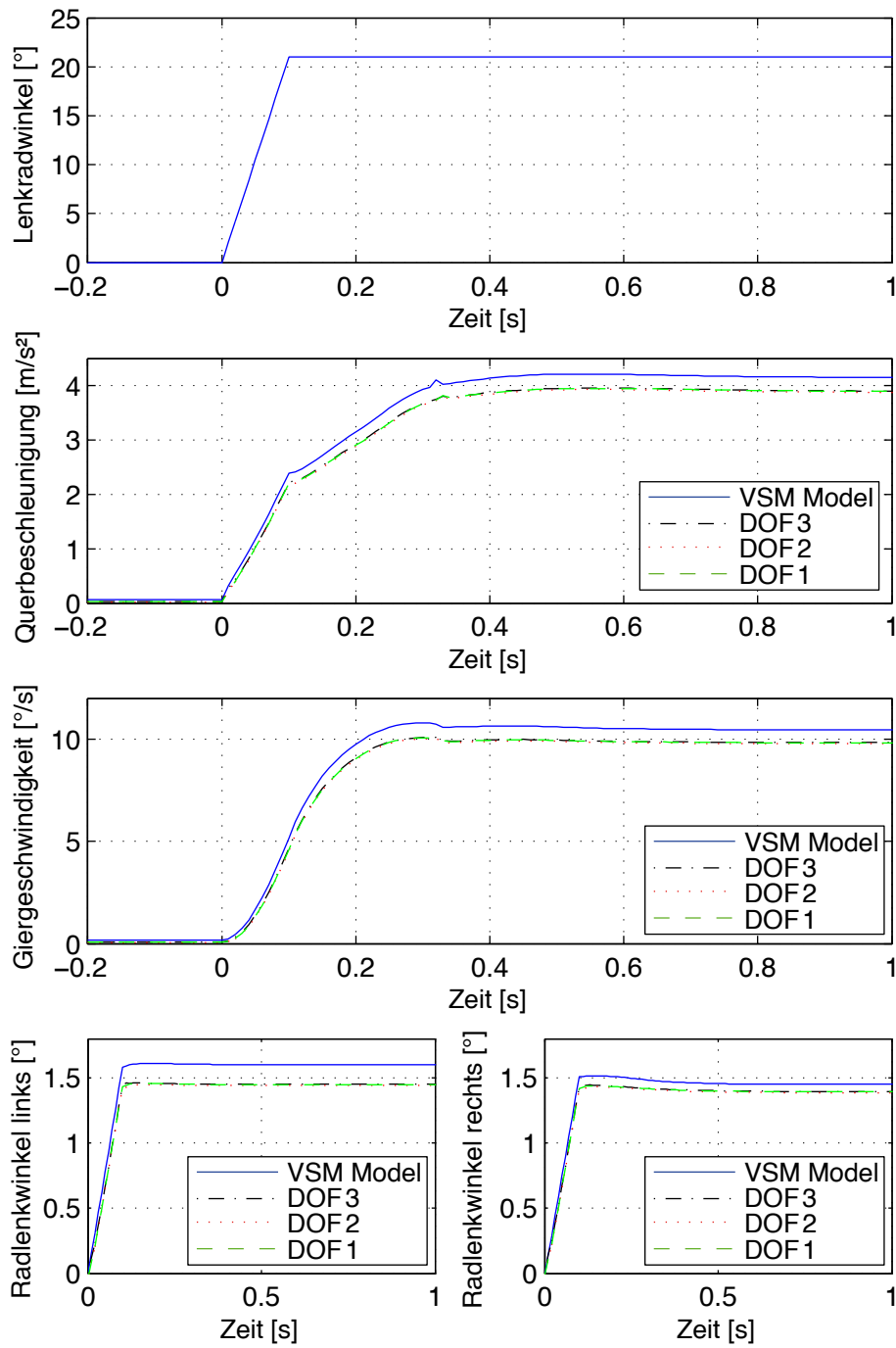


Abbildung 5.4: Step Input Test - ISO 7401, Vergleich Anzahl der Freiheitsgrade der Lenksäule mit Umkehrspiel

In Tabelle 5.1 werden charakteristische Kenngrößen laut ISO 7401 des bisherigen VSM Modells mit den neu entwickelten Modellen verglichen. Bezugspunkt zur Messung der Ansprechzeit ist jener Zeitpunkt, bei dem 50% des stationären Lenkradwinkels erreicht werden. Die Zeitspanne vom Bezugspunkt bis zum Erreichen von 90% der stationären Querb beschleunigung wird als Ansprechzeit der Querb beschleunigung bezeichnet. Die Zeitspanne vom Bezugspunkt bis zum Erreichen des Maximalwertes der Querb beschleunigung wird als Peak Ansprechzeit der Querb beschleunigung bezeichnet.

Tabelle 5.1: Step Input Test - ISO 7401, Charakteristische Kennwerte, stationäre Querb beschleunigung, Ansprechzeiten

| Lenkmodell | Umkehrspiel | Stationäre Querb beschleunigung [m/s ²] | Ansprechzeit Querb beschleunigung [s] | Peak Ansprechzeit Querb beschleunigung [s] |
|------------|-------------|---|---------------------------------------|--|
| VSM Modell | nein | 4.0 | 0.19 | 0.47 |
| DOF 1 | nein | 3.8 | 0.21 | 0.49 |
| DOF 2 | nein | 3.8 | 0.21 | 0.49 |
| DOF 3 | nein | 3.8 | 0.21 | 0.49 |
| DOF 1 | ja | 3.7 | 0.21 | 0.50 |
| DOF 2 | ja | 3.7 | 0.21 | 0.50 |
| DOF 3 | ja | 3.7 | 0.21 | 0.50 |

Tabelle 5.2 zeigt die stationären Verstärkungsfaktoren der Querbeschleunigung sowie der Giergeschwindigkeit laut ISO 7401. Der Verstärkungsfaktor ist das Verhältnis zwischen der stationären Querbeschleunigung bzw. Giergeschwindigkeit und dem stationären Lenkwinkel.

Tabelle 5.2: Step Input Test - ISO 7401, Charakteristische Kennwerte, stationäre Verstärkungsfaktoren

| Lenkmodell | Umkehrspiel | Stationärer Verstärkungsfaktor der Querbeschleunigung [m/°s ²] | Stationärer Verstärkungsfaktor der Giergeschwindigkeit [1/s] |
|------------|-------------|--|--|
| VSM Modell | nein | 0.190 | 0.492 |
| DOF 1 | nein | 0.181 | 0.468 |
| DOF 2 | nein | 0.181 | 0.468 |
| DOF 3 | nein | 0.181 | 0.467 |
| DOF 1 | ja | 0.176 | 0.460 |
| DOF 2 | ja | 0.176 | 0.459 |
| DOF 3 | ja | 0.176 | 0.461 |

Abbildung 5.5 zeigt den Vergleich zwischen dem bisherigen VSM Modell (siehe Kapitel 3) und dem neu entwickelten DOF 2 Modell ohne Umkehrspiel bei unterschiedlichen Detaillierungsgraden der Lenkunterstützung (siehe Kapitel 4.8). Im Gegensatz dazu wird in Abbildung 5.6 die Fahrzeugreaktion mit Umkehrspiel (siehe Kapitel 4.3) dargestellt.

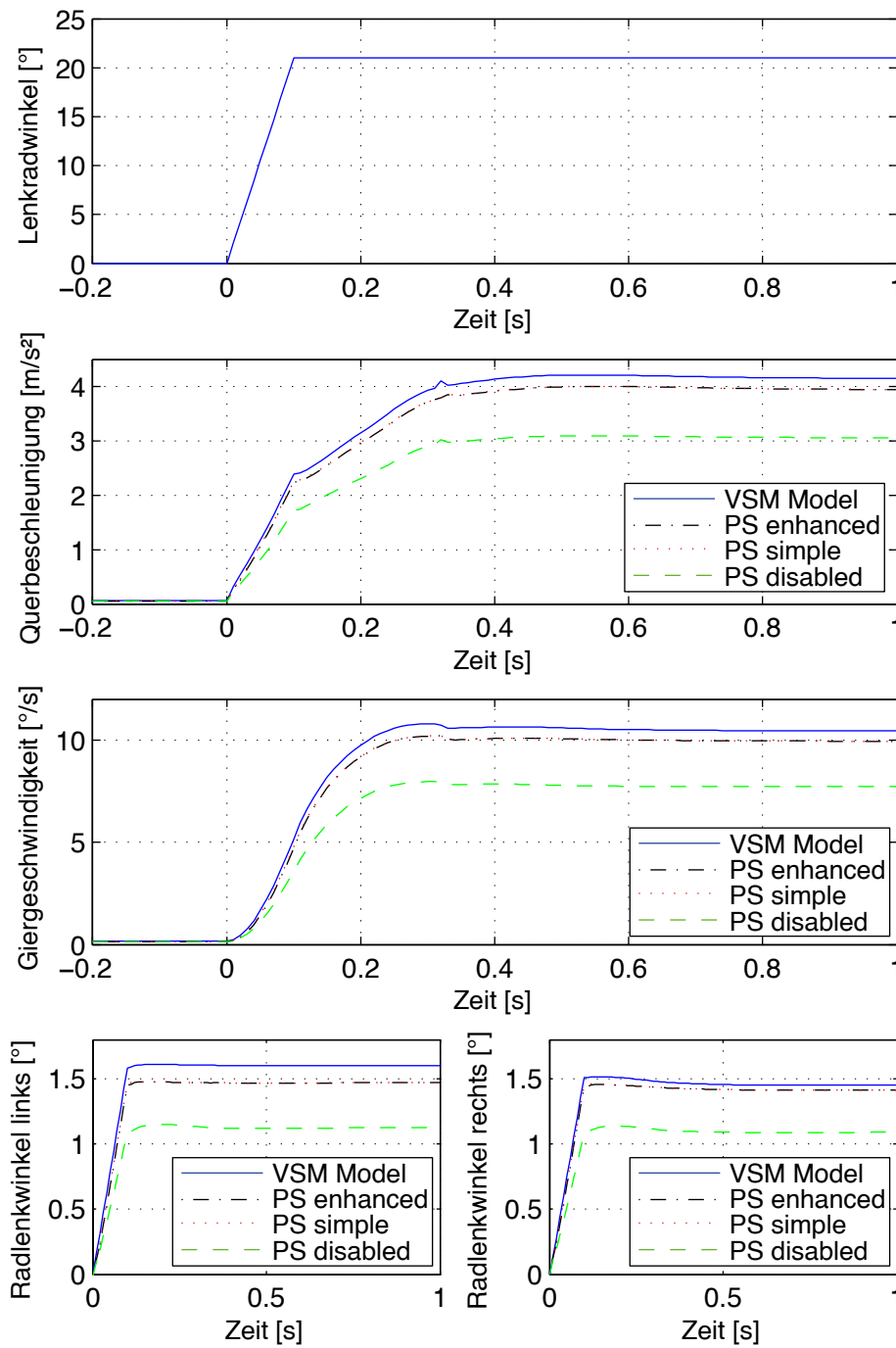


Abbildung 5.5: Step Input Test - ISO 7401, Vergleich Detaillierungsgrad Lenkunterstützungsmodelle der Lenksäule ohne Umkehrspiel

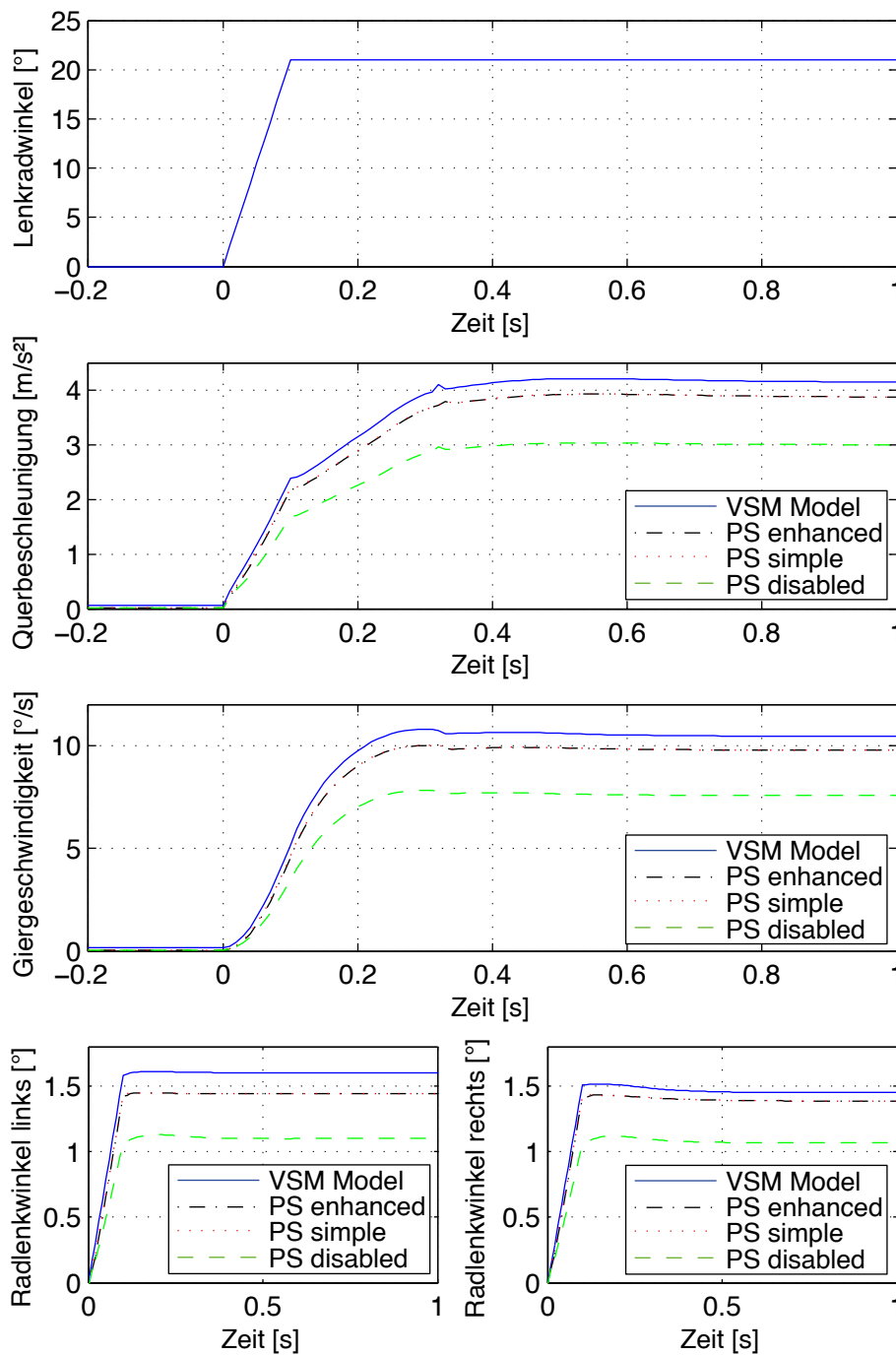


Abbildung 5.6: Step Input Test - ISO 7401, Vergleich Detaillierungsgrad Lenkunterstützungsmodelle der Lenksäule mit Umkehrspiel

5.1.3 Single Sine Test - ISO 7401

Dieses Fahrmanöver dient zur Beschreibung des transienten Fahrzeugverhaltens. Am Lenkrad wird dazu ein sinusförmiger Lenkwinkel (eine Periodendauer) mit einer Frequenz von $f \approx 0.5 \text{ Hz}$ und einer bestimmten Amplitude aufgebracht, sodass sich eine maximale Querschleunigung von $a \approx 4 \text{ m/s}^2$ einstellt. Die Fahrzeuggeschwindigkeit beträgt $v \approx 80 \text{ km/h}$ laut ISO 7401.

Analysiert werden der zeitliche Verzug zwischen Lenkradwinkel und Fahrzeugreaktionsgrößen sowie die Absolutwerte von Lenkradwinkel, Lenkradmoment und der Fahrzeugreaktion.

Abbildung 5.7 zeigt den Vergleich zwischen dem bisherigen VSM Modell (siehe Kapitel 3) und den neu entwickelten Modellen (siehe Kapitel 4) bei Verwendung unterschiedlicher Anzahl von Freiheitsgraden der Lenksäulen ohne Umkehrspiel.

Im Gegensatz dazu wird in Abbildung 5.8 die Fahrzeugreaktion mit einem Umkehrspiel gezeigt.

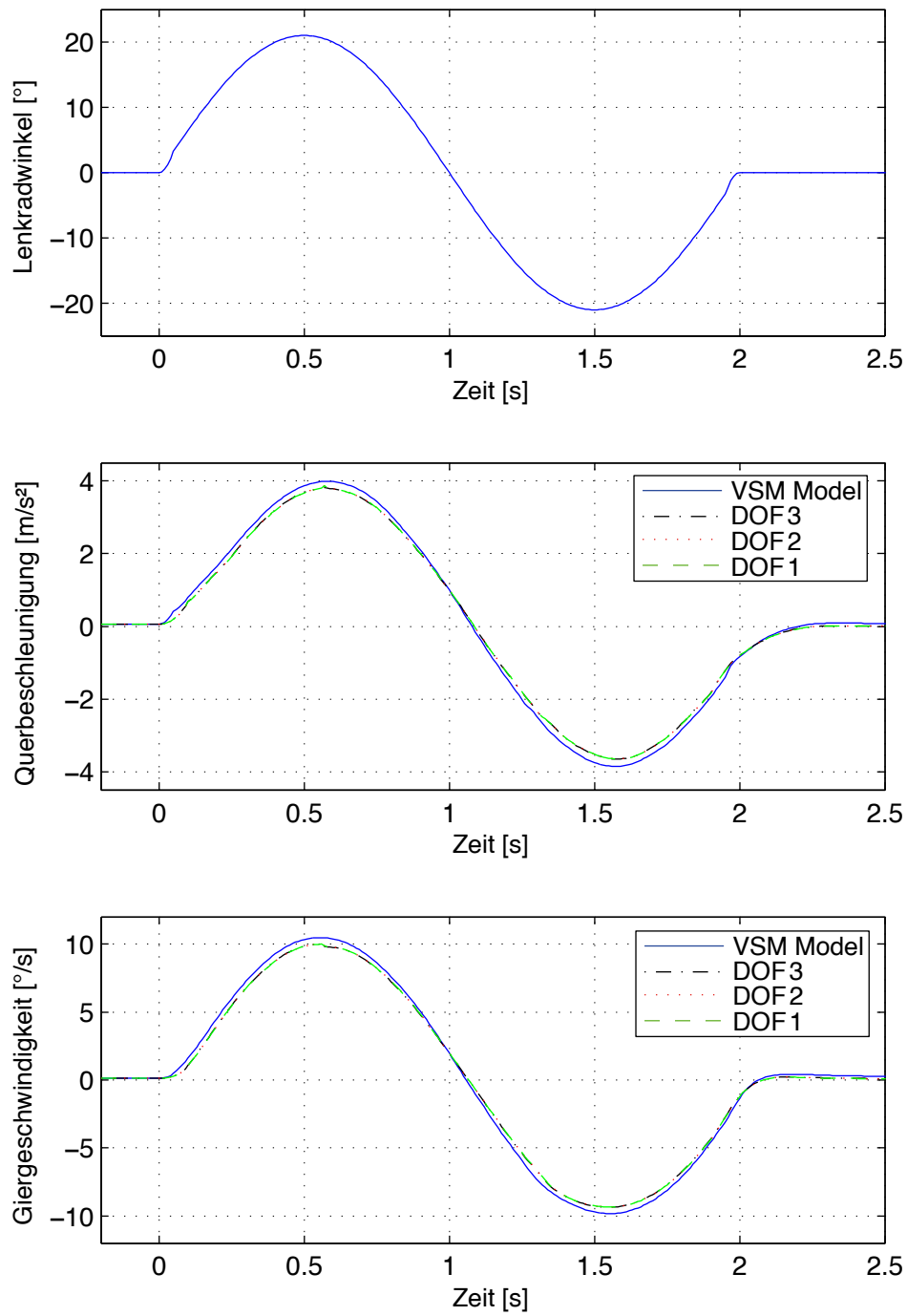


Abbildung 5.7: Single Sine Test - ISO 7401, Vergleich Anzahl der Freiheitsgrade der Lenksäule ohne Umkehrspiel

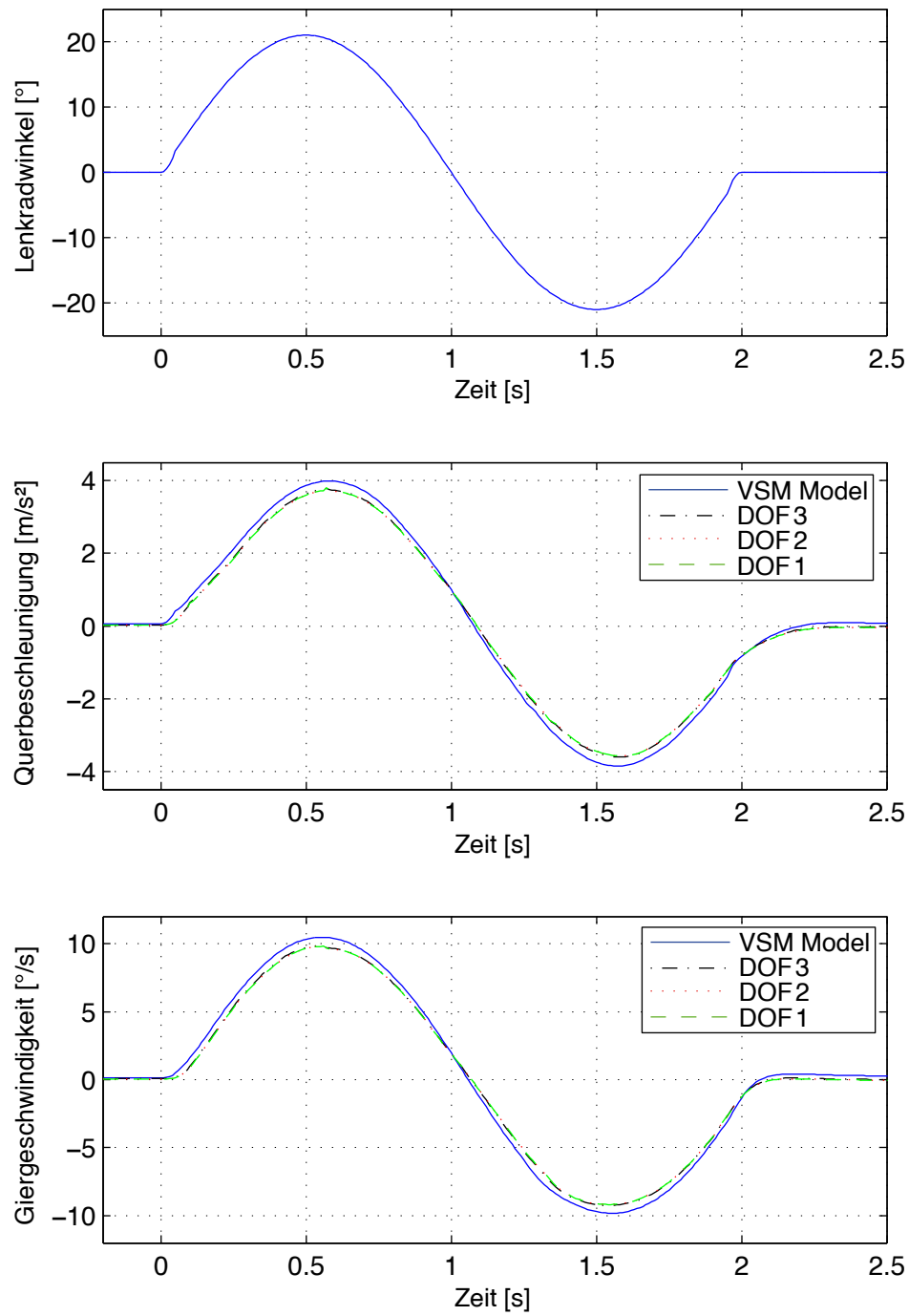


Abbildung 5.8: Single Sine Test - ISO 7401, Vergleich Anzahl der Freiheitsgrade der Lenksäule mit Umkehrspiel

Tabelle 5.3 zeigt die Verstärkungsfaktoren der Querbeschleunigung und der Giergeschwindigkeit laut ISO 7401.

Tabelle 5.3: Single Sine Test - ISO 7401, Charakteristische Kennwerte, Verstärkungsfaktoren der Querbeschleunigung und der Giergeschwindigkeit

| Lenkmodell | Umkehrspiel | Verstärkungsfaktor der Querbeschleunigung [m/°s ²] | Verstärkungsfaktor der Giergeschwindigkeit [1/s] |
|------------|-------------|---|---|
| VSM Modell | nein | 0.190 | 0.499 |
| DOF 1 | nein | 0.186 | 0.476 |
| DOF 2 | nein | 0.186 | 0.475 |
| DOF 3 | nein | 0.186 | 0.475 |
| DOF 1 | ja | 0.181 | 0.470 |
| DOF 2 | ja | 0.181 | 0.468 |
| DOF 3 | ja | 0.181 | 0.470 |

Tabelle 5.4 zeigt den zeitlichen Verzug zwischen dem Peak des Lenkradwinkels und dem Peak der Querbeschleunigung bzw. der Giergeschwindigkeit.

Tabelle 5.4: Single Sine Test - ISO 7401, Charakteristische Kennwerte, Zeitverzögerungen

| Lenkmodell | Umkehrspiel | Zeitverzug der Querbeschleunigung [s] | Zeitverzug der Giergeschwindigkeit [s] |
|------------|-------------|--|---|
| VSM Modell | nein | 0.067 | 0.063 |
| DOF 1 | nein | 0.074 | 0.071 |
| DOF 2 | nein | 0.074 | 0.071 |
| DOF 3 | nein | 0.074 | 0.071 |
| DOF 1 | ja | 0.074 | 0.071 |
| DOF 2 | ja | 0.074 | 0.071 |
| DOF 3 | ja | 0.074 | 0.071 |

Abbildung 5.9 zeigt den Vergleich zwischen dem bisherigen VSM Modell (siehe Kapitel 3) und dem neu entwickelten DOF 2 Modell ohne Umkehrspiel bei verschiedenen Detaillierungsgraden der Lenkunterstützung (siehe Kapitel 4.8). Im Gegensatz dazu wird in Abbildung 5.10 die Fahrzeugreaktion mit Umkehrspiel (siehe Kapitel 4.3) dargestellt.

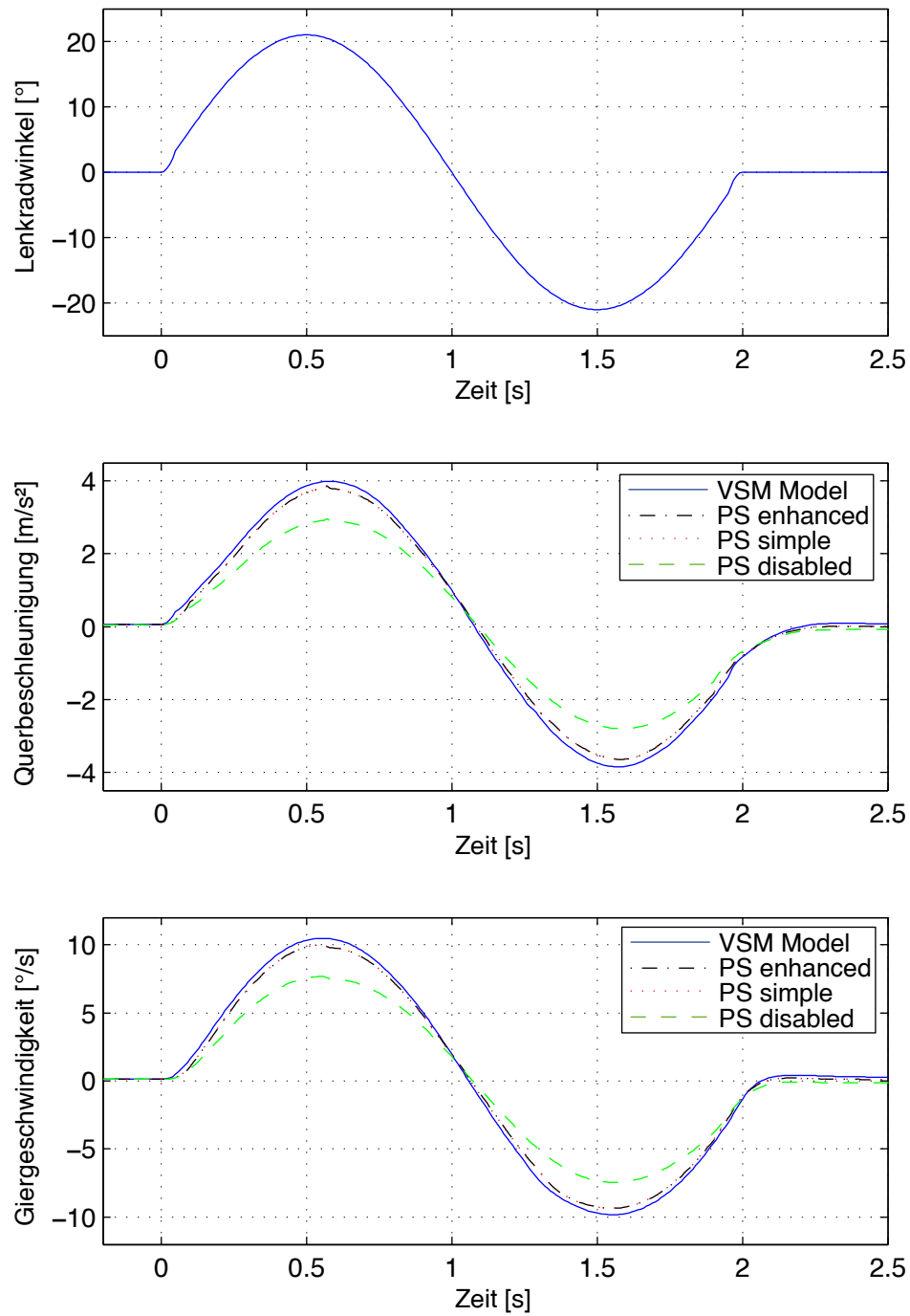


Abbildung 5.9: Single Sine Test - ISO 7401, Vergleich Detaillierungsgrad Lenkunterstützungsmodelle der Lenksäule ohne Umkehrspiel

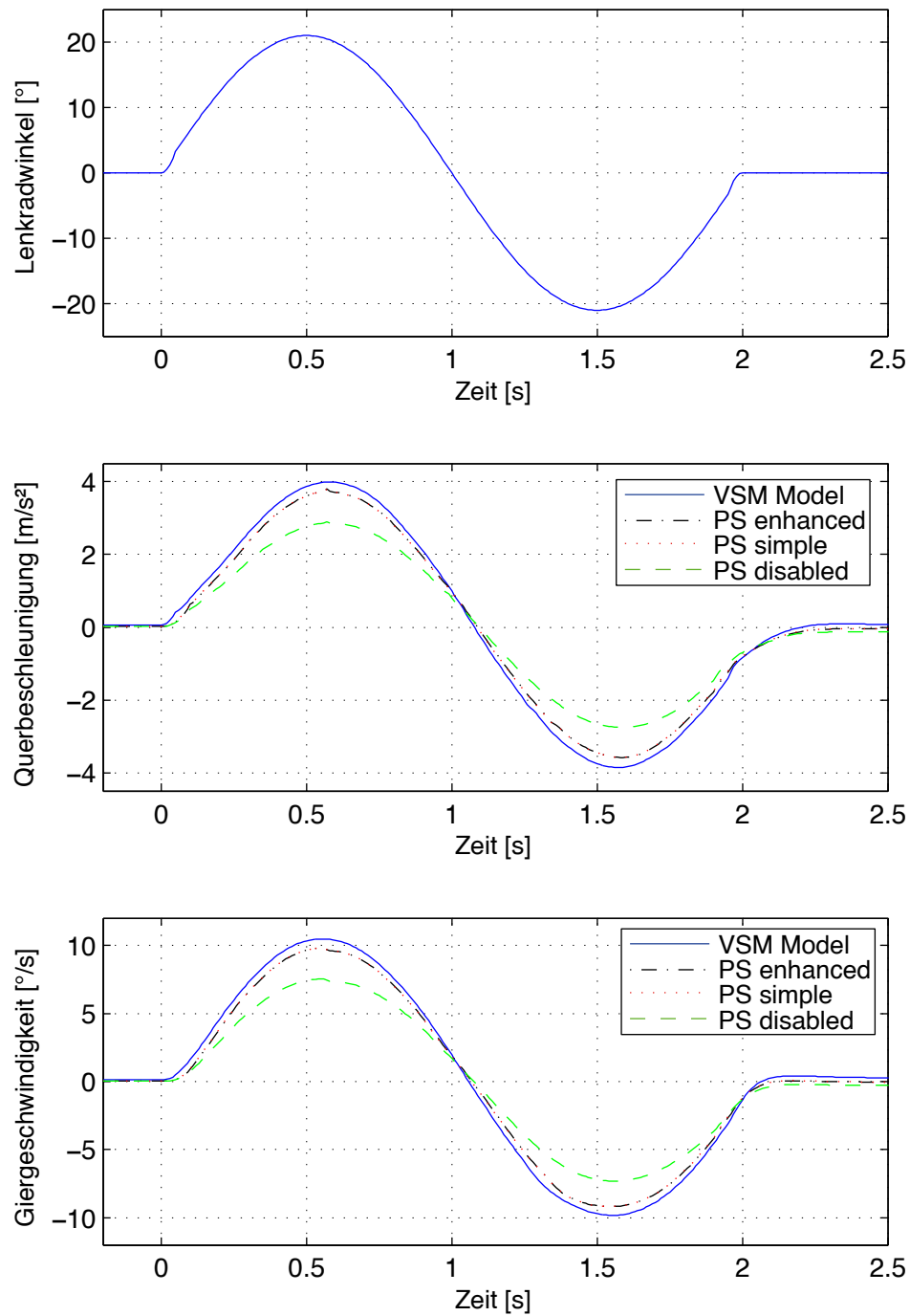


Abbildung 5.10: Single Sine Test - ISO 7401, Vergleich Detaillierungsgrad Lenkunterstützungsmodelle der Lenksäule mit Umkehrspiel

5.1.4 Weave Test - ISO 7401, ISO 13674-1

Dieses Fahrmanöver liefert Kenngrößen zur Beurteilung des Lenkgefühls und der Präzision der Lenkung um die Mittenlage. Am Lenkrad wird ein fortlaufender, sinusförmiger Lenkwinkel mit einer konstanten Frequenz von $f \approx 0.5$ Hz und einer bestimmten Amplitude aufgebracht, sodass sich eine maximale Querbeschleunigung von $a \approx 4$ m/s² einstellt. Die Fahrzeuggeschwindigkeit beträgt $v \approx 80$ km/h.

Analysiert werden Fahrzeugreaktionsgrößen wie Giergeschwindigkeit, Querbeschleunigung, Lenkradwinkel und das Lenkradmoment.

Abbildung 5.11 zeigt den Vergleich zwischen dem bisherigen VSM Modell (siehe Kapitel 3) und den neu entwickelten Modellen bei verschiedenen Freiheitsgraden der Lenksäulen ohne Umkehrspiel. Im Gegensatz dazu wird in Abbildung 5.12 die Fahrzeugreaktion mit Umkehrspiel gezeigt.

Abbildung 5.13 zeigt das Lenkradmoment in Abhängigkeit des Lenkradwinkels bei Verwendung von verschiedenen Lenksäulenmodellen ohne Parametrierung eines Umkehrspiels (siehe Kapitel 2.4.2 und Kapitel 4.3). Die Kurven werden für die unterschiedlichen Detaillierungsgrade der Lenkunterstützungsmodelle gezeigt.

Analog dazu zeigt Abbildung 5.14 das Lenkradmoment in Abhängigkeit des Lenkradwinkels bei Verwendung von verschiedenen Lenksäulenmodellen jedoch mit Parametrierung eines Umkehrspiels (siehe Kapitel 2.4.2 und Kapitel 4.3).

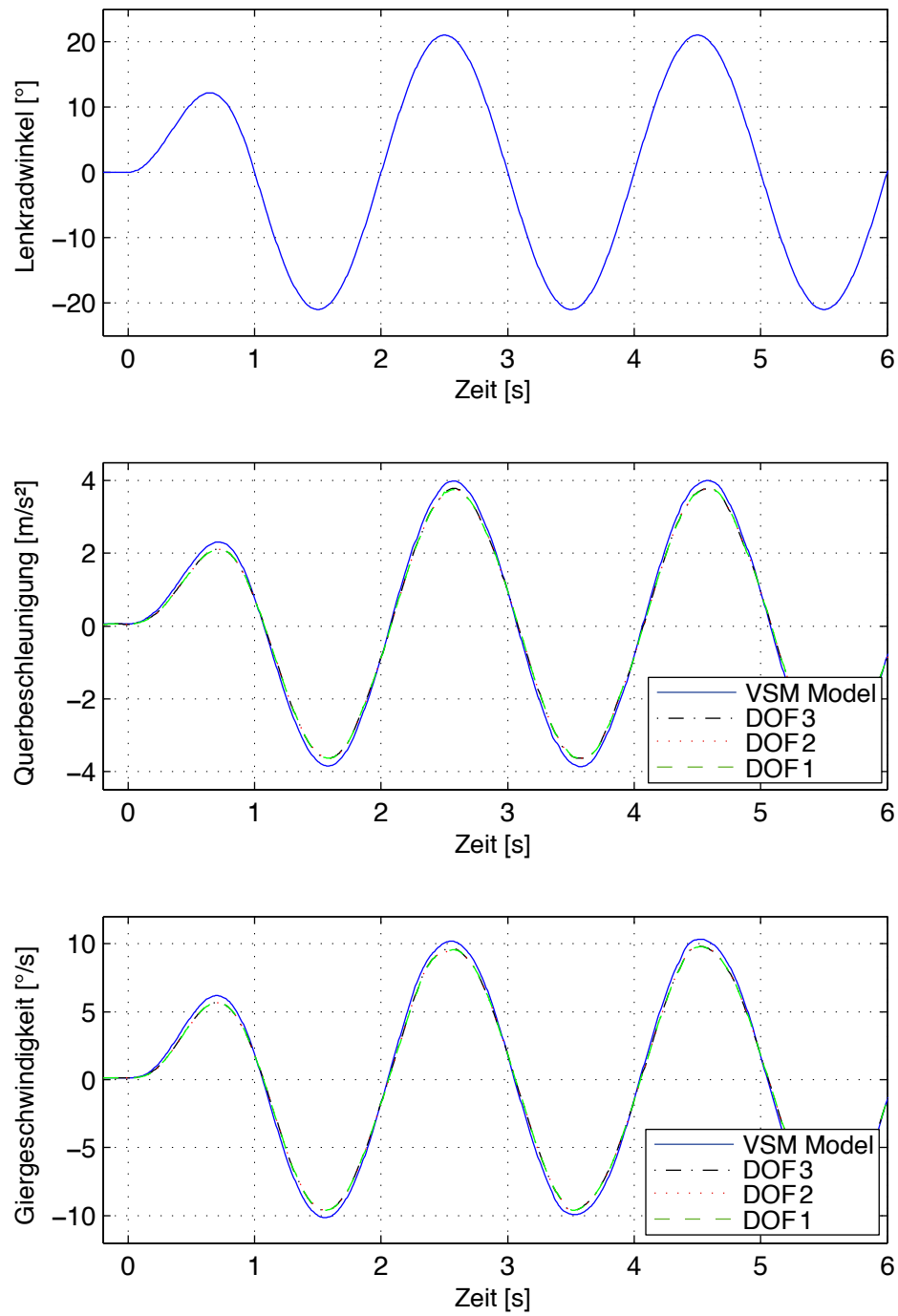


Abbildung 5.11: Weave Test - ISO 7401, ISO 13674-1, Vergleich Anzahl der Freiheitsgrade der Lenksäule ohne Umkehrspiel

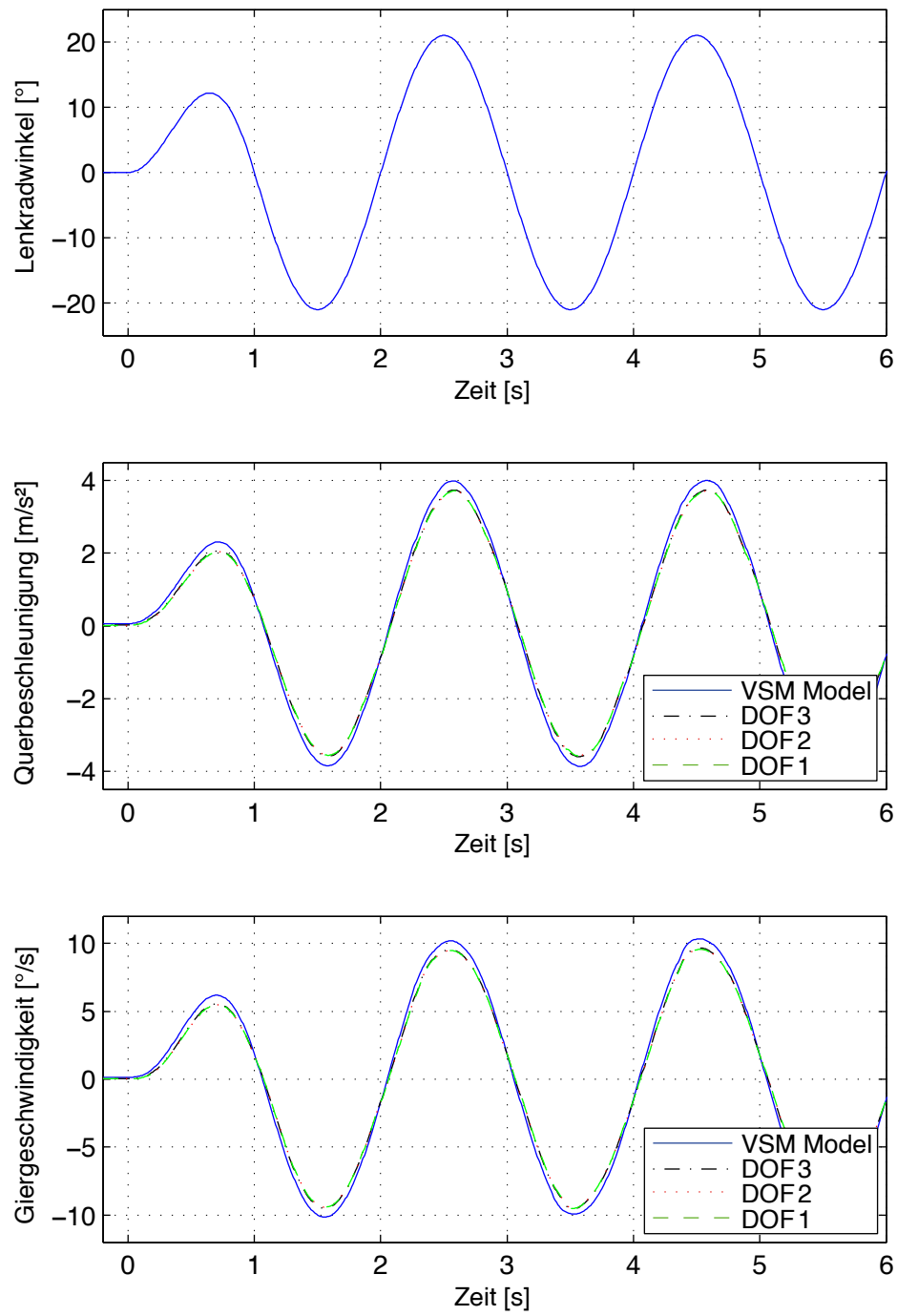


Abbildung 5.12: Weave Test - ISO 7401, ISO 13674-1, Vergleich Anzahl der Freiheitsgrade der Lenksäule mit Umkehrspiel

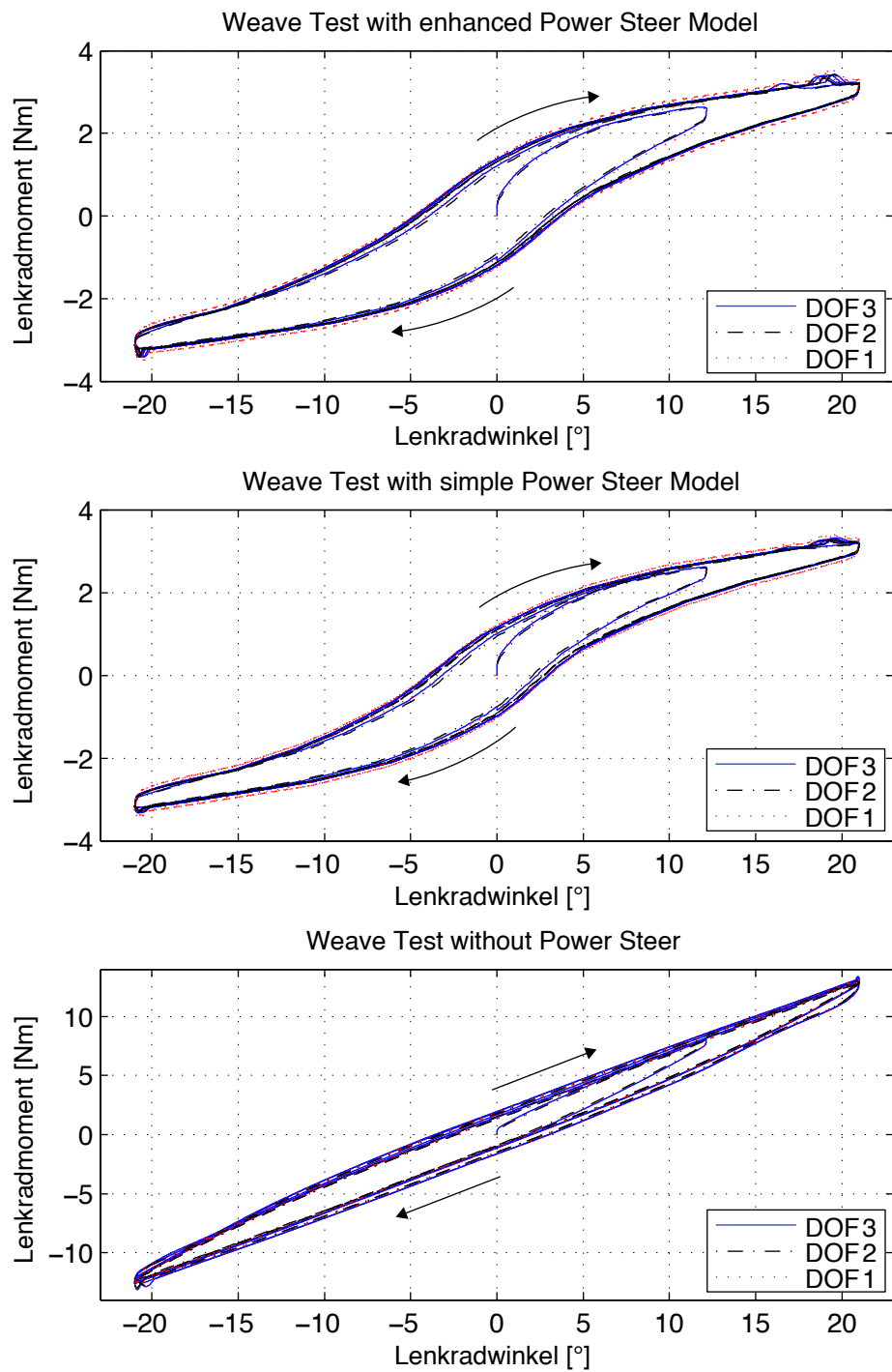


Abbildung 5.13: Weave Test - ISO 7401, ISO 13674-1, ohne Umkehrspiel

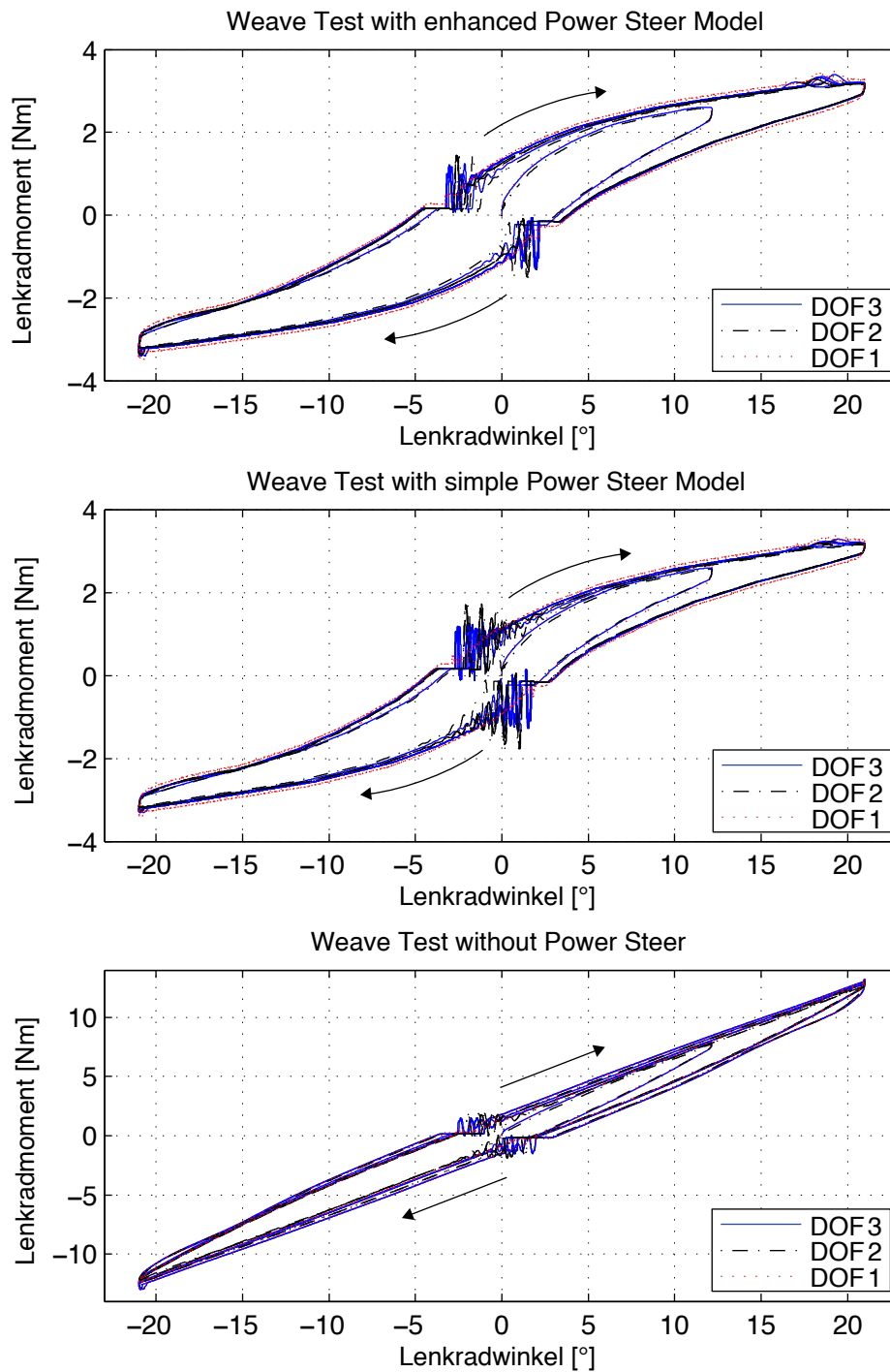


Abbildung 5.14: Weave Test - ISO 7401, ISO 13674-1, mit Umkehrspiel

5.2 Diskussion

Bei einem Step Steer Fahrmanöver laut Abbildung 5.3 und Abbildung 5.4 hat die Anzahl der Freiheitsgrade der Lenksäule (siehe Kapitel 2.4.2) bei dem parametrierten Fahrzeug keinen gravierenden Einfluss auf den Verlauf der Querb beschleunigung und der Giergeschwindigkeit.

Dasselbe gilt für das simple und das enhanced Lenkunterstützungsmodell (siehe Kapitel 4.8). Wird jedoch die Lenkunterstützung (siehe Abbildung 5.5 und Abbildung 5.6) vollständig deaktiviert, so führt dies aufgrund der höheren Belastung der Lenksäule und einer daraus resultierenden höheren Verformung zu einer deutlichen Reduzierung des Verstärkungsfaktors der Querb beschleunigung und der Giergeschwindigkeit.

Für das parametrierte Fahrzeug ergibt sich bei dem Step Input Fahrmanöver aufgrund der modellierten Massenträgheiten, Elastizitäten, Dämpfungen, Reibungen und Umkehrspiele eine Erhöhung der Ansprechzeiten um ca. 10%. Die stationären Verstärkungsfaktoren der Querb beschleunigung und der Giergeschwindigkeit verringern sich ohne einer Umkehrspielparametrierung um ca. 5% und mit einer Umkehrspielparametrierung um ca. 8% .

Bei dem Single Sinus Fahrmanöver ist der Unterschied zum bestehenden Lenkungsmodell aufgrund der geringeren Lenkradwinkelbeschleunigung gegenüber dem Step Steer Fahrmanöver wesentlich geringer (siehe Abbildung 5.7 und Abbildung 5.8). Wie schon beim Step Steer hat die Anzahl der Freiheitsgrade der Lenksäule keinen bedeutenden Einfluss auf das dynamische Verhalten des Fahrzeuges.

Auch beim Weave Test laut Abbildung 5.11 und Abbildung 5.12 hat die Anzahl der Freiheitsgrade der Lenksäule keinen wesentlichen Einfluss auf das dynamische Fahrverhalten des Fahrzeuges.

Die Hystereseschleife ist in Abbildung 5.14 aufgrund des Umkehrspiels etwas breiter als in Abbildung 5.13.

Bei der Richtungsumkehr des Lenkradmomentes ist das Schwingverhalten aufgrund der Modellierung des Umkehrspiels laut Kapitel 4.3 ersichtlich.

Das enhanced Lenkunterstützungsmodell berücksichtigt die Massenträgheit und die Dämpfung des Elektromotors (siehe Kapitel 4.8). Dies führt zu einer Vergrößerung des Hystereseeffektes gegenüber dem einfachen Lenkunterstützungsmodell (siehe Abbildung 5.13 und Abbildung 5.14). Durch die ECU der Lenkunterstützung lässt sich unter anderem das Dämpfungsverhalten des gesamten Lenkungssystems gezielt beeinflussen.

6 Zusammenfassung

6.1 Resultat

Es wurde ein Lenkungsmodell für PKW Fahrzeuglenkungen mit Matlab Simulink entwickelt und in weiterer Folge in die Software VSM (Vehicle Simulation Model) der Firma AVL implementiert. Es umfasst die Modellierung folgender Lenkungsbestandteile:

- Lenksäule
- Lenkgetriebe
- Spurstange
- Radträger
- Lenkunterstützung

Als Reibungsmodell wurde das speziell für Lenkungsmodelle entwickelte und validierte „Exponential-Spring-Friction-Element with Parallel Maxwell-Element“ - Modell eingebunden, welches in den zuvor aufgezählten Komponenten zum Einsatz kommt.

Die Umkehrspielcharakteristik wurde mit einem Umkehrspielmodell berücksichtigt.

Die Drehungleichförmigkeiten der Kreuzgelenke in der Lenksäule werden durch entsprechende Parameter, welche die Einbaulage der Gelenke beschreiben, berechnet.

Die Lenksäule wurde in 4 verschiedenen Varianten mit unterschiedlichen Detaillierungsgraden nachgebildet.

Bei der Modellierung des Lenkgetriebes wurde zusätzlich zum variablen Übersetzungsverhältnis die elastische Lagerung des Lenkgetriebegehäuses modelliert, welche je nach Parametrierung der Elastokinematik der Radaufhängung, als starr angenommen werden muss.

Die Spurstange besitzt ein Feder-Dämpfer Element, welche analog zur Lenkgetriebebelastung, auch unter bestimmten Umständen als starr angenommen werden muss.

Der Radträger ist starr und besitzt eine bestimmte Massenträgheit.

Für die Berechnung ist das Lenkmoment um die Lenkachsen, auch Spreizachse genannt und der Radlenkwinkel von zentraler Bedeutung. Dabei wird über die Definition der Nachlaufstrecke, des Lenkrollradius, dem Nachlaufwinkel und dem Spreizungswinkel die Lenkachse parametrisiert. Die Raddrehachse ist mit dem Sturzwinkel, dem Spurwinkel und dem Reifenradius definiert. Bei einer Lenkbewegung wird die Raddrehachse um die

Lenkachse geschwenkt. Nick- und Wankbewegungen beeinflussen zusätzlich die Ausrichtung der Raddrehachse und somit den Lenkwinkel und das Lenkmoment und werden dadurch in der Berechnung berücksichtigt.

Es wurden folgende Lenkunterstützungsarten modelliert:

- HPS (Hydraulic Power Steering)
- EPS-c/p (Electric Power Steering - column/pinion)
- EPS-apa (Electric Power Steering - axle parallel)

Dabei kann jeweils zwischen einem einfachen und einem erweiterten Modell gewählt werden. Beim erweiterten Modell kommt zusätzlich ein Regler, welcher das Moment des Elektromotors bestimmt, eine Trägheit und Dämpfung des Elektromotors sowie eine Elastizität des Getriebes zum Einsatz. Der Regler kann durch einen kundenspezifischen Regler ersetzt werden.

Es folgte die Parametrierung eines Fahrzeuges um exemplarisch den Einfluss der Detaillierungstiefe des Lenkungsmodells darzustellen. Dazu wurde ein Relativvergleich zwischen den Lenkungsmodellen mit unterschiedlichen Detailierungsgraden anhand folgender Open-Loop Fahrmanöver durchgeführt:

- Step Input Test - ISO 7401
- Single Sine Test - ISO 7401
- Weave Test - ISO 7401, ISO 13674-1

Es stellt sich heraus, dass für dieses Fahrzeug sowie für Fahrdynamikuntersuchungen die Variante „DOF 2“ mit zwei Ersatzelastizitäten ausreichend ist.

Des Weiteren hat sich das einfache Lenkunterstützungsmodell für reine Fahrdynamikuntersuchungen auch als ausreichend erwiesen. Für die Bestimmung des Lenkmomentes am Lenkrad ist jedoch das erweiterte Lenkunterstützungsmodell vorteilhaft. Dies gilt auch für den Einsatz im Fahr Simulator.

6.2 Empfehlung

Diese Arbeit befasst sich ausschließlich mit gelenkten Vorderrädern. In manchen Fällen werden die hinteren Fahrzeugräder jedoch zusätzlich mitgelenkt. Man spricht von einer Allradlenkung. Dies wurde im Lenkungsmodell derzeit noch nicht berücksichtigt.

Die Implementierung einer Überlagerungslenkung wurde aufgrund zunehmender Möglichkeiten besonders im Bereich der Mechatronik möglich. Dabei wird die Lenkwinkelangabe des Fahrers um einen elektronisch gesteuerten Überlagerungswinkel ergänzt. Es wäre denkbar in Zukunft das Lenkungsmodell um diese Funktionalität zu erweitern.

Zur exakten Validierung des Lenkungsmodells sind Komponententests der verschiedenen Lenkungssysteme unumgänglich. Dies würde jedoch den zeitlichen Rahmen der Arbeit

sprengen. Daher müssen im nächsten Schritt die verschiedenen Modelle validiert und gegebenenfalls angepasst werden.

Aufgrund der fehlenden Versuchsdaten konnte nur ein Relativvergleich zu den verschiedenen Lenkungsmodellen durchgeführt werden. In einer Fortsetzung der Arbeit wäre es möglich, auf Basis von Ergebnissen aus Fahrversuchen und unter Einsatz mathematischer Methoden der Parameteridentifikation einen auf das Fahrzeug abgestimmten Parametersatz zu finden.

Abbildungsverzeichnis

| | | |
|------|---|----|
| 2.1 | Drehschemellenkung (römischer Wagen) [19] | 4 |
| 2.2 | Achsschenkellenkung (Lankensperger) [17] | 5 |
| 2.3 | Bauarten Lenkgetriebe [25] | 6 |
| 2.4 | Hydraulische Lenkunterstützung (Gemmer) [5] | 6 |
| 2.5 | Ackermann-Bedingung | 7 |
| 2.6 | Schräglaufwinkel bei Kurvenfahrt | 8 |
| 2.7 | Achssysteme laut ISO 8855 [4] | 9 |
| 2.8 | Geometrie der Lenkachse laut ISO 8855 [4] | 10 |
| 2.9 | Bezeichnung der Kräfte und Momente am Reifen laut ISO 8855 [4] | 12 |
| 2.10 | Lenkrad Porsche [25] | 13 |
| 2.11 | Aufbau einer Lenksäule [6] | 14 |
| 2.12 | Hardydisc [7] | 15 |
| 2.13 | Aufbau eines Kreuzgelenks [25] | 15 |
| 2.14 | TUBE in TUBE Dämpfungselement [8] | 16 |
| 2.15 | Zahnstange einer variablen Lenkgetriebeübersetzung (Fahrer-orientierter Ansatz) [9] | 17 |
| 2.16 | Verschiedene Ansätze variabler Lenkgetriebeübersetzungen | 18 |
| 2.17 | Aufbau eines Lenkgetriebes [25] | 19 |
| 2.18 | Aufbau einer Spurstange [25] | 20 |
| 2.19 | Radträger [10] | 21 |
| 2.20 | Geschwindigkeitsabhängige Lenkunterstützung | 22 |
| 2.21 | Aufbau eines hydraulischen Lenkgetriebes [25] | 22 |
| 2.22 | Lenkgetriebe einer hydraulischen Lenkunterstützung [11] | 23 |
| 2.23 | Verbrauchseinsparung durch Verwendung einer elektro-mechanischen Lenkunterstützung gegenüber einer hydraulischen Lenkunterstützung BMW 320i (Harrer und Pfeffer) [25] | 24 |
| 2.24 | EPS-c Lenkunterstützung [12] | 25 |
| 2.25 | EPS-p Lenkunterstützung [13] | 26 |
| 2.26 | EPS-dp Lenkunterstützung [14] | 26 |
| 2.27 | EPS-apa Lenkunterstützung [15] | 27 |
| 3.1 | Kennfeld: Steering Map (VSM) | 30 |
| 3.2 | Erweitertes Lenkungsmodell (VSM) | 31 |
| 3.3 | Lenkungsmodell zur Auslegung eines Controllers für eine elektro-mechanische Lenkunterstützung (MAGNA Powertrain) [18] | 32 |
| 3.4 | Lenkungsmodell für Lenkunruheuntersuchungen [29] | 33 |

| | | |
|------|--|----|
| 3.5 | Mechanical Module nach Pfeffer [26] | 33 |
| 3.6 | komplexes hydraulisches Modell nach Pfeffer mit zwei Drosseln [26] | 34 |
| 4.1 | bekannte Reibmodelle [31] | 36 |
| 4.2 | stetige Reibungskennlinie [31] | 36 |
| 4.3 | ESF-Element [26] | 37 |
| 4.4 | Maxwell-Element [26] | 38 |
| 4.5 | ESFM Element [26] | 38 |
| 4.6 | Exemplarischer Verlauf der Reibmomente in Abhängigkeit des Drehwinkels $\varphi(t)$ | 39 |
| 4.7 | Feder-Dämpfer-Umkehrspiel-Element | 40 |
| 4.8 | Vergleich Feder-Dämpfer-Umkehrspiel-Element | 41 |
| 4.9 | Kreuzgelenk | 42 |
| 4.10 | Drehungleichförmigkeit des Kreuzgelenks $\alpha_1 = 20^\circ$ | 43 |
| 4.11 | Kinematischer Zusammenhang von zwei Kreuzgelenken | 43 |
| 4.12 | Modell Lenksäule DOF 1-c | 45 |
| 4.13 | Modell Lenksäule DOF 1-p | 47 |
| 4.14 | Modell Lenkstrang DOF 2 | 48 |
| 4.15 | Modell Lenkstrang DOF 3 | 50 |
| 4.16 | Modell Lenkgetriebe | 52 |
| 4.17 | Auslenkung der Zahnstange | 52 |
| 4.18 | Modell Radträger und Spurstangen | 54 |
| 4.19 | Modell HPS simple | 55 |
| 4.20 | Modell HPS enhanced | 56 |
| 4.21 | Modell EPS-c/p simple | 58 |
| 4.22 | Modell EPS-c/p enhanced | 59 |
| 4.23 | Modell EPS-apa simple | 60 |
| 4.24 | Modell EPS-apa enhanced | 62 |
| 4.25 | Lage des Rads und der Lenkachse bei einem Lenkradwinkel $\delta_{sw} = 0^\circ$ (ungelenkt) | 64 |
| 4.26 | Ausrichtung der Lenkachse | 65 |
| 4.27 | Lage des Rads bei einem Lenkwinkel $\delta_{i,k}$ um die Lenkachse | 67 |
| 4.28 | Radlenkwinkel | 68 |
| 4.29 | Schwerpunktlage der ungedehnten Masse | 69 |
| 4.30 | Kräfte und Momente eines Rades beim Lenkvorgang | 71 |
| 4.31 | Aufbau eines K&C Prüfstandes [16] | 72 |
| 5.1 | Lenksäulenmodelle | 75 |
| 5.2 | Lenkunterstützungsmodelle | 76 |
| 5.3 | Step Input Test - ISO 7401, Vergleich Anzahl der Freiheitsgrade der Lenksäule ohne Umkehrspiel | 77 |
| 5.4 | Step Input Test - ISO 7401, Vergleich Anzahl der Freiheitsgrade der Lenksäule mit Umkehrspiel | 78 |

| | | |
|------|---|----|
| 5.5 | Step Input Test - ISO 7401, Vergleich Detailierungsgrad Lenkunterstützungsmodelle der Lenksäule ohne Umkehrspiel | 81 |
| 5.6 | Step Input Test - ISO 7401, Vergleich Detailierungsgrad Lenkunterstützungsmodelle der Lenksäule mit Umkehrspiel | 82 |
| 5.7 | Single Sine Test - ISO 7401, Vergleich Anzahl der Freiheitsgrade der Lenksäule ohne Umkehrspiel | 84 |
| 5.8 | Single Sine Test - ISO 7401, Vergleich Anzahl der Freiheitsgrade der Lenksäule mit Umkehrspiel | 85 |
| 5.9 | Single Sine Test - ISO 7401, Vergleich Detailierungsgrad Lenkunterstützungsmodelle der Lenksäule ohne Umkehrspiel | 87 |
| 5.10 | Single Sine Test - ISO 7401, Vergleich Detailierungsgrad Lenkunterstützungsmodelle der Lenksäule mit Umkehrspiel | 88 |
| 5.11 | Weave Test - ISO 7401, ISO 13674-1, Vergleich Anzahl der Freiheitsgrade der Lenksäule ohne Umkehrspiel | 90 |
| 5.12 | Weave Test - ISO 7401, ISO 13674-1, Vergleich Anzahl der Freiheitsgrade der Lenksäule mit Umkehrspiel | 91 |
| 5.13 | Weave Test - ISO 7401, ISO 13674-1, ohne Umkehrspiel | 92 |
| 5.14 | Weave Test - ISO 7401, ISO 13674-1, mit Umkehrspiel | 93 |

Tabellenverzeichnis

| | | |
|------|---|----|
| 4.1 | Parameterliste - Lenksäule DOF 1c | 46 |
| 4.2 | Parameterliste - Lenksäule DOF 1p | 47 |
| 4.3 | Parameterliste - Lenksäule DOF 2 | 49 |
| 4.4 | Parameterliste - Lenksäule DOF 3 | 51 |
| 4.5 | Parameterliste - Lenkgetriebe | 53 |
| 4.6 | Parameterliste - Radträger und Spurstangen | 54 |
| 4.7 | Parameterliste - HPS | 55 |
| 4.8 | Parameterliste - HPS enhanced | 58 |
| 4.9 | Parameterliste - EPS-c/p | 59 |
| 4.10 | Parameterliste - EPS-c/p enhanced | 60 |
| 4.11 | Parameterliste - EPS-apa | 61 |
| 4.12 | Parameterliste - EPS-apa enhanced | 62 |
| 5.1 | Step Input Test - ISO 7401, Charakteristische Kennwerte, stationäre Querbeschleunigung, Ansprechzeiten | 79 |
| 5.2 | Step Input Test - ISO 7401, Charakteristische Kennwerte, stationäre Verstärkungsfaktoren | 80 |
| 5.3 | Single Sine Test - ISO 7401, Charakteristische Kennwerte, Verstärkungsfaktoren der Querbeschleunigung und der Giergeschwindigkeit | 86 |
| 5.4 | Single Sine Test - ISO 7401, Charakteristische Kennwerte, Zeitverzüge | 86 |

Literaturverzeichnis

- [1] DIN 70000(1994): Straßenfahrzeuge; Fahrzeugdynamik und Fahrverhalten; Begriffe.
- [2] ISO 13674-1(2007): Road vehicles - Test method for the quantification of on-centre handling - Part 1: Weave test.
- [3] ISO 7401(2011): Road vehicles - Lateral transient response test methods - Open-loop test methods.
- [4] ISO 8855 (2011): Straßenfahrzeuge - Fahrzeugdynamik und Fahrverhalten - Begriffe.
- [5] http://www.zf.com/media/media/document/corporate_2/company_4/tradition_3/service/historische_datenblatt/lenkungen/schneckenrollen-gemmer/gemmer-hydro/F_6_1_GF_643003.pdf, März 2014.
- [6] http://iaa2013.trw.com/sites/default/files/13-14_EPS%20Column%20Drive.jpg, März 2014.
- [7] <http://www.sgf.de/de/sgf-sueddeutsche-gelenkscheibenfabrik/automotive/produkte/lenksaeule/lenkungsgelenkscheibe.html>, März 2014.
- [8] <http://www.sgf.de/de/sgf-sueddeutsche-gelenkscheibenfabrik/automotive/produkte/lenksaeule/tube-in-tube.html>, März 2014.
- [9] <http://www.vehicledynamicsinternational.com/directory.php?CompanyID=240>, April 2014.
- [10] http://www.zf.com/media/media/img_1/corporate/press/press_kits/2013_naias_1/naias2013_Cornermodule_zf.jpg, März 2014.
- [11] http://www.zf.com/media/media/img_1/corporate/press/press_kits/iaa_2009/iaa2009_3-03_4_Servotronic_zf.jpg, März 2014.
- [12] http://www.eco-way.ch/wp-content/uploads/2012/04/Audi-EPS-Lenkung_eco-way.jpg, März 2014.
- [13] <http://www.automobil-produktion.de/uploads/2010/12/Single-pinion-EPS-HD.jpg>, März 2014.
- [14] http://www.zf.com/corporate/de/products/product_range/cars/efficiency/servolectric_2/servolectric_3.html, März 2014.
- [15] http://www.zf.com/corporate/de/press/media_service/images/product_images/product_images.jsp, März 2014.

-
- [16] <http://media.caranddriver.com/images/media/493547/stress-tester-tech-dept-inline-lg-photo-518231-s-original.jpg>, März 2014.
- [17] Über die Lankenspergersche und Ackermansche bewegliche Patent-Achsen. <http://dingler.culture.hu-berlin.de/article/pj001/ar001027>, März 2014.
- [18] Christian Chitu, Jochen Lackner, Martin Horn, Helmut Waser, and Markus Kohlböck. A Robust and Optimal LQR Controller Design for Electric Power Steering System. Magna Powertrain AG & Co KG.
- [19] Erik Eckermann. *Vom Dampfwagen zum Auto, Motorisierung des Verkehrs*. Rowohlt Taschenbuch Verlag GmbH, 1984.
- [20] Florea Duditză. *Kardangelengetriebe und ihre Anwendungen*. VDI-Verlag, 1973.
- [21] Hans-Hermann Braess and Ulrich Seiffert. *Vieweg Handbuch Kraftfahrzeugtechnik*. Springer DE, 2011.
- [22] Manfred Harrer. Characterisation of Steering Feel. University of Bath, Department of Mechanical Engineering, 2007.
- [23] Michael Trzesniowski. *Rennwagentechnik: Grundlagen, Konstruktion, Komponenten, Systeme*. Springer DE, 2010.
- [24] Peter Pfeffer. Interaction of Vehicle and Steering System Regarding On-Centre Handling. University of Bath, Engineering, 2006.
- [25] Peter Pfeffer and Manfred Harrer. *Lenkungshandbuch: Lenksysteme, Lenkgefühl, Fahrdynamik Von Kraftfahrzeugen*. Springer DE, 2013.
- [26] Peter Pfeffer, Manfred Harrer, and D. Nigel Johnston. Modelling of a Hydraulic Steering System. Technical report, University of Bath, 2006.
- [27] Rolf Isermann. *Mechatronische Systeme*. 2008.
- [28] Tilo Arens, Frank Hettlich, Christian Karpfinger, Ulrich Kockelkorn, Klaus Lichtenegger, and Hellmuth Stachel. *Mathematik*. Spektrum, Akad. Verlag, 2008.
- [29] Uwe Neureder. Modellierung und Simulation des Lenkstranges für die Untersuchung der Lenkungsunruhe. *ATZ Automobiltechnische Zeitschrift*, 3103:217–224, 2001.
- [30] Wolfgang Matschinsky. *Radführungen der Straßenfahrzeuge*. Springer, 2007.
- [31] Wolfgang Stamm. *Modellierung und Simulation von Mehrkörpersystemen mit flächigen Reibkontakten*, volume 13. KIT Scientific Publishing, 2011.