



Diplomarbeit

Fahrdynamische Untersuchung einer elektrischen Einzelradlenkung

von Josef Dürnberger

Durchgeführt am Institut für Fahrzeugtechnik
Member of
Frank Stronach Institute

Betreuer: Dipl.-Ing. Haymo Niederkofler
Mitbetreuer: Andrés Eduardo Rojas Rojas, M.Sc.
Institutsvorstand: Univ.-Prof. Dr.techn. Wolfgang Hirschberg

Graz, im Mai 2011



Kurzfassung

In den letzten Jahren gibt es immer konkretere Bestrebungen hin zum elektrischen Antriebsstrang des Fahrzeuges. Besonders der Radnabenmotor erlebt dabei seine Wiederentdeckung. Diese Integration des Antriebes in die Radbaugruppe und die Fortschritte in Mechatronik und Elektronik führten auf die Idee des eCorner Moduls, welches alle Radbewegungen durch elektrische Komponenten, die in unmittelbarer Nähe zum Rad angeordnet sind, regelt. Das eCorner Modul stellt also eine Einzelradaufhängung mit individueller elektrischer Regelung von Antrieb, Bremse, Lenkung, Einfederbewegung sowie der Änderung des Radsturzes dar.

Um die Vorteile der dadurch gewonnenen Bewegungsfreiheiten nutzen zu können, ist es erforderlich einen erhöhten Entwicklungsaufwand zu betreiben. Es müssen die Risiken eines Fehlerfalls analysiert und vorweg ausgeschlossen werden, sodass gefährliche Situationen für den Fahrer bzw. das Umfeld vermieden werden können. Außerdem ist der Energieverbrauch durch die aktiven Komponenten so gering wie möglich zu halten, um den Gesamtenergiebedarf des Fahrzeuges nicht merkbar zu erhöhen.

Da die Integration aller Funktionen eines vollkommenen eCorner Moduls, sehr komplex ist und noch viele Fragen ungeklärt sind, wird in der vorliegenden Arbeit der Fokus auf die detaillierte Untersuchung des Lenksystems gelegt. Diese Diplomarbeit umfasst somit die Analyse der fahrdynamischen Auswirkungen einer elektrischen Einzelradlenkung hinsichtlich des Verhaltens im Fehlerfall sowie die energetische Untersuchung unter charakteristischen Bedingungen.

Zu diesem Zweck wird zunächst ein nichtlineares, modulares Vollfahrzeugmodell entwickelt und mittels Messdaten validiert. In weiterer Folge wird auf Basis einer bestehenden Konstruktion des Einzelrad - Lenkungsaktuators ein Aktuatormodell, inklusive Fahrwerkskinematik und Reibungseffekten, abgebildet. Dieses Aktuatormodell wird schließlich für die Co-Simulation mit dem Fahrzeugmodell verwendet, wodurch die Interaktion zwischen Fahrzeug und Aktuator dargestellt werden kann.

Abstract

In the past years, more and more specific attempts have been made in order to realize an electric driven vehicle. Especially in-wheel motors are rediscovered. Caused by the integration of the drivetrain in the wheel and by the improvements in mechatronics and electronics the idea of the eCorner module arose. There all wheel motions are controlled by electronic components, which are placed close to the wheel.

To use the advantages gained by the freedoms of motion, the development efforts have to be extended. The risks in case of failure have to be investigated and critical situations for the driver and the environment have to be extinguished beforehand. The energy consumption of active systems should be further on as low as possible in order to remain at least at the current level of fuel consumption.

The integration of all functions of a complete eCorner module is very complex and many concerns remain unsolved. Due to that fact, the present diploma thesis focuses on a detailed analysis of the steering system. An electrical single wheel steer-by-wire spring strut is investigated regarding vehicle dynamics. Special focus is laid on the fail-safe behaviour of the vehicle and on the energy consumption of such an active system under characteristic conditions of usage.

For these analyses a non-linear, modular full vehicle model has been developed and validated by measurement data. In a further step an actuator model has been built up, based on an existing design of the steering actuator. There the suspension kinematics and friction effects are taken into account. This actuator model is finally used for co-simulation with the vehicle model mentioned above. Thus the interactive effects of the actuator on the vehicle and vice versa can be analysed.

Eidesstattliche Erklärung

Ich erkläre an Eides statt, dass ich die vorliegende Arbeit selbstständig und ohne fremde Hilfe verfasst, andere als die angegebenen Quellen nicht benützt und die den benutzten Quellen wörtlich oder inhaltlich entnommenen Stellen als solche kenntlich gemacht habe. Die Arbeit wurde bisher in gleicher oder ähnlicher Form keiner anderen Prüfungsbehörde vorgelegt und auch noch nicht veröffentlicht.

Graz, den 28. Mai 2011

Inhaltsverzeichnis

1. Einleitung	1
1.1. Motivation und Ausgangssituation	1
1.1.1. Steer-by-Wire Einzelradlenkung	3
1.1.2. Ausgeführtes System	4
1.2. Ziele der Arbeit	5
1.3. Gliederung der Arbeit	5
2. Simulationsumgebung MOVES²	7
2.1. Fahrdynamikmodell	7
2.1.1. Manöver	8
2.1.2. Fahrermodell	9
2.1.3. Umwelt	9
2.1.4. Fahrzeugmodell	10
2.2. Validierung des Fahrzeugmodells	23
2.2.1. Stationäre Kreisfahrt	24
2.2.2. Transientes Manöver	27
2.2.3. Schlagleistenüberfahrt	28
2.2.4. Schlussfolgerung Modellbildung und Validierung	29
3. Aktuatormodell	31
3.1. Funktion des Aktuators	32
3.2. Aufbau des Aktuatormodells	35
3.2.1. Kinematikmodul	36
3.2.2. Aktuatormodul	37
3.2.3. Aktuatorregler	39
3.3. Co-Simulation	40
4. Identifikation von Systemparametern des Lenkungsaktuators	41
4.1. Lenkungssteifigkeit	42
4.1.1. Ausgangssituation und Problemstellung	42
4.1.2. Übertragungsverhalten	43

4.1.3. Vergleich mit konventionellen Lenkungen	45
4.2. Maximale elektrische Leistung	48
5. Energieverbrauch	50
6. Fail-Safe Untersuchungen	54
6.1. Manöver	55
6.2. Fehlerfälle	56
6.3. Beurteilung des Fahrzustandes	58
6.4. Geradeausfahrt	59
6.5. Stationäre Kurvenfahrt	61
6.6. Potential von alternativen Fahrdynamikregelsystemen	63
6.7. Schlussfolgerungen	65
7. Zusammenfassung	67
A. Anhang	69
A.1. Koordinatensysteme Fahrzeugmodell	69
A.2. Validierung Fahrzeugmodell	71
A.2.1. Fahrzeugdaten	71
A.2.2. Feder-, Dämpfer- und Stabilisator Kennwerte	72
A.2.3. Reifen	77
A.2.4. Kinematik	79
A.3. Ausgeführte Aktuator Konstruktio n	82
Abbildungsverzeichnis	84
Tabellenverzeichnis	86
Literaturverzeichnis	87

Abkürzungen und Formelzeichen

Häufig vorkommende Indizes

0	...	Inertialsystem, ortsfestes Koordinatensystem
V	...	Horizontiertes Koordinatensystem (V = Vehicle)
B	...	Aufbaufestes Koordinatensystem (B = Body)
W	...	Radfestes Koordinatensystem (W = Wheel)
total	...	total vehicle, Gesamtfahrzeug
sm	...	suspended mass, Aufbaumasse
nsm	...	non-suspended mass, ungefederte Massen
wheel	...	Bezogen auf das Rad
C	...	Corner, Ecke des Aufbaus
i	...	i-tes Rad
n	...	n-te Zusatzmasse
Susp	...	Suspension, Radaufhängung
Tire	...	Tire, Reifen
Aero	...	Aerodynamik
Add	...	Additional, zusätzlich
AMP	...	Additional Mounting Point, Befestigungspunkt der Zusatzmasse
Spring	...	Feder
Damper	...	Dämpfer
ARB	...	Anti Roll Bar, Stabilisator
Active	...	Aktive Komponente
Brake	...	Bremsen
Drive	...	Fahren, Antreiben
Steer	...	Lenken
SW	...	Steering Wheel, Lenkrad
Air	...	Luft
wind	...	Wind (Umgebung)
proj	...	Projiziert
pn	...	Pneumatisch
el	...	Elektrisch

TP	...	Top Mount, Domlager
CL	...	Clutch, elastische Kupplung
guide	...	guiding member, Führungselement
Tor	...	Torsion
fl	...	front left, vorne links
fr	...	front right, vorne rechts
rl	...	rear left, hinten links
rr	...	rear right, hinten rechts
f	...	front, vorne
r	...	rear, hinten
x	...	Längsrichtung
y	...	Querrichtung
z	...	Hochrichtung
act	...	Aktueller Wert
dyn	...	Dynamisch
max	...	Maximum
min	...	Minimum
mean	...	Durchschnitt
nom	...	Nominal
ref	...	Referenzwert
rel	...	Relativ
sat	...	Saturation, Sättigung

Abkürzungen

ABS	...	Anti Blockier System
CAD	...	Computer Aided Design
CG	...	Center of Gravity, Schwerpunkt
CP	...	Center of Pressure, Druckmittelpunkt
ESP	...	Elektronisches Stabilitäts Programm
GPS	...	Global Positioning System
HiL	...	Hardware in the Loop
KOS	...	Kinematic Optimization System
K&C	...	Kinematic and Compliance (Kinematik und Verformung)
PKW	...	Personenkraftwagen
SbW	...	Steer-by-Wire

Lateinische Zeichen

t	[s]	...	Zeit
m	[kg]	...	Masse
J	[kgm ²]	...	Trägheit
g	[m/s ²]	...	Erdbeschleunigung
r	[m]	...	Abstand, Ortsvektor
v	[m/s]	...	Geschwindigkeit
a	[m/s ²]	...	Beschleunigung
F	[N]	...	Kraft
M	[Nm]	...	Moment
T	[Nm]	...	Drehmoment
s	[%]	...	Längsschlupf
s_y	[-]	...	Querschlupf
L	[m]	...	Länge
n	[m]	...	Nachlauf
I_p	[m ⁴]	...	Polares Flächenträgheitsmoment
G	[N/m ²]	...	Schubmodul
c	[Nm/rad]	...	Drehsteifigkeit
d	[Nms/rad]	...	Drehdämpfungsrate
f	[Hz]	...	Frequenz
P	[W]	...	Leistung
U	[V]	...	Elektrische Spannung
I	[A]	...	Elektrischer Strom

Griechische Zeichen

α	[rad]	...	Schräglaufwinkel
β	[rad]	...	Schwimmwinkel
γ	[rad]	...	Sturzwinkel
Δ	[-]	...	Differenzgröße
δ	[rad]	...	Radlenkwinkel
μ	[-]	...	Kraftschlussbeiwert
Φ	[rad]	...	Verdrehwinkel

ϕ	[rad]	...	Wankwinkel
θ	[rad]	...	Nickwinkel
ψ	[rad]	...	Gierwinkel
ω	[rad/s]	...	Drehgeschwindigkeit

Vektoren und Matrizen

$\underline{\mathbf{T}}$...	Transformationsmatrix
\mathbf{J}	...	Trägheitstensor
\vec{r}	...	Ortsvektor
\vec{v}	...	Geschwindigkeitsvektor
\vec{a}	...	Beschleunigungsvektor
$\vec{\omega}$...	Vektor der Winkelgeschwindigkeiten
\vec{n}	...	Normalvektor (genormt)

Bemerkungen zur Schreibweise

In dieser Arbeit kennzeichnet

- a eine skalare Größe,
- \vec{a} einen physikalischen Vektor 3×1 ,
- $\underline{\mathbf{A}}$ eine 3×3 Matrix,
- \mathbf{A} einen 3×3 Tensor 2-ter Stufe.

Vektor und Matrizen Notation

Im Nachfolgenden sind Beispiele für die Vektor-, Matrix- und Tensornotation angegeben, sowie entsprechende Erläuterungen.

${}^B\vec{r}_{CGsm-CP}$: stellt einen Ortsvektor im aufbaufesten Koordinatensystem B dar, welcher von Schwerpunkt des Aufbaus CG_{sm} zum Druckmittelpunkt CP zeigt.

${}^V\vec{v}_{CGnsm\ i}$: stellt den Geschwindigkeitsvektor des Schwerpunktes des i -ten Rades im horizontalen Koordinatensystem V dar.

${}^B\vec{\omega}_{sm}$: repräsentiert den Winkelgeschwindigkeitsvektor des Fahrzeugaufbaus im aufbaufesten Koordinatensystem B .

$\underline{\mathbf{T}}_{BV}$: ist die Transformationsmatrix von aufbaufesten Koordinatensystem B in das horizontalisierte Koordinatensystem V .

${}^B\mathbf{J}_{CGsm}$: ist der Trägheitstensor der Aufbaumasse im Schwerpunkt des Aufbaus um die aufbaufesten Koordinatenachsen B .

1. Einleitung

1.1. Motivation und Ausgangssituation

Durch den Fortschritt der Mechatronik und Elektronik wurden in den vergangenen Jahren immer größere Anstrengungen verschiedener Firmen hin zur Entwicklung eines sogenannten eCorner-Moduls gemacht. Ein derartiges Modul integriert Antrieb, Bremse, Lenkung sowie die Komponenten für die Vertikaldynamik direkt in das Rad. Die einzelnen Funktionen sind dabei elektrisch ausgeführt und können individuell angesteuert werden.

Beispiele solcher eCorner Module sind das „Active Wheel“ von Michelin oder das „Autonomous Corner Module“ von Volvo (Abbildung 1.1). Auch Siemens VDO, Continental und General Motors haben die Entwicklung derartiger Systeme vorangetrieben und teilweise Prototypen angefertigt. Aufgrund der Komplexität haben die angeführten Systeme teilweise nicht alle Funktionen eines vollständigen eCorner Moduls integriert.

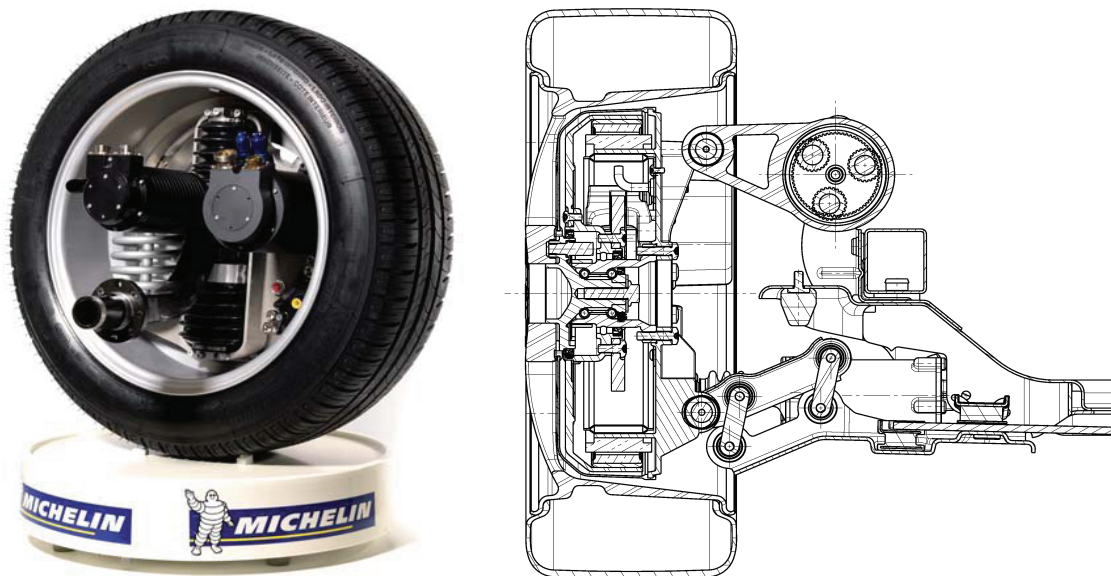


Abbildung 1.1.: Beispiele für eCorner Module: „Active Wheel“ von Michelin [7] und „Autonomous Corner Module“ von Volvo [28]

Derartige Radmodule sind wesentlich einfacher am Chassis zu positionieren, da, je nach Ausführung, die Anzahl der mechanischen Verbindungen reduziert wird und somit die notwendigen Toleranzen wesentlich leichter eingehalten werden können. eCorner Systeme können sowohl an Vorder- als auch an der Hinterachse montiert werden. Außerdem ist einer modellübergreifenden modularen Anwendung möglich. Um das Fahrverhalten (Agilität, Fahrer-Feedback) zu adaptieren, ist, bei entsprechend agil ausgeführter Mechanik, lediglich eine softwaretechnische Anpassung der Steuerung erforderlich.

Durch die entfallenden mechanischen Komponenten des Lenksystems und des Antriebes entstehen weiters Freiheiten in der Gestaltung der Fahrgastzelle bzw. des (vormaligen) Motorraums. Außerdem trägt der Wegfall der Lenksäule zur passiven Sicherheit bei, da diese prinzipbedingt nicht mehr in die Fahrgastzelle eindringen kann.

Durch die elektronische Steuerung der genannten Funktionen ist es möglich, unterschiedliche, ev. gegenläufige Ziele bezüglich der Fahrdynamik und des Fahrzeugkomforts gleichzeitig zu erreichen. Außerdem können neue Funktionalitäten umgesetzt werden, wie die beliebige Antriebsmomentverteilung auf die Räder (Torque-Vectoring) oder das unabhängige Lenken jedes einzelnen Rades.

Bei einer passiven Radaufhängung hat ein gelenktes Rad neben der Raddrehung noch zwei weitere Freiheitsgrade relativ zum Aufbau, die Federbewegung und die Lenkbewegung. Beide bestimmen die Stellung des Rades zum Untergrund und damit gemeinsam mit der Rotation des Rades die Kräftesituation zwischen Reifen und Fahrbahn.

Die Stellung des Rades zum Boden ist durch den Sturz sowie die Lenkbewegung (in Kombination mit dem Fahrzeugzustand) festgelegt. Bei passiven Systemen ist die Änderung des Radsturzes durch die Kinematik und Elastokinematik bestimmt. Die Lenkbewegung kann vom Fahrer über eine mechanische Verbindung zum Lenkrad beeinflusst werden. Auch hier ist die tatsächliche Lenkbewegung der Räder von der Kinematik und der Elastokinematik abhängig.

Die kinematischen und elastokinematischen Zusammenhänge unterliegen jedoch bestimmten Grenzen, wie der Beschränkung durch Bauraum, der Bewegungsfreiheit von Koppelgetrieben oder Materialgesetzen. Damit ist nicht gewährleistet, dass in allen Situationen die gewünschte Stellung des Rades zum Boden erreicht werden kann. Es ist somit ersichtlich, dass eine frei definierbare Lenkbewegung einen erheblichen Einfluss auf die Dynamik des Fahrzeuges haben kann und ein erstrebenswertes Entwicklungsziel darstellt.

eCorner Module, welche alle vier genannten Funktionalitäten inkludieren, benötigen aufgrund ihrer Komplexität noch erheblichen Entwicklungsaufwand und werden erst in ferner Zukunft Einsatz in Serienfahrzeugen finden. Selbst bei Steer-by-Wire Lenksystemen gibt es noch viele ungelöste Fragen. In dieser Arbeit wird der Fokus auf ein derartiges Lenksystem gelegt, um einige dieser Fragen zu beantworten. Im Nachfolgenden werden grundsätzliche Vor- und Nachteile der SbW-Einzelradlenkung erläutert und das untersuchte System vorgestellt.

1.1.1. Steer-by-Wire Einzelradlenkung

Wie bereits erwähnt, stellt die Einzelradlenkung eine der wesentlichen Funktionalitäten eines eCorner Systems dar, welche erheblichen Einfluss auf die übertragbaren Querkräfte der Reifen hat. Durch die unabhängige Lenkung jedes einzelnen Rades kann das maximale Querkraftpotential der Reifen ausgenutzt werden, was speziell in sicherheitskritischen Situationen von entscheidender Bedeutung sein kann. Diese Aussage ist auch gültig, wenn Einzelradlenkungen nur an den Rädern einer Achse vorgesehen werden. Jedoch wird dadurch das ausschöpfbare Potential im Allgemeinen vermindert.

Neben anderen, später angeführten Gründen, ist die Ausnutzung des maximalen Querkraftpotentials ein wesentlicher Beweggrund, eine Steer-by-Wire Einzelradlenkung zu entwickeln. Auch im normalen Fahrbetrieb ist damit ein verbessertes Fahrgefühl zu erzielen, da die Aktuatoransteuerung und das Fahrer-Feedback beliebig ausgeführt werden können. Somit kann durch ein agiles Aktuatorsystem ein träges Ansprechverhalten eines Reifens teilweise ausgeglichen werden. Parkieren ohne Kraftaufwand des Fahrers ist eine weitere Funktionalität, die ohne zusätzlichen Aufwand implementiert werden kann.

Durch die fehlende mechanische Verbindung zwischen linkem und rechtem Rad wird außerdem die Positionierung der Radmodule bei der Montage vereinfacht. Das entfallende Lenkgetriebe samt Spurstangen muss nicht mehr exakt am Chassis positioniert werden. Selbiges gilt für die Lenksäule, welche im Normalfall eine exakte Positionierung zum Lenkgetriebe erfordert. Wie bereits erwähnt, kann der Wegfall der Lenksäule auch die passive Sicherheit erhöhen.

Da weltweit nach wie vor keine einheitliche Regelung bzgl. der Fahrzeuglenkerposition definiert wurde, hat dieses System auch dahingehend einen erheblichen Vorteil. Rechts- bzw. Linkslenkerfahrzeuge stellen hinsichtlich des Lenksystems bei Anwendung einer Einzelradlenkung keinen Unterschied dar.

Mit einem derartigen System kann außerdem die Einstellung der statischen Vorspur softwaretechnisch realisiert werden und muss nicht mehr mechanisch angepasst werden. Dadurch lässt sich auf einfachem Wege die Vorspur der Einzelräder einstellen.

Neben den genannten Vorteilen bestehen bei der elektrischen Steer-by-Wire (SbW) Einzelradlenkung jedoch auch Nachteile, wie der höhere Energiebedarf infolge der aktiven Komponenten, welche das Lenkmoment anstelle des Fahrers aufbringen müssen, oder das Verhalten des Fahrzeugs bei Ausfall oder im Falle eines Fehlers des Lenksystems. Der Energiebedarf ist jedoch nicht passiven Systemen gegenüber zu stellen, sondern den nahezu ausschließlich eingesetzten hydraulischen und elektrischen Servolenkungen bzw. vergleichbaren Steer-by-Wire Systemen.

1.1.2. Ausgeführtes System

In Abbildung 1.2 ist eine Schnittdarstellung der ausgeführten Konstruktion der untersuchten SbW-Einzelradlenkung dargestellt, welche in Anhang A.3 nochmals vergrößert ersichtlich ist. Dabei sind die Komponenten für die Lenkbewegung in ein konventionelles Federbein einer McPherson Radaufhängung integriert, wodurch das System unabhängig von anderen in das Radmodul integrierten Funktionalitäten verwendet werden kann.

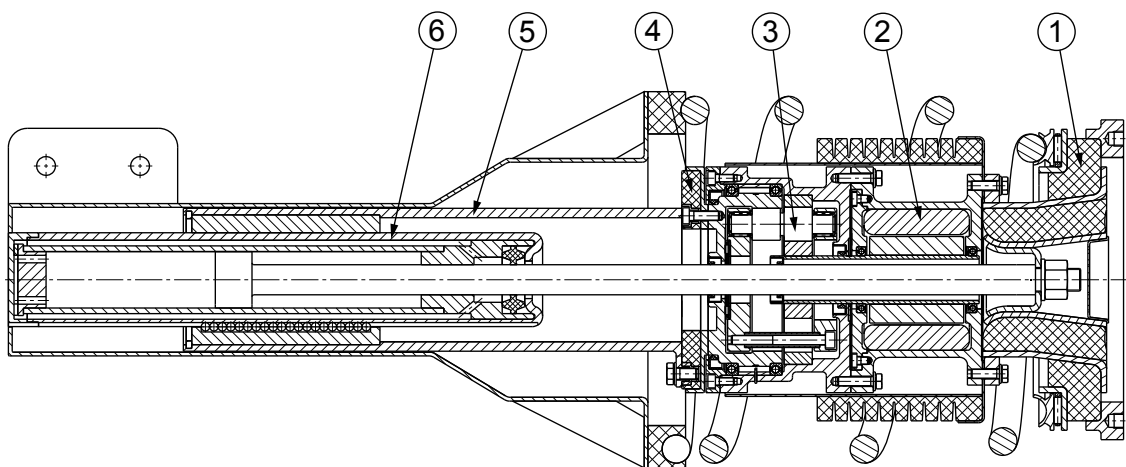


Abbildung 1.2.: SbW Federbein entwickelt am Institut für Fahrzeugtechnik (TU Graz) [10]
1 Domlager, 2 Elektrischer Antriebsmotor, 3 Getriebe, 4 Elastische Kupplung,
5 Führungsvorrichtung, 6 Aufbaudämpfer

Durch die Ähnlichkeit zur konventionellen McPherson-Achse ist die Integration in ein bestehendes Fahrzeug vergleichsweise einfach umsetzbar. Sofern keine Bauraumeinschränkungen auftreten, kann die Kinematik der Radaufhängung beibehalten werden. Die Lenkinematik kann entsprechend einfach adaptiert werden.

1.2. Ziele der Arbeit

Ziel dieser Arbeit ist die Erstellung von geeigneten Simulationsmodellen zur Analyse des Aktuators sowie dessen Einflüsse auf das Fahrverhalten des Gesamtfahrzeugs. Dazu wird einerseits ein Gesamtfahrzeugmodell erstellt und andererseits ein Aktuatormodell. Letzteres kann als Lenksystem in das Gesamtfahrzeugmodell eingebaut werden, um die gegenseitigen Einflüsse bzgl. der Fahrdynamik zu berücksichtigen. Der Aktuator wird für die durchgeführten Untersuchungen in verschiedenen Modellierungstiefen abgebildet.

Zur Unterstützung der Konstruktion werden mit diesen Simulationsmodellen Systemparameter, wie die Steifigkeit und Dämpfung des Lenksystems oder der Bedarf an elektrischer Leistung für definierte Manöver, identifiziert.

Da das elektrische Einzelradlenksystem ein aktives Element darstellt, ist die Abschätzung des zusätzlichen Energiebedarfs im Normalbetrieb ein weiteres Ziel. Dazu werden reale Fahrzyklen herangezogen und ein detailliertes Aktuatormodell mit Abbildung von Reibungseffekten entwickelt.

Durch den Wegfall der mechanischen Verbindung zwischen Lenkrad und gelenkten Rädern kann es im Falle eines Fehlverhaltens des Aktuators zu sicherheitskritischen Situationen kommen. Solche Situationen auszuloten und zu bewerten ist ein weiteres Ziel dieser Arbeit. In weiterer Folge sollen Möglichkeiten zur Verbesserung von derartig sicherheitskritischen Situationen aufgezeigt werden.

1.3. Gliederung der Arbeit

Diese Diplomarbeit ist in vier Abschnitte unterteilt. Zuerst werden die Simulationsmodelle vorgestellt. Dies beinhaltet die Beschreibung und die Bewegungsgleichungen des Fahrzeugmodells, sowie dessen Validierung mit Messdaten (Kapitel 2). Weiters wird in Kapitel 3 der Aufbau des Aktuatormodells des elektrischen Lenkungssystems und dessen Einbindung in das Fahrzeugmodell für die Co-Simulation beschrieben.

In Kapitel 4 werden Untersuchungen bzgl. der Steifigkeit und Dämpfung des Lenkungssystems durchgeführt und mit konventionellen Lenksystemen verglichen. Außerdem werden Abschätzungen für den maximalen, elektrischen Leistungsbedarf des Aktuators für einen dynamischen Lastfall durchgeführt.

Kapitel 5 befasst sich mit dem Energiebedarf des Steer-by-Wire Lenksystems. Dabei wird mithilfe charakteristischer Fahrzyklen der durchschnittliche Energiebedarf ermittelt und mit konventionellen hydraulischen und elektrischen Servolenkungssystemen verglichen.

Das Verhalten im Fehlerfall des Aktuators wird schließlich in Kapitel 6 untersucht. Dazu werden mehrere Manöver herangezogen. Außerdem werden Möglichkeiten zur Verbesserung des Fail-Safe-Verhaltens durch ein zusätzliches Fahrdynamik-Regelsystem gezeigt.

2. Simulationsumgebung MOVES²

MOVES² (MOdular VEhicle Simulation System) ist eine Simulationsumgebung, welche am Institut für Fahrzeugtechnik der Technischen Universität Graz entwickelt wurde. Derzeit (Stand Mai 2011) umfasst es die Module KOS (Kinematics Optimization System) [21], [3] sowie Fahrdynamikmodelle unterschiedlicher Modellierungstiefe.

Mit KOS können Analysen und Optimierungen der Aufhängungskinematik von kinematisch definierten Achssystemen durchgeführt werden. Außerdem ist durch die Kopplung mit einem CAD-Programm eine Bauraumanalyse möglich. Mit KOS können auch die für das Fahrzeugmodell benötigten kinematischen Größen der Radaufhängung ermittelt werden, sofern diese Berücksichtigung finden sollen.

Die Fahrdynamikmodelle umfassen neben dem Fahrzeugmodell an sich, den Fahrer, die Umwelt, Manörovorgaben sowie die Auswertung und Visualisierung. Um die Fahrdynamik abzubilden wurden Fahrzeugmodelle verschiedener Modellierungstiefe in Matlab/Simulink® aufgebaut. Der Detaillierungsgrad der Fahrzeugmodelle reicht von einem einfachen Zwei-Massen-Schwinger (Viertelfahrzeugmodell) über das lineare und nicht-lineare Einspurmodell bis hin zum nicht-linearen Vollfahrzeugmodell, welches in Kapitel 2.1.4 vorgestellt wird.

Da diese Fahrzeugmodelle für Hardware-in-the-Loop Einsätze (HiL) angedacht sind, wird auf Echtzeitfähigkeit geachtet. Um sie auch für weitere Anwendungen verwenden zu können, wird außerdem hoher Wert auf Adaptierbarkeit und Erweiterbarkeit gelegt. Somit können Teilsysteme einfach ersetzt werden bzw. neue Systeme eingebaut werden.

2.1. Fahrdynamikmodell

Das Fahrdynamikmodell lässt sich, wie in Abbildung 2.1 dargestellt, in Manörovorgabe, Fahrermodell, Fahrzeugmodell, Umwelt und Visualisierung gliedern. Die Teilbereiche können dabei unterschiedlich ausgeführt werden. So kann beispielsweise die Modellierungstiefe des Fahrzeugmodells (Viertelfahrzeug, Einspurmodell, Vollfahrzeugmodell) gewählt werden oder ob das verwendete Fahrermodell die Manörovorgaben direkt weitergeben

oder den aktuellen Fahrzeugzustand berücksichtigen soll (Open-Loop respektive Closed-Loop Manöver). Die Modelle der einzelnen Teilbereiche sind in einer Bibliothek abgelegt, aus welcher die gewünschte Konfiguration gewählt werden kann. Diese Bibliothek kann entsprechend verändert und erweitert werden.

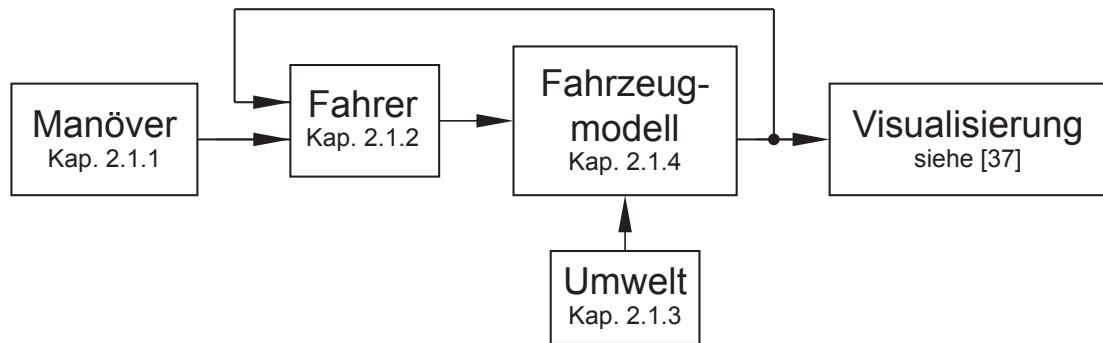


Abbildung 2.1.: Aufbau des Fahrdynamikmodells

Die einzelnen Teile sind in den nachfolgenden Kapiteln erläutert. Dabei wird besonders auf das Vollfahrzeugmodell eingegangen, welches im Zuge dieser Arbeit erstellt wurde.

2.1.1. Manöver

Die Vorgabe des Manövers steht in engem Zusammenhang mit dem verwendeten Fahrermodell. So kann beispielsweise für ein Open-Loop Manöver die Geschwindigkeit und der Lenkradwinkel vorgegeben werden, jedoch keine Trajektorie. Für ein Closed-Loop Manöver, welches einer vorgegebenen Trajektorie folgen soll, ist hingegen auch die Geschwindigkeitsvorgabe (oder äquivalent) erforderlich.

Es wird dabei grundsätzlich unterschieden zwischen Manövervorgaben in Längs- und Quer-richtung sowie jenen für zusätzliche Stellgrößen wie der Gangwahl des Getriebes, Differentialsperre, Wahl des Fahrmodus, etc.

Durch Ersetzen des Fahrermodells mit einem Driver-in-the-Loop kann das Manöver unmittelbar vom Anwender über entsprechende Hardware (Lenkrad, Pedale, Ganghebel) vorgegeben werden. Dies ist in weiterer Folge für Simulatoranwendungen von besonderem Interesse.

2.1.2. Fahrermodell

Das Fahrermodell ist generell aufgespalten in ein longitudinales und ein laterales Modell sowie jenes für die Gangwahl des Getriebes bzw. die Schaltstrategie. Diese Modelle können jeweils als Open-Loop oder Closed-Loop ausgeführt werden. Die Steuerung/Regelung mittels anderer Bedienelemente (Wahlschalter, etc.) kann äquivalent abgebildet werden. Für etwaige Ein/Aus Funktionalitäten (ESP-Off, etc.), können Schalter vorgesehen werden.

Die Geschwindigkeitsregelung des Fahrzeugs ist durch Vorgabe von Gas- und Bremspedalstellung (Open-Loop) oder durch den zeitlichen Verlauf von longitudinaler Geschwindigkeit, longitudinaler Beschleunigung oder dem Antriebsmoment (Closed-Loop mit PID-Regler) möglich [2].

Auch in lateraler Richtung kann man wählen zwischen einem Fahrermodell für Open-Loop Manöver, wo die Quersteuerung durch den Lenkwinkel vorgegeben wird, oder einem Modell für Closed-Loop Manöver, welches unter den gegebenen Randbedingungen versucht, bestmöglich der vorgegebenen Trajektorie zu folgen. Dieser Querregler basiert auf den Arbeiten von Edelmann [22] und Mitschke [26]. Ein weiteres Modell für die Fahrzeugquerregelung (Closed-Loop) versucht, durch Variation des Lenkwinkels, eine vorgegebene Querbeschleunigung einzuhalten (PID-Regler).

Ein sinnvoller Einsatz des Reglers für die Schaltstrategie ist nur gegeben, wenn sowohl die Antriebscharakteristik (Motorkennfeld) als auch das Getriebe und der Antriebsstrang abgebildet sind. Dies kann ebenfalls Open-Loop, durch Vorgabe des Ganges über die Zeit, oder Closed-Loop, durch Definition einer Schaltstrategie in Abhängigkeit des aktuellen Fahrzustandes, modelliert werden.

2.1.3. Umwelt

Unter Umwelt wird einerseits die Straße und andererseits der Wind in der Atmosphäre zusammengefasst. In weiterer Folge kann man andere Verkehrsteilnehmer bzw. Gebäude und Witterungseinflüsse miteinbeziehen, welche allerdings aktuell nicht abgebildet sind.

Da der Kontakt zwischen Reifen und Fahrbahn das Kraftschlusspotential vorgibt, stellt dieser einen wichtigen Teil der Modellierung dar. Dabei ist sowohl auf Fahrbahnnunebenheiten, als auch auf Kraftschlussbeiwerte zwischen Reifen und Fahrbahn Rücksicht zu nehmen, da durch erstere im Allgemeinen die Radlastschwankungen erhöht werden und durch letzteres das Haftpotential vorgegeben wird [37], [2], [1], [15].

Weiters haben Steigung und Querneigung der Fahrbahn Einfluss auf die Komponenten der Gewichtskraft relativ zum Fahrzeug (Steigungswiderstand, Radlastverlagerung in überhöhten Kurven, etc.). Die Windgeschwindigkeit hat Einfluss auf die Aerodynamik des Fahrzeugs. So bewirkt Seitenwind unter Umständen erhebliche Seitenkräfte, welche vom Fahrer ausgeglichen werden müssen oder einen Querversatz bzw. eine Drehbewegung des Fahrzeuges zur Folge haben können.

2.1.4. Fahrzeugmodell

Wie bereits eingangs erwähnt, können Fahrzeugmodelle verschiedener Modellierungstiefe ausgewählt werden. Im Nachfolgenden wird das nicht-lineare Vollfahrzeugmodell vorgestellt, welches den höchsten Grad an Komplexität aufweist und für die weiteren Untersuchungen herangezogen wird. In Abbildung 2.2 ist die Aufteilung des Fahrzeuges in die einzelnen Komponenten dargestellt.

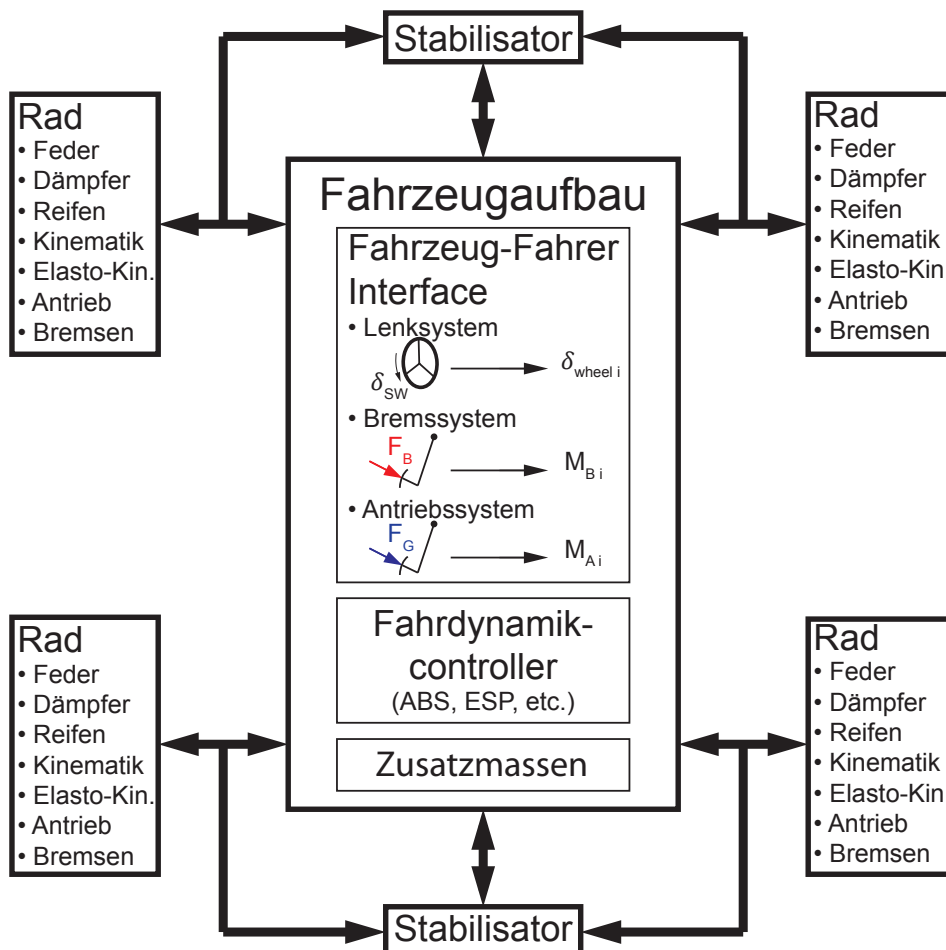


Abbildung 2.2.: MOVES² Vollfahrzeugmodell

Das Modell besteht aus dem Fahrzeugaufbau, den Rädern, aufbaufesten Fahrwerkskomponenten, dem Fahrzeug-Fahrer-Interface, etwaigen Fahrdynamikregelsystemen sowie beliebigen Zusatzmassen, welche am Aufbau montiert sind und zum Beispiel den Motor, Fahrer oder Insassen repräsentieren.

Das Fahrzeug-Fahrer-Interface stellt dabei den Zusammenhang zwischen Fahrzeug und Fahrermodell bzw. den Manöverbvorgaben her. Durch Vorgabe von Lenkradwinkel, Gas- und Bremspedalstellung sowie Größen von anderen Bedienelementen erfolgt, ähnlich dem tatsächlichen Fahrzeug, die Steuerung von Lenk-, Antriebs- und Bremssystem.

Diese Systeme können ihrerseits in beliebiger Tiefe abgebildet werden und geben die entsprechenden Stellgrößen an das Fahrzeug bzw. die Räder weiter. So kann der Antriebsstrang durch einen einfachen mathematischen Zusammenhang zwischen Gaspedalstellung und Antriebsmoment definiert werden, oder durch eine genaue Abbildung von Motor, Getriebe, Differential, etc.

Selbiges gilt für das Lenksystem, wo man zum Beispiel einen fixen Zusammenhang zwischen Lenkradwinkel und Radlenkwinkel mittels einer (variablen) Übersetzung vorgeben kann, oder ein komplexeres Lenksystem mit den entsprechenden Bewegungsgleichungen definieren kann.

Durch etwaige Fahrdynamikregelsysteme können die Eingaben vom Fahrzeug-Fahrer-Interface modifiziert werden, sofern diese Systeme aktiv werden. Dies entspricht ebenfalls der Hierarchie in einem tatsächlichen Fahrzeug, wo ABS oder ESP im Falle des Einschreitens entsprechende Stelleingriffe vornehmen.

Der Fahrzeugaufbau (Chassis), die Räder (ungefederte Massen), inkl. den aufbaufesten Fahrwerkskomponenten, sowie die zusätzlich am Aufbau angebrachten Massen repräsentieren das mechanische Schwingungssystem, welches in Abbildung 2.3 inklusive den Verbindungskomponenten und den Freiheitsgraden dargestellt ist. Die zusätzlich angebrachten Massen sind als Punktmassen beschrieben.

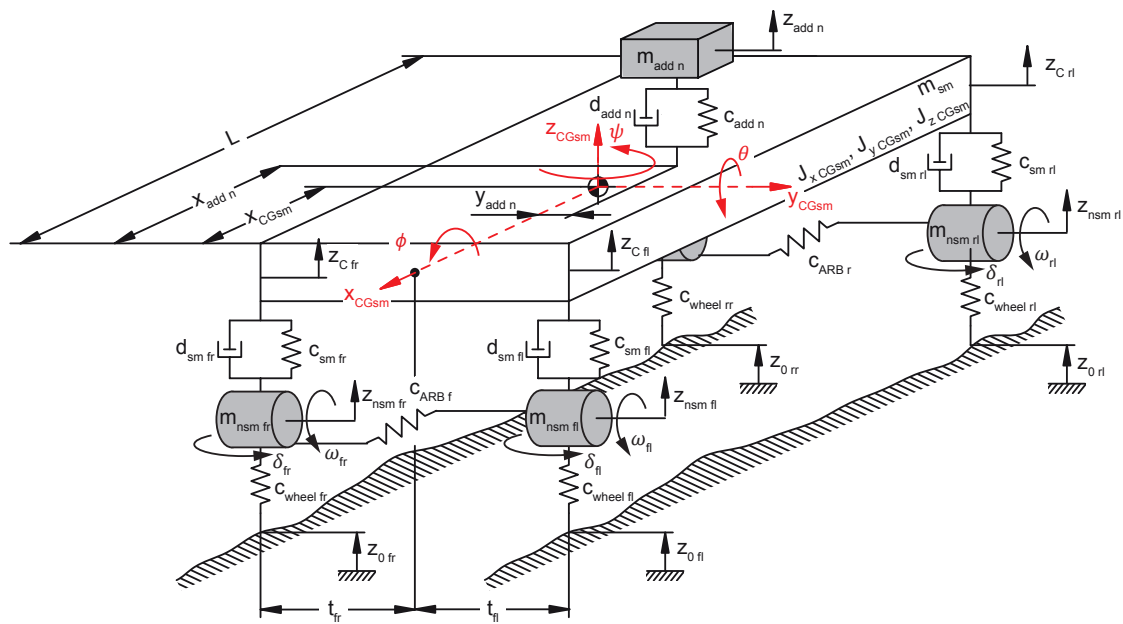


Abbildung 2.3.: Aufteilung der Massen im Fahrzeugmodell

Freiheitsgrade und Bewegungen

Das Chassis ist ein ausgedehnter, starrer Körper, der sich beliebig im Raum bewegen kann. Er hat somit 6 Freiheitsgrade, 3 translatorische und 3 rotatorische.

Die ungefederten Massen können eine vertikale Relativbewegung zum Untergrund (Fahrbahn) ausführen, welche zum Beispiel von der Fahrbahnanregung herrührt. Sie sind jedoch horizontal durch das Chassis fixiert und müssen somit der Chassisbewegung in Längs- und Querrichtung folgen.

Die zusätzlich am Chassis angebrachten Massen können sich in vertikaler Richtung relativ zum Aufbau bewegen. Die Bindungen und Freiheitsgrade sind Abbildung 2.3 sowie Abbildung 2.4 zu entnehmen.

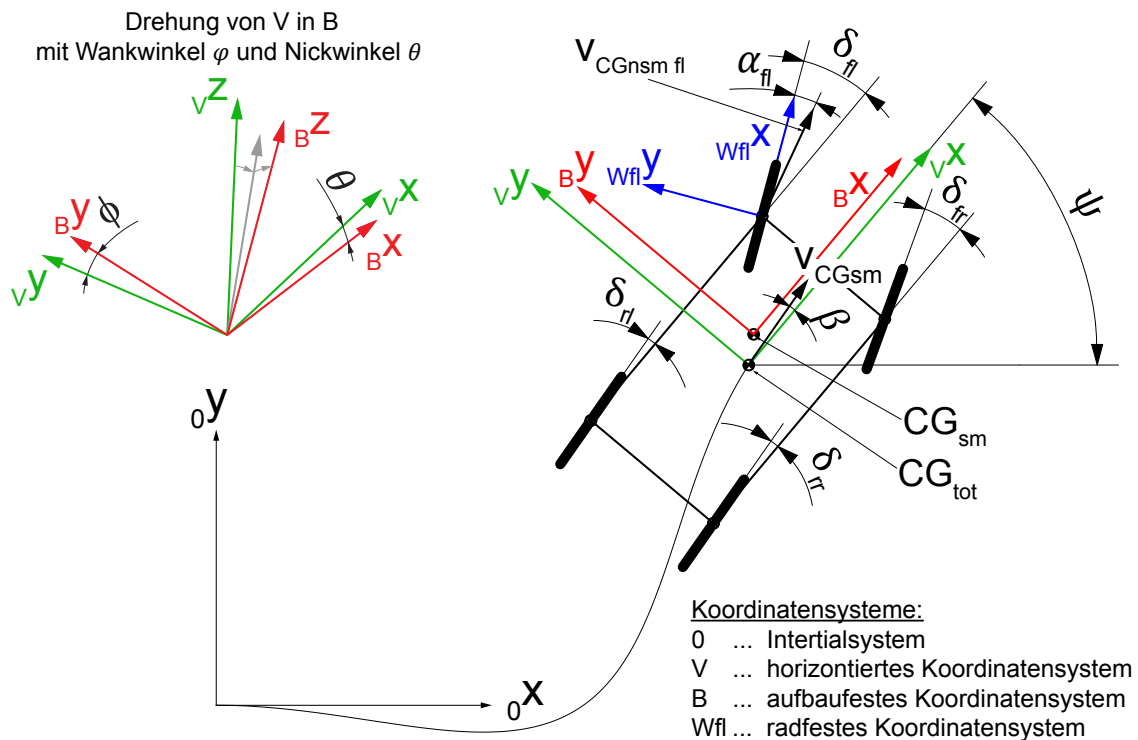


Abbildung 2.4.: Koordinatensysteme des Fahrzeugmodells

Die Räder können zudem eine Drehbewegung um ihre Rotationsachse und eine Lenkbewegung ausführen, welche jeweils individuell für die einzelnen Räder möglich ist. Die Drehbewegung der Räder unterliegt dabei einer Bewegungsgleichung, während dies für die Lenkbewegung nicht zwangsläufig der Fall sein muss. Letztere kann durch einen definierten Zusammenhang zwischen Lenkraddrehung und Radlenkwinkel als Stellgrößen interpretiert werden und stellt somit keine Bewegungsgröße dar.

Kinematik und Elastokinematik

Die Kinematik der Radaufhängung ist insofern berücksichtigt, als das Radzentrum bzw. der Radaufstandspunkt, abhängig von Feder- und Lenkbewegung des jeweiligen Rades, eine horizontale Verschiebung relativ zum Chassis entsprechend der Aufhängungskinematik durchführt. Selbiges gilt für Vorspur- und Sturzänderung. Diese Relativbewegungen sind jedoch klein und sind daher nicht mittels einer Bewegungsgleichung beschrieben.

Weiters findet die Aufbaudrehung um die Momentanachsen (Wankachse und Nickachse) statt, welche ebenfalls durch die Achskinematik festgelegt sind und im Allgemeinen von den momentanen Radstellungen abhängen.

Damit diese Bewegungen bzw. Änderungen berücksichtigt werden können, müssen die entsprechenden Kennwerte in Abhängigkeit von den Radstellungen vorab berechnet werden, was zum Beispiel mit KOS durchgeführt werden kann. Alternativ können diese kinematischen Einflüsse vernachlässigt werden, was einer rein vertikalen Radbewegung bzw. konstanten Momentanachsen des Aufbaus entspricht.

Anhang A.2.4 enthält derartige kinematische Kennwerte für das parametrisierte und validierte Modell des Opel Combo CNG. Die Kenngrößen werden dabei auf unterschiedliche Weise generiert. Die Vorderachse ist als McPherson-Achse ausgeführt und die Kinematikpunkte sind bekannt. Dadurch können die Kennwerte durch KOS oder ein alternatives Kinematikprogramm ermittelt werden. Da die Hinterachse als kinematisch überbestimmte Verbundlenkerachse ausgeführt ist, kann KOS nicht angewendet werden und somit müssen die Werte alternativ generiert werden.

Um auch die Effekte der Elastokinematik zu berücksichtigen, sind die Vorspur- sowie Sturzänderungen der Räder in Abhängigkeit von den jeweiligen Reifenkontaktkräften und -momenten gesetzt. Diese elastokinematischen Einflüsse können generell beliebig definiert werden. Zum Beispiel können diese Abhängigkeiten durch Messungen auf einem Kinematic&Compliance Prüfstand (K&C-Prüfstand) ermittelt werden. Eine andere Möglichkeit wäre, die Zusammenhänge durch Testfahrten des Fahrzeuges mit montierten Radvektorsystemen, welche die Relativbewegungen der Räder zum Aufbau messen, zu bestimmen.

Für das validierte Fahrzeugmodell des Opel Combo CNG werden Messfahrten herangezogen, bei welchen Kreisfahrten mit konstantem Radius und steigender Geschwindigkeit durchgeführt wurden. Durch Messung der tatsächlichen Radlenkwinkel mittels Radvektorsystem wird ein linearer Zusammenhang zwischen Reifenquerkraft und elastokinematischer Lenkwinkeländerung definiert, welche dem effektiven Radlenkwinkel überlagert wird.

Die effektiven Radlenkwinkel setzen sich somit aus dem vorgegebenen Lenkradwinkel, der statischen Vorspur, der kinematischen Änderung durch die Einfederung sowie der elastokinematischen Änderung infolge der Kräftesituation am Rad zusammen. Der Lenkradwinkel an der Hinterachse ist üblicherweise 0° , kann jedoch im Falle einer Hinterachslenkung einen entsprechenden Stellwert des Aktuators annehmen, welcher dem Pendant des Lenkradwinkels entspricht.

$$\delta_i = \frac{\delta_{SW}}{i_{steer}} + \delta_{toe\ i} + \delta_{kin\ i} + \delta_{ela\ i} \quad (2.1)$$

Im Nachfolgenden sind die einzelnen Körper mit ihren Bewegungsgleichungen näher beschrieben. Entsprechende Erläuterungen zu den Bezeichnungen sind im Abschnitt *Abkürzungen und Formelzeichen* zu finden. Transformationsmatrizen sind im Anhang angefügt, ebenso die Definition des Vektors der Gravitationsbeschleunigung. Die Koordinatensysteme sind in Abbildung 2.4 dargestellt.

Aufbaubewegung

In Abbildung 2.5 ist das Kräfteschaubild für den Aufbau dargestellt. In blau sind dabei die Kräfte und Momente eingezeichnet, welche von der Radaufhängung eingeleitet werden, in rot sind jene Kräfte eingezeichnet, die direkt auf den Aufbau wirken bzw. von am Aufbau montierten Massen herrühren.

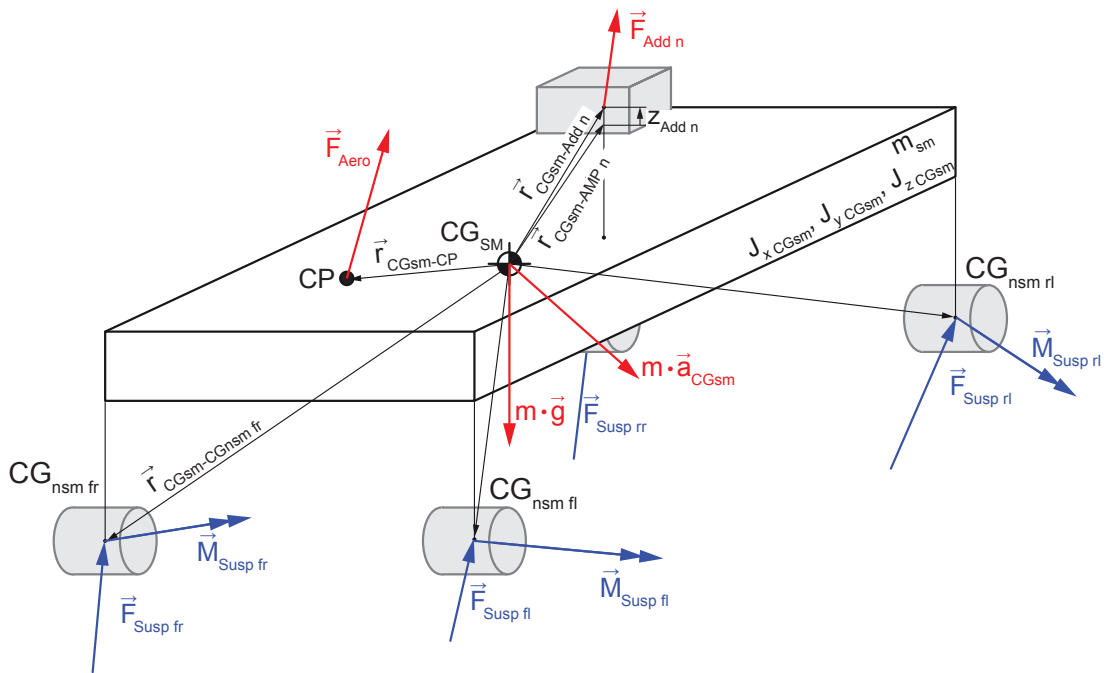


Abbildung 2.5.: Kräftesituation des Fahrzeugaufbaus

Die Bewegung des Aufbaus wird durch nachfolgende Bewegungsgleichungen beschrieben, wobei Gleichung (2.2) die translatorische Bewegung darstellt, während Gleichung (2.3) die Drehbewegung definiert. Die Anzahl der zusätzlich angebrachten Massen wird durch den Index n beschrieben, Index i steht für die vier Räder.

$$m_{sm} \cdot {}_0\vec{a}_{CGsm} = m_{sm} \cdot ({}_B\vec{a}_{CGsm} + {}_B\vec{\omega}_{sm} \times {}_B\vec{v}_{CGsm}) = \sum_i ({}_B\vec{F}_{Susp\ i}) + {}_B\vec{F}_{Aero} - \sum_n ({}_B\vec{F}_{Add\ n}) + m_{sm} \cdot {}_B\vec{g} \quad (2.2)$$

$${}_B\mathbf{J}_{CGsm} \cdot {}_B\dot{\vec{\omega}}_{sm} + {}_B\vec{\omega}_{sm} \times ({}_B\mathbf{J}_{CGsm} \cdot {}_B\vec{\omega}_{sm}) = \sum_i ({}_B\vec{M}_{Susp\ i}) + {}_B\vec{M}_{Aero} - \sum_n ({}_B\vec{M}_{Add\ n}) \quad (2.3)$$

Darin ist m_{sm} die Masse des Aufbaus ohne die etwaig zusätzlich angebrachten Massen. ${}_B\mathbf{J}_{CGsm}$ stellt den Trägheitstensor des Aufbaus im Schwerpunkt dar, wobei dieser im aufbaufesten Koordinatensystem B definiert ist. Fallen die Hauptträgheitsachsen mit der Längs-, Quer- und Hochrichtung des Aufbaus zusammen, entfallen die Deviationsträgheitsmomente und der Trägheitstensor vereinfacht sich zu (2.4).

$${}_B\mathbf{J}_{CGsm} = \begin{pmatrix} {}_BJ_x\ CGsm & 0 & 0 \\ 0 & {}_BJ_y\ CGsm & 0 \\ 0 & 0 & {}_BJ_z\ CGsm \end{pmatrix} \quad (2.4)$$

Der Winkelgeschwindigkeitsvektor ist definiert über die Lagewinkel bzw. deren Ableitungen. Selbiges gilt für den Winkelbeschleunigungsvektor. Als Lagewinkel werden die Kardanwinkel herangezogen. Die dargestellten Zusammenhänge entsprechen den sogenannten Kardan-Gleichungen [8].

$${}_B\vec{\omega}_{sm} = \begin{pmatrix} 1 & 0 & -\sin\theta \\ 0 & \cos\phi & \sin\phi \cdot \cos\theta \\ 0 & -\sin\phi & \cos\phi \cdot \cos\theta \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} \dot{\phi} \\ \dot{\theta} \\ \dot{\psi} \end{pmatrix} \quad (2.5)$$

$$\begin{aligned} {}_B\dot{\vec{\omega}}_{sm} &= \begin{pmatrix} 1 & 0 & -\sin\theta \\ 0 & \cos\phi & \sin\phi \cdot \cos\theta \\ 0 & -\sin\phi & \cos\phi \cdot \cos\theta \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} \ddot{\phi} \\ \ddot{\theta} \\ \ddot{\psi} \end{pmatrix} \\ &+ \begin{pmatrix} 0 & 0 & -\dot{\theta} \cdot \cos\theta \\ 0 & -\dot{\phi} \cdot \sin\phi & \dot{\phi} \cdot \cos\phi \cdot \cos\theta - \dot{\theta} \cdot \sin\phi \cdot \sin\theta \\ 0 & -\dot{\phi} \cdot \cos\phi & -\dot{\phi} \cdot \sin\phi \cdot \cos\theta - \dot{\theta} \cdot \cos\phi \cdot \sin\theta \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} \dot{\phi} \\ \dot{\theta} \\ \dot{\psi} \end{pmatrix} \end{aligned} \quad (2.6)$$

Die Umkehrung von (2.5) führt zurück auf die Lagewinkel bzw. deren Ableitungen. Dieser Zusammenhang ist definiert durch:

$$\begin{pmatrix} \dot{\phi} \\ \dot{\theta} \\ \dot{\psi} \end{pmatrix} = \frac{1}{\cos\theta} \begin{pmatrix} \cos\theta & \sin\phi \cdot \sin\theta & \cos\phi \cdot \sin\theta \\ 0 & \cos\phi \cdot \cos\theta & -\sin\phi \cdot \cos\theta \\ 0 & \sin\phi & \cos\phi \end{pmatrix} \cdot {}_B\vec{\omega}_{sm} \quad (2.7)$$

Wie in Kapitel 2.1.4 bereits angemerkt, findet die Drehung des Chassis relativ zum fahrgestfesten Koordinatensystem um die Wank- bzw. Nickachse statt. Diese Achsen stellen die Momentanachsen des Aufbaus dar. Das heißt, Punkte des Aufbaus, die auf dieser Achse liegen, erfahren eine rein translatorische Bewegung. Der Schwerpunkt des Aufbaus bewegt sich somit wie in Abbildung 2.6 dargestellt bzw. in (2.8) definiert.

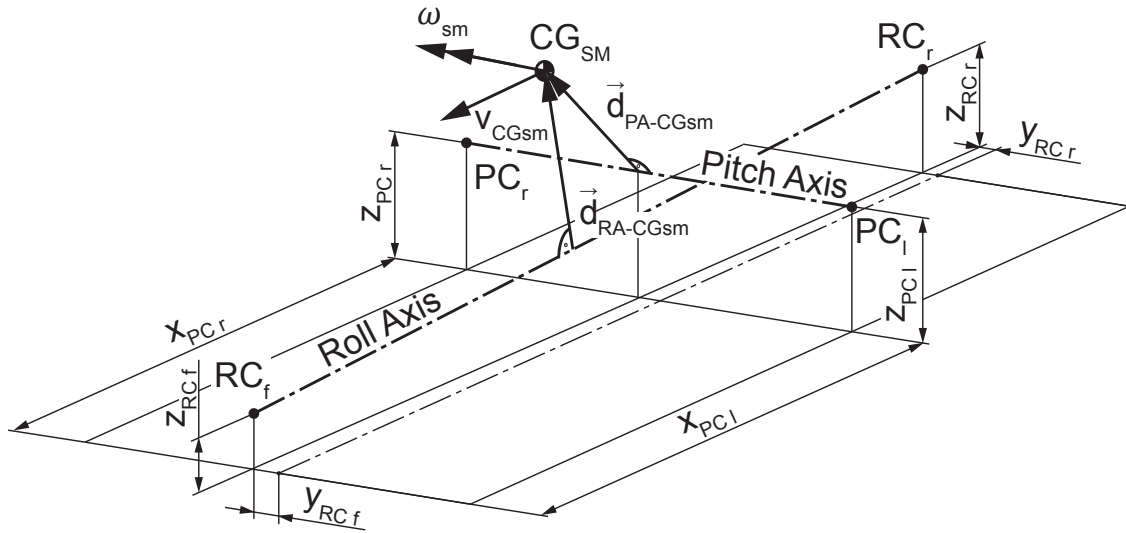


Abbildung 2.6.: Schwerpunktbewegung des Aufbaus

$$\begin{aligned} {}_V v_{CGsm\ rel} &= {}_V v_{CGsm\ trans} + {}_V v_{CGsm\ rot} \\ &= {}_V v_{CGsm\ trans} + {}_V \vec{\omega}_{sm} \times {}_V \vec{d}_{RA-CGsm} + {}_V \vec{\omega}_{sm} \times {}_V \vec{d}_{PA-CGsm} \end{aligned} \quad (2.8)$$

Dabei ist ${}_V \vec{d}_{RA-CGsm}$ der Normalabstand von Wankachse zu Schwerpunkt des Aufbaus. Äquivalentes gilt für ${}_V \vec{d}_{PA-CGsm}$ und die Nickachse. Wie in Kapitel 2.1.4 angemerkt, können Wank- und Nickachse entsprechend der Achskinematik in Abhängigkeit von der Einfederung abgebildet werden.

Die Kräfte und Momente in den Gleichungen (2.2) und (2.3) werden im Weiteren explizit dargestellt.

Ungefederte Massen

Die Bewegungsgleichung der ungefederten Massen in vertikaler Richtung ist in (2.9) dargestellt. Da die Räder lediglich vertikale Bewegungen relativ zum Untergrund ausführen können, entfallen hierbei sämtliche Koppelterme durch etwaige Wank- oder Nickbewegungen. Die vertikale Absolutbeschleunigung ist somit gleich jener im horizontalierten Fahrzeugkoordinatensystem V .

$$\begin{aligned} m_{nsm\ i} \cdot {}^0a_z\ CGnsm\ i &= m_{nsm\ i} \cdot V a_z\ CGnsm\ i \\ &= V F_z\ Tire\ i - V F_z\ Susp\ i + m_{nsm\ i} \cdot V g_z \\ &= V F_z\ Tire\ i - V F_{Spring\ i} - V F_{Damper\ i} - V F_{ARB\ i} - V F_{Active\ i} + m_{nsm\ i} \cdot V g_z \end{aligned} \quad (2.9)$$

Die Räder sind in horizontaler Richtung fest mit dem Chassis verbunden. Dadurch erfahren die Schwerpunkte der ungefederten Massen in horizontaler Richtung dieselben Beschleunigungen wie die jeweiligen Punkte am Chassis, an denen die Räder montiert sind. Diese kinematischen Zusammenhänge zwischen den horizontalen Geschwindigkeiten und Beschleunigungen der Schwerpunkte der ungefederten Massen können mit Gleichung (2.11) ausgedrückt werden. Dabei ist zu beachten, dass die vertikale Geschwindigkeit bzw. Beschleunigung nicht jener des Schwerpunktes des Rades entspricht, sondern der des Aufbaus an dieser Stelle.

$${}^V\vec{v}_C\ i = \mathbf{T}_{BV} \cdot (B\vec{v}_{CGsm} + B\vec{\omega}_{sm} \times B\vec{r}_{CGsm-CGnsm\ i}) \quad (2.10)$$

$$\begin{aligned} {}^V\vec{a}_C\ i &= \mathbf{T}_{BV} \cdot B\vec{a}_{CGsm} + B\vec{\omega}_{sm} \times (B\vec{\omega}_{sm} \times B\vec{r}_{CGsm-CGnsm\ i}) \\ &\quad + B\dot{\vec{\omega}}_{sm} \times B\vec{r}_{CGsm-CGnsm\ i} \end{aligned} \quad (2.11)$$

Somit ergibt sich die Beschleunigung des Schwerpunktes der ungefederten Massen zu:

$${}^V\vec{a}_{CGnsm\ i} = \begin{pmatrix} V a_x\ C\ i \\ V a_y\ C\ i \\ V a_z\ CGnsm\ i \end{pmatrix} \quad (2.12)$$

Die Kräfte ${}^V\vec{F}_{Susp\ i}$, welche über die Radaufhängung von der Reifenkontaktfläche an den Aufbau übertragen werden, können somit mit den Gleichungen (2.13) bzw. (2.14) berechnet

werden. Wie bereits in Gleichung (2.9) ist dabei die vertikale Fahrwerkskraft ${}^V\vec{F}_{Susp\ i}$ aufgespalten in die Anteile von Feder, Dämpfer, Stabilisator sowie von etwaigen aktiven Komponenten.

$${}^V\vec{F}_{Susp\ i} = \begin{pmatrix} {}^V F_{x\ Susp\ i} \\ {}^V F_{y\ Susp\ i} \\ {}^V F_{Spring\ i} + {}^V F_{Damper\ i} + {}^V F_{ARB\ i} + {}^V F_{Active\ i} \end{pmatrix} \quad (2.13)$$

$${}^V\vec{F}_{Susp\ i} = \underline{\mathbf{T}}_{W_iV} \cdot W_i\vec{F}_{Tire\ i} - m_{nsm\ i} \cdot V\vec{a}_{CGnsm\ i} + m_{nsm\ i} \cdot V\vec{g} \quad (2.14)$$

In Gleichung (2.14) sind die Bewegungsgleichungen für die Vertikalbewegung der ungefederten Massen implizit enthalten. Die Trägheitskräfte in horizontaler Richtung können über den definierten kinematischen Zusammenhang berechnet werden.

Die Kräfte in den Federn, Dämpfern, Stabilisatoren und etwaigen aktiven Komponenten unterliegen beliebigen Kraftgesetzen. So zum Beispiel kann die Federkraft abhängig vom Einfederweg definiert werden, während die Dämpferkraft geschwindigkeitsabhängig abgebildet wird (siehe Abbildung 2.7).

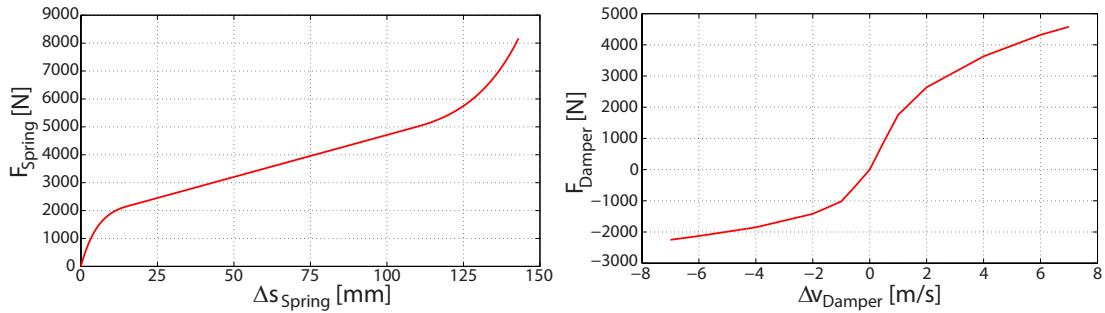


Abbildung 2.7.: Charakteristische Feder- und Dämpferkennlinien

Für das verwendete validierte Fahrzeugmodell sind in Anhang A.2.2 Messdaten der Federkennlinien von einem K&C-Prüfstand für paralleles und wechselseitiges Einfedern angegeben. Damit können sowohl die Feder- als auch Stabilisator Kennlinien ermittelt werden, welche für die Modellparametrierung verwendet werden. Die Dämpferparameter werden mittels Messdaten aus Schlagleistenüberfahrten indentifiziert [4].

In folgender Gleichung sind die Momente ${}^V\vec{M}_{Susp\ i}$, welche durch die Reifenkräfte und die Massenkräfte der ungefederten Massen hervorgerufen werden und auf den Aufbau wirken, definiert.

$$\begin{aligned}
 {}_V\vec{M}_{Susp\ i} &= {}_V\vec{r}_{CGsm-CGnsm\ i} \times {}_V\vec{F}_{Susp\ i} + {}_V\vec{M}_{Tire\ i} \\
 &= {}_V\vec{r}_{CGsm-CGnsm\ i} \times {}_V\vec{F}_{Susp\ i} + \mathbf{T}_{W_iV} \cdot \begin{pmatrix} W_i r_{dyn\ i} \cdot W_i F_{y\ Tire\ i} \\ -W_i r_{dyn\ i} \cdot W_i F_{x\ Tire\ i} \\ W_i M_{z\ Tire\ i} \end{pmatrix} \quad (2.15)
 \end{aligned}$$

Da die Reifenkräfte und das Rückstellmoment des Reifens um die Hochachse in der Kontaktfläche angreifen, erzeugen diese um den Schwerpunkt der ungefederten Masse $CG_{nsm\ i}$ Momente, welche an den Aufbau weitergeleitet werden. Der Abstand ist dabei der dynamische Reifenradius $W_i r_{dyn\ i}$, welcher im Allgemeinen variabel ist. Er hängt unter anderem vom Reifenluftdruck, der Reifensteifigkeit in vertikaler Richtung sowie von der dynamischen Radaufstandskraft ab [30], [5].

Die Drehbewegung der Räder um ihre Rotationsachse (y-Achse) wird durch die Reifenslängskräfte und das Antriebs- bzw. Bremsmoment sowie durch die rotatorische Trägheit von Reifen, Felge, Bremsscheibe, Radnabe, etc. bestimmt. Die entsprechenden Bewegungsgleichungen der vier Räder sind durch (2.16) definiert. Das Bremsmoment $M_{Brake\ i}$ ist dabei stets ≤ 0 , während das Antriebsmoment immer ≥ 0 ist.

$$\begin{aligned}
 W_i J_{rot\ i} \cdot W_i \dot{\omega}_{rot\ i} &= W_i M_{y\ Tire\ i} + W_i M_{Drive\ i} + W_i M_{Brake\ i} \\
 &= W_i F_{x\ Tire\ i} \cdot W_i r_{dyn\ i} + W_i M_{Drive\ i} + W_i M_{Brake\ i} \quad (2.16)
 \end{aligned}$$

Die Reifenkräfte und Reifenmomente in obenstehenden Gleichungen können mit beliebigen Reifenmodellen berechnet werden. In den vorliegenden Untersuchungen wird für die Horizontaldynamik ein TMsimple-Modell [32] verwendet, welches Erweiterungen bzgl. Reifendynamik, Reifenrückstellmoment und Sturzeinfluss entsprechend dem TMeasy-Modell [33] beinhaltet. Für das vertikale Reifenmodell werden mehrere Ansätze herangezogen. Diese reichen vom einfachen, linearen Feder-/Dämpfermodell mit konstantem oder variablem, dynamischen Reifenradius über Modelle mit Einhüllenden, inkl. 3D-Straßenabtastung, welche in [4] und [5] beschrieben werden.

In Anhang A.2.3 sind die Parameter für das verwendete horizontale Reifenmodell angegeben sowie entsprechende Kennfelder dargestellt.

Zusatzmassen am Aufbau

Zusatzmassen am Aufbau können zum Beispiel den Motor, den Fahrer oder Insassen des Fahrzeuges darstellen. Sie sind als Punktmassen dargestellt und können sich vertikal zum Aufbau bewegen. In horizontaler Richtung (aufbaufestes Koordinatensystem B) werden die Zusatzmassen durch das Chassis geführt.

Es ergeben sich somit ähnliche Zusammenhänge wie für die ungefederten Massen. Die Führungsbewegung des Anbindungspunktes der zusätzlichen Masse ergibt sich durch die kinematischen Zusammenhänge in den Gleichungen (2.17) und (2.18). Dabei ist wiederum zu beachten, dass die Vertikalbeschleunigung $Ba_z AMP n$ jener des Aufbaus an dieser Stelle entspricht und nicht jener der Masse selbst. Da die zusätzliche Masse der Wank- und Nickbewegung des Aufbaus folgen muss und sich zusätzlich vertikal zu dieser bewegt, sind die horizontalen Beschleunigungen um die Coriolisbeschleunigung erhöht.

$$B\vec{v}_{AMP n} = B\vec{v}_{CGsm} + B\vec{\omega}_{sm} \times B\vec{r}_{CGsm-AMP n} \quad (2.17)$$

$$\begin{aligned} B\vec{a}_{AMP n} &= B\vec{a}_{CGsm} + B\vec{\omega}_{sm} \times (B\vec{\omega}_{sm} \times B\vec{r}_{CGsm-AMP n}) \\ &\quad + B\dot{\vec{\omega}}_{sm} \times B\vec{r}_{CGsm-AMP n} \end{aligned} \quad (2.18)$$

Somit ergeben sich die Geschwindigkeit und die Beschleunigung der Zusatzmasse durch:

$$B\vec{v}_{Add n} = B\vec{v}_{AMP n} + B\vec{v}_{Add rel n} = B\vec{v}_{AMP n} + \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ Bv_z Add rel n \end{pmatrix} \quad (2.19)$$

$$B\vec{a}_{Add n} = B\vec{a}_{AMP n} + 2 \cdot B\vec{\omega}_{sm} \times B\vec{v}_{Add rel n} + B\vec{a}_{Add rel n} \quad (2.20)$$

Darin stellen $B\vec{v}_{Add rel n}$ und $B\vec{a}_{Add rel n}$ die Relativgeschwindigkeit bzw. -beschleunigung von Zusatzmasse zu Aufbau dar. Da, wie bereits erwähnt, keine longitudinale und laterale Bewegung der Zusatzmasse relativ zum Aufbau stattfindet (aufbaufestes Koordinatensystem B) und somit auch die Relativgeschwindigkeiten in Bx - und By -Richtung null sind, entfällt der Coriolisanteil an der Vertikalbeschleunigung der Zusatzmasse. Somit kann diese Relativbeschleunigung durch die Bewegungsgleichung in (2.21) ermittelt werden:

$$m_{Add n} \cdot Ba_z Add rel n = BF_{Spring n} + BF_{Damper n} - m_{Add n} \cdot Ba_z AMP n + m_{Add n} \cdot Bg_z \quad (2.21)$$

Darin sind ${}_B F_{Spring\ n}$ und ${}_B F_{Dumper\ n}$ die Feder- respektive Dämpferkraft der Aufhängung der Zusatzmassen. Diese haben wiederum einen definierten Zusammenhang zwischen Kraft und kinematischer Größe, welcher entsprechend vorzugeben ist. Die Kräfte, welche infolge der Zusatzmasse auf das Chassis wirken, sind nach (2.22) zu berechnen.

$${}_B \vec{F}_{Add\ n} = m_{Add\ n} \cdot {}_B \vec{a}_{Add\ n} = m_{Add\ n} \cdot ({}_{B}a_z\ AMP\ n + 2 \cdot {}_B \vec{\omega}_{sm} \times {}_B \vec{v}_{Add\ rel\ n} + {}_B \vec{a}_{Add\ rel\ n}) \quad (2.22)$$

Die Drehmomente auf das Chassis ergeben sich schließlich über den Abstand von Aufbauschwerpunkt zu Punktmasse (Zusatzmasse):

$${}_B \vec{M}_{Add\ n} = {}_B \vec{r}_{CGsm-Add\ n} \times {}_B \vec{F}_{Add\ n} \quad (2.23)$$

Der Abstand ${}_B \vec{r}_{CGsm-Add\ n}$ setzt sich dabei aus konstantem Abstand vom Schwerpunkt des Aufbaus CG_{sm} zum Anbindungspunkt der Zusatzmasse $AMP\ n$ und der aktuellen, relativen Auslenkung der Zusatzmasse in vertikaler Richtung des Aufbaus zusammen.

$${}_B \vec{r}_{CGsm-Add\ n} = {}_B \vec{r}_{CGsm-AMP\ n} + \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ {}_B z_{Add\ rel\ n} \end{pmatrix} \quad (2.24)$$

Aerodynamik

Die aerodynamischen Kräfte, welche auf den Aufbau wirken, sind wie folgt definiert:

$${}_B \vec{F}_{Aero} = \begin{pmatrix} -C_D \cdot A_{proj} \cdot \rho_{Air} \cdot \frac{({}_B v_x\ CGtot - {}_B v_x\ wind)^2}{2} \cdot \text{sign}({}_B v_x\ CGtot) \\ C_S \cdot A_{proj} \cdot \rho_{Air} \cdot \frac{({}_B v_y\ CGtot - {}_B v_y\ wind)^2}{2} \cdot \text{sign}({}_B v_y\ CGtot) \\ C_L \cdot A_{proj} \cdot \rho_{Air} \cdot \frac{({}_B v_x\ CGtot - {}_B v_x\ wind)^2}{2} \cdot \text{sign}({}_B v_x\ CGtot) \end{pmatrix} \quad (2.25)$$

Dabei stellt C_D den Widerstandsbeiwert, C_S den Seitenwindbeiwert und C_L den Auftriebsbeiwert (= negativer Abtriebsbeiwert) dar. Die Dichte der Luft ρ_{Air} sowie die projizierte Frontfläche A_{proj} sind weitere Konstanten. Die Windgeschwindigkeit wird in eine longitudinale und eine laterale Komponente aufgeteilt. Die Vertikalgeschwindigkeit des Windes wird vernachlässigt.

Diese aerodynamische Kraft greift im Druckpunkt CP (Center of Pressure) an, wodurch sich ein Moment um den Schwerpunkt des Aufbaus ergibt. Der Abstand von Schwerpunkt zu Druckpunkt kann variabel definiert werden, sollte sich dieser durch etwaige Gesetzmäßigkeiten verschieben.

$${}_B \vec{M}_{Aero} = {}_B \vec{r}_{CGsm-CP} \times {}_B \vec{F}_{Aero} \quad (2.26)$$

2.2. Validierung des Fahrzeugmodells

In den nachfolgenden Kapiteln werden die Ergebnisse der Validierung des Gesamtfahrzeuges, welches in Kapitel 2.1.4 vorgestellt wurde, dargestellt. Die Parameter des Fahrzeuges sind in Anhang A.2 angeführt.

Es werden dazu Messdaten für folgende Manöver herangezogen:

- Stationäre Kreisfahrt mit konstantem Radius $R \approx 45 \text{ m}$ und langsam steigender Geschwindigkeit
- Transientes Manöver mit wechselseitigem Lenkeinschlag
- Schlagleistenüberfahrt mit annähernd konstanter Geschwindigkeit

Die Messfahrten wurden jeweils mit dem institutseigenen Opel Combo CNG durchgeführt, welcher mit optischen Geschwindigkeitssensoren, einer dreidimensionalen Kreiselpattform, einem inkrementellen GPS sowie einem Messlenkrad bestückt war. Im Falle der stationären Kreisfahrten waren weiters Radvektorsysteme zur Messung der Lage des Rades relativ zum Aufbau an den Rädern der Vorderachse montiert. In Abbildung 2.8 ist das Fahrzeug mit dem Messaufbau dargestellt.

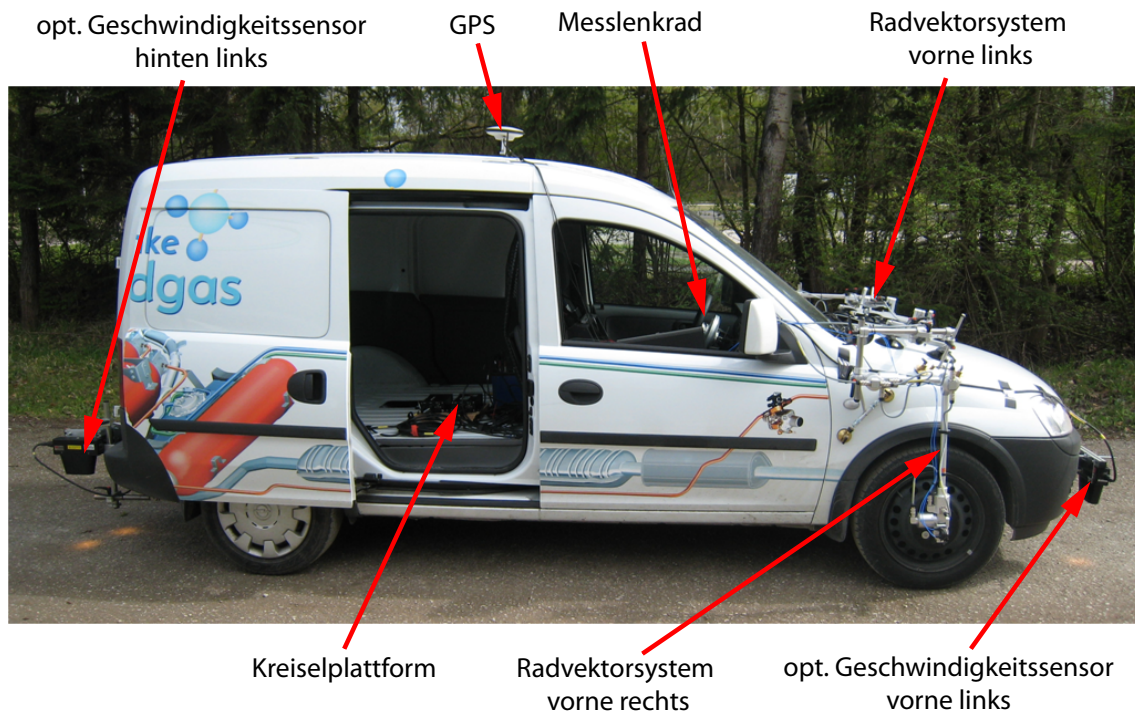


Abbildung 2.8.: Opel Combo CNG mit Messaufbau [6]

Für die Schlagleistenüberfahrt waren Beschleunigungssensoren an den ungefederten Massen sowie am Aufbau über den ungefederten Massen und im Aufbauschwerpunkt montiert. Zusätzlich wurden die Federwege mit Linearpotentiometern an den vier Rädern gemessen.

Es wurden jeweils mehrere Messfahrten herangezogen. Die Ergebnisse sind aufgrund der Übersichtlichkeit nur für ein repräsentatives Manöver dargestellt. Stationäre Kreisfahrt und die transienten Manöver wurden auf der Fahrdynamikfahrbahn am Testgelände des Engineering Center Steyr in St. Valentin durchgeführt [6]. Die Schlagleistenüberfahrten fanden am Testgelände der MAGNA Steyr Fahrzeugtechnik AG & Co. KG in Graz statt [25].

2.2.1. Stationäre Kreisfahrt

In Abbildung 2.9 sind auf der rechten Seite die Manöverinputs dargestellt und auf der linken Seite die sich dadurch ergebende Trajektorie des Schwerpunktes des Fahrzeuges. In grau hinterlegt sind die entsprechenden Messdaten. Es wird eine Linkskurve mit $R \approx 44 \text{ m}$ betrachtet.

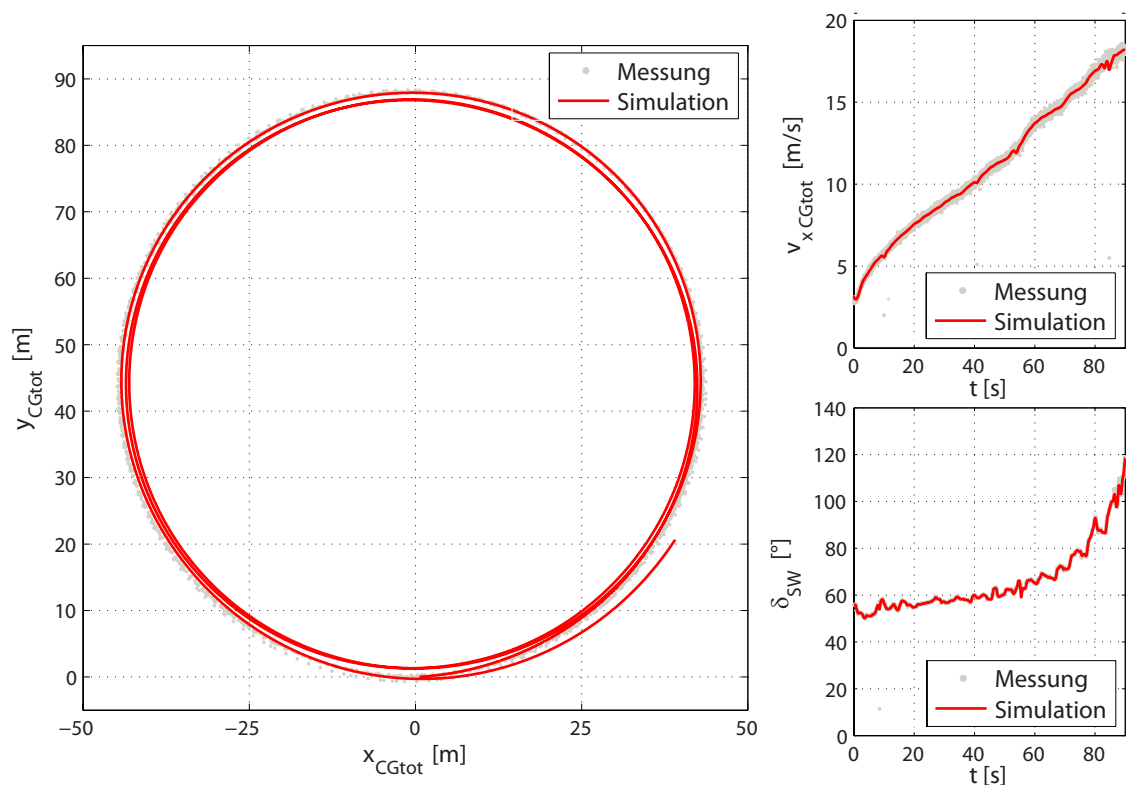


Abbildung 2.9.: Trajektorie und Manöverinputs der stationären Kreisfahrt

In Abbildung 2.10 sind der Schwimmwinkel, die Gierrate sowie der Wankwinkel jeweils über die Querbeschleunigung dargestellt. Speziell beim Schwimmwinkel sieht man eine leichte Verschiebung. Der Verlauf passt jedoch qualitativ gut überein.

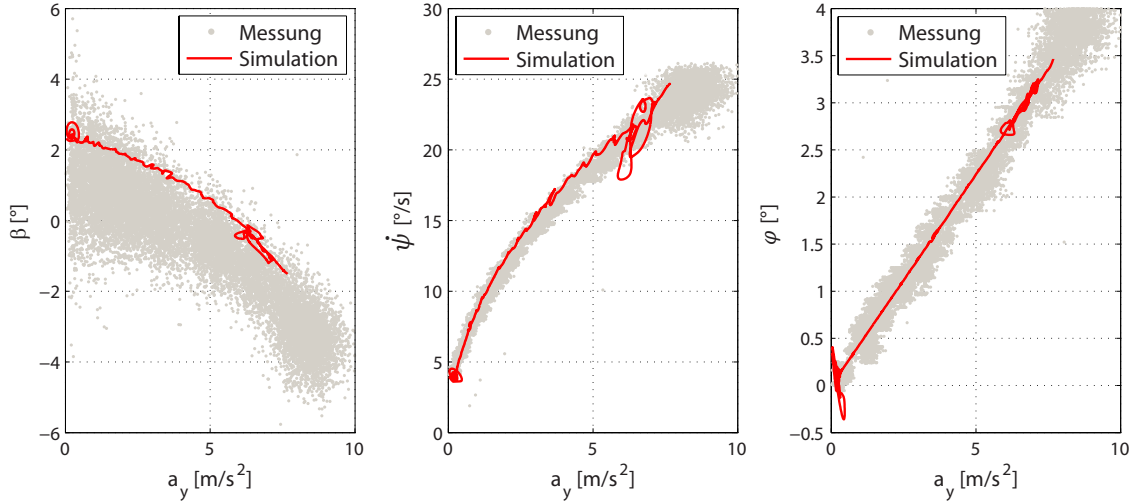


Abbildung 2.10.: Schwimmwinkel, Gierrate und Wankwinkel bei stationärer Kreisfahrt

Zieht man das lineare Einspurmodell heran, so gilt folgender Zusammenhang für den Schwimmwinkel:

$$\beta = \frac{L - x_{CGsm}}{R} + \alpha_r \quad (2.27)$$

Somit ergibt sich für den Grundschwimmwinkel $\beta_0 = \frac{L - x_{CGsm}}{R} = 1,9^\circ$ bei $a_y = 0 \frac{m}{s^2}$. Der mittels Simulation ermittelte Grundschwimmwinkel liegt nur geringfügig über jenem des linearen Einspurmodells, wodurch die Abweichung mit hoher Wahrscheinlichkeit in einem Messfehler begründet liegt. Eine derartige Abweichung kann durch falsche Montage bzw. Kalibrierung des optischen Geschwindigkeitssensors bedingt sein.

In Abbildung 2.11 sind die mit dem Radvektorsystem gemessenen Radlenkwinkel der Vorderräder über der Querbeschleunigung dargestellt. Es ist speziell für größere Querbeschleunigungen eine Abweichung bemerkbar. Wie in Kapitel 2.1.4 angemerkt, wurden mittels eines linearen Ansatzes für die Elastokinematik die Radlenkwinkel in Abhängigkeit von der Reifenquerkraft korrigiert.

$$\Delta\delta_{ela\ i} = c_{ela\ Toe\ i} \cdot F_{y\ Tire\ i} \quad (2.28)$$

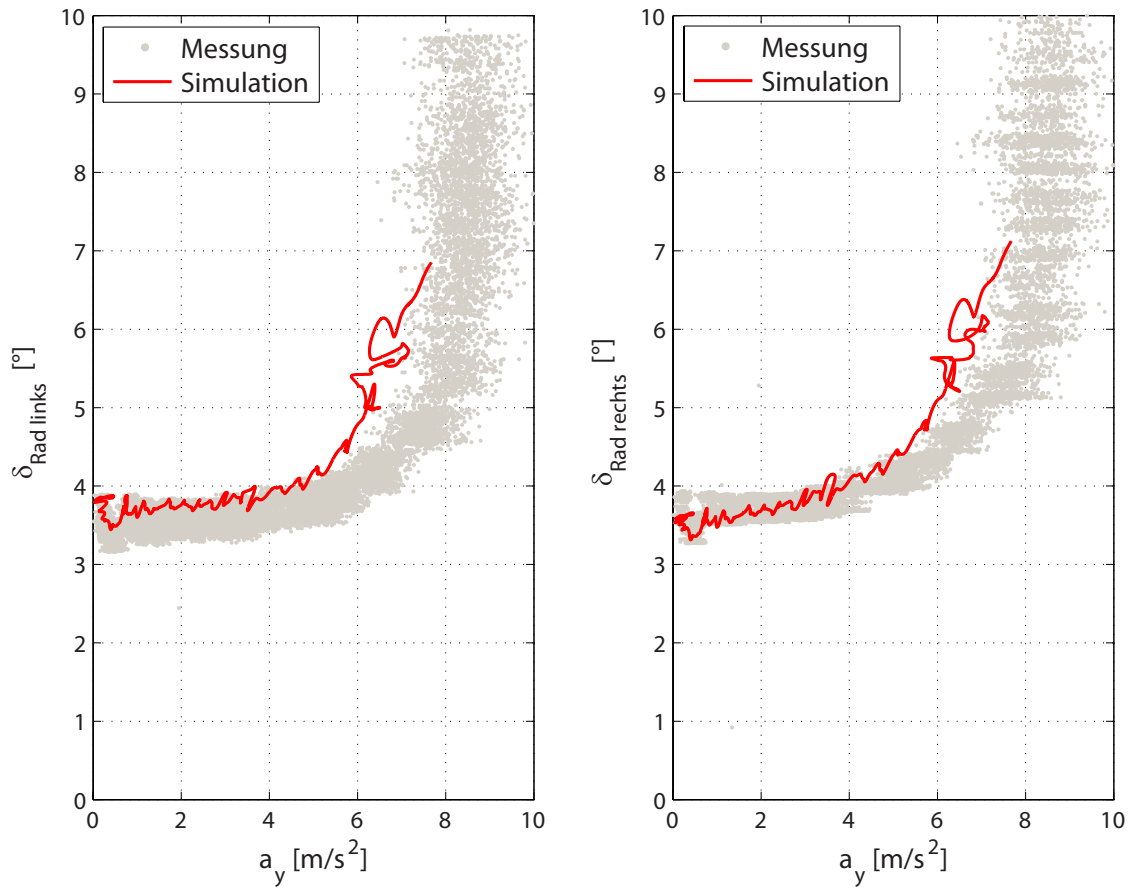


Abbildung 2.11.: Radlenkwinkel bei stationärer Kreisfahrt

Um eine bessere Übereinstimmung zu erzielen wäre ein nichtlinearer Zusammenhang für die Elastokinematik denkbar. Außerdem könnten weitere Abhängigkeiten, wie Reifenrückstellmoment, aktueller Lenkwinkel, etc., in den Ansatz für die Elastokinematik Einfluss finden wie in Gleichung (2.29) angemerkt. Da die Übereinstimmung der fahrdynamisch wichtigen Größen jedoch hinreichend war, wurde dies nicht weiter verfolgt. Entsprechende Erläuterungen zu dieser Abweichung sind in [6] ausgeführt.

$$\Delta\delta_{\text{ela } i} = f(F_{x \text{ Tire } i}, F_{y \text{ Tire } i}, M_{z \text{ Tire } i}, \delta_i, z_{\text{nsmi } i}, \dots) \quad (2.29)$$

2.2.2. Transientes Manöver

In Abbildung 2.12 sind die Manöर्वorgaben für das untersuchte transiente Manöver dargestellt. In rot sind die Simulationsergebnisse dargestellt, die Messdaten sind in grau hinterlegt.

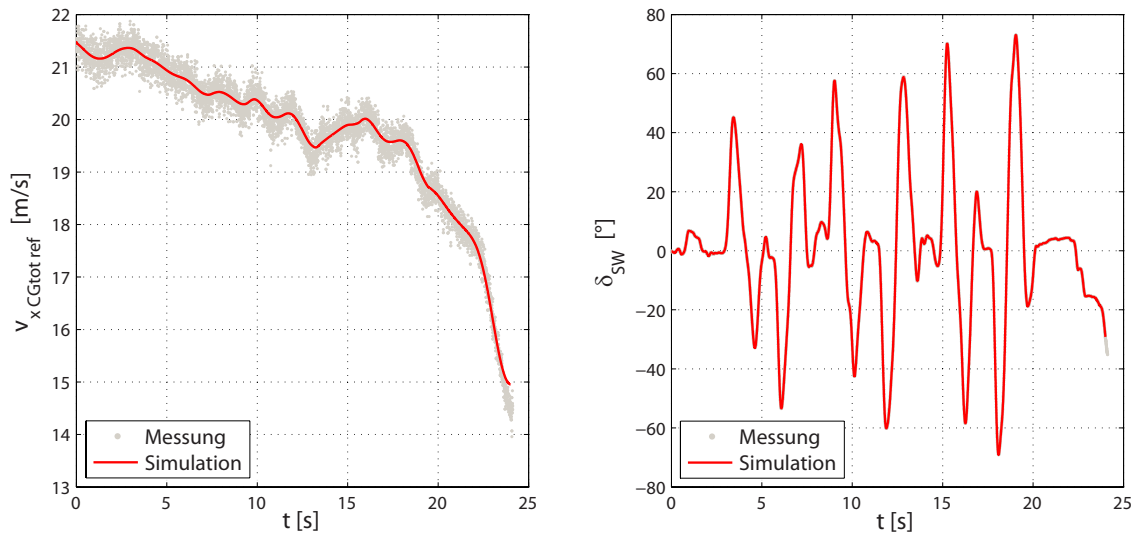


Abbildung 2.12.: Transiente Manöverinputs

In Abbildung 2.13 sind die zur Beurteilung der Fahrdynamik wichtigen Verläufe von Schwimmwinkel und Gierrate dargestellt. Man erkennt eine gute Übereinstimmung bei der Verläufe mit den Messdaten. Sowohl Amplituden als auch Frequenz der Ausschläge stimmen gut überein.

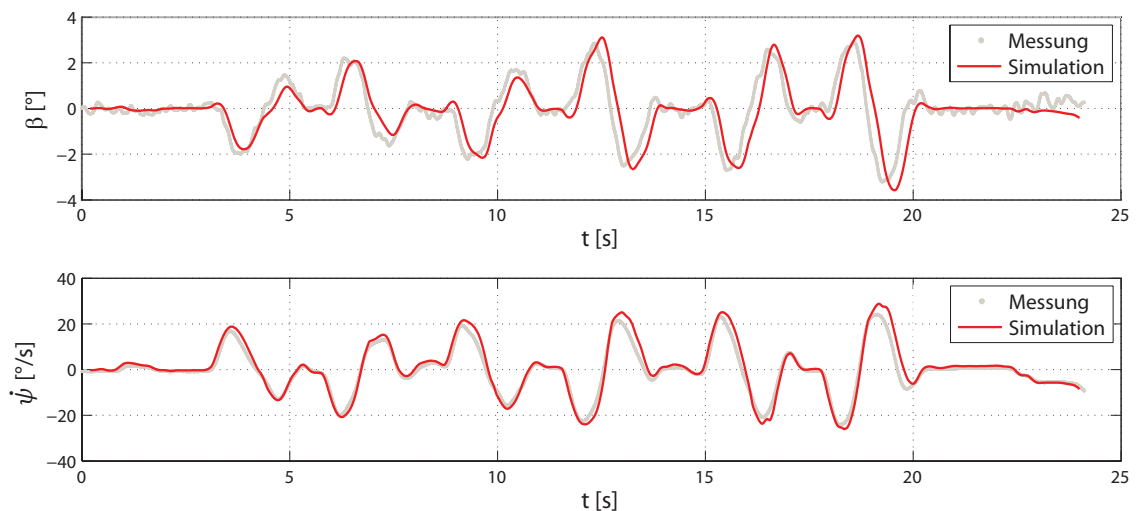


Abbildung 2.13.: Schwimmwinkel und Gierrate für das transiente Manöver

2.2.3. Schlagleistenüberfahrt

Im Folgenden wird das vertikale Schwingverhalten des Aufbaus und der ungefederten Massen analysiert. Dabei stellen die Aufbaubeschleunigungen sowie die Beschleunigungen der ungefederten Massen in vertikaler Richtung wichtige Bewertungsgrößen dar [25], [4]. In Abbildung 2.14 ist das Vertikalprofil der Fahrbahn dargestellt. Bei diesem Manöver werden zwei Schlagleisten unterschiedlicher Länge mit einer Höhe von $z_0 = 27 \text{ mm}$ mit annähernd konstanter Geschwindigkeit von $v \approx 40 \text{ km/h}$ überfahren.

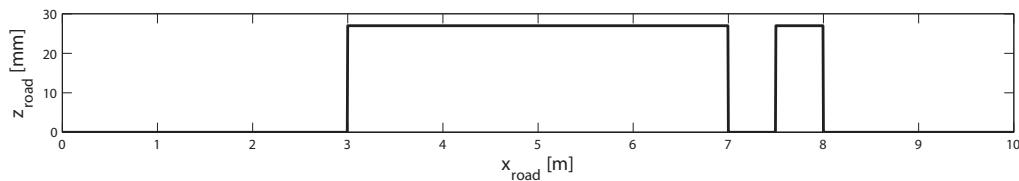


Abbildung 2.14.: z-Profil der Fahrbahn

In Abbildung 2.15 sind die Radbeschleunigungen des vorderen linken und des hinteren rechten Rades aus Messung und Simulation gegenübergestellt. Man erkennt deutlich, dass für das vordere Rad die Anzahl und die Höhe der Ausschläge der Beschleunigung sehr gut übereinstimmen.

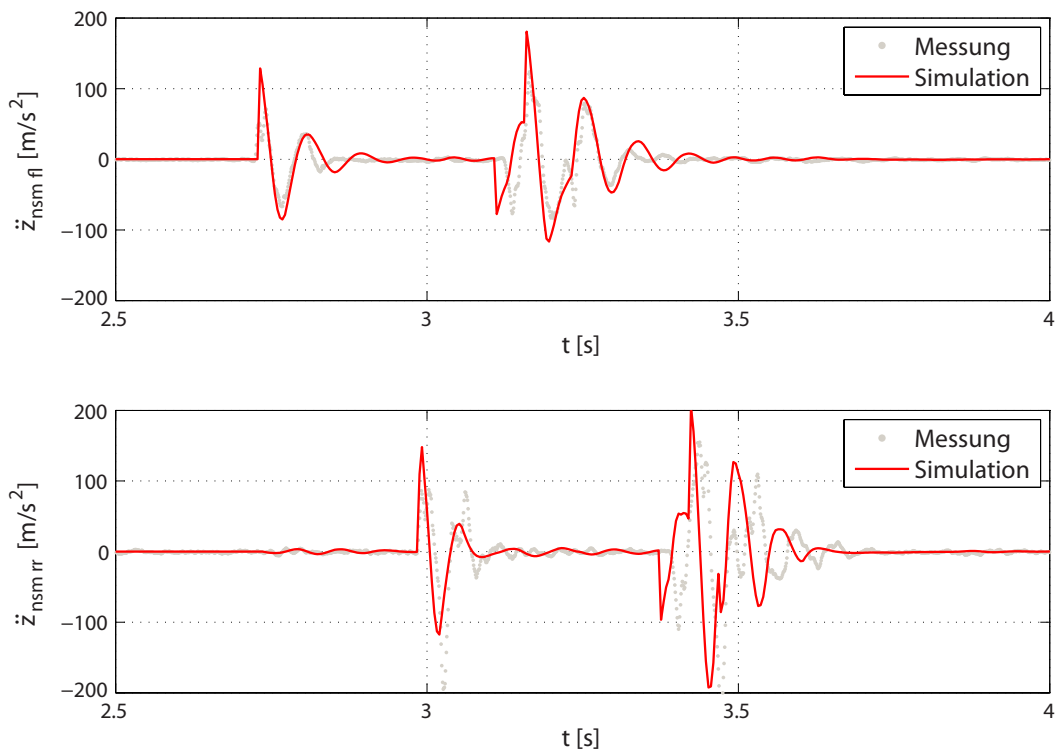


Abbildung 2.15.: Radbeschleunigungen vorne links und hinten rechts

Das hintere Rad erreicht in der Simulation für den zweiten und dritten Ausschlag in der Beschleunigung wesentlich geringere Werte. Dies kann durch das verwendete lineare vertikale Reifenmodell oder durch die unbekannte Dämpferkennlinie begründet sein. Außerdem werden Domlagersteifigkeiten sowie andere elastokinematische Steifigkeiten in vertikaler Richtung nicht berücksichtigt. Da jedoch der Verlauf generell gut abgebildet wird, ist die Genauigkeit dennoch akzeptabel.

Abbildung 2.16 zeigt die Aufbaubeschleunigungen über der Vorderachse bzw. der Hinterachse. Auch hier ist eine sehr gute Übereinstimmung an der Vorderachse erkennbar. An der Hinterachse sind die Werte tendenziell zu hoch, jedoch stimmt die Phasenlage gut überein. Auch hier lässt sich die Abweichung auf die unbekannte Dämpferkennlinie zurückführen. Da aber auch hier der Verlauf der Beschleunigungen gut übereinstimmt wird diese Abweichung akzeptiert.

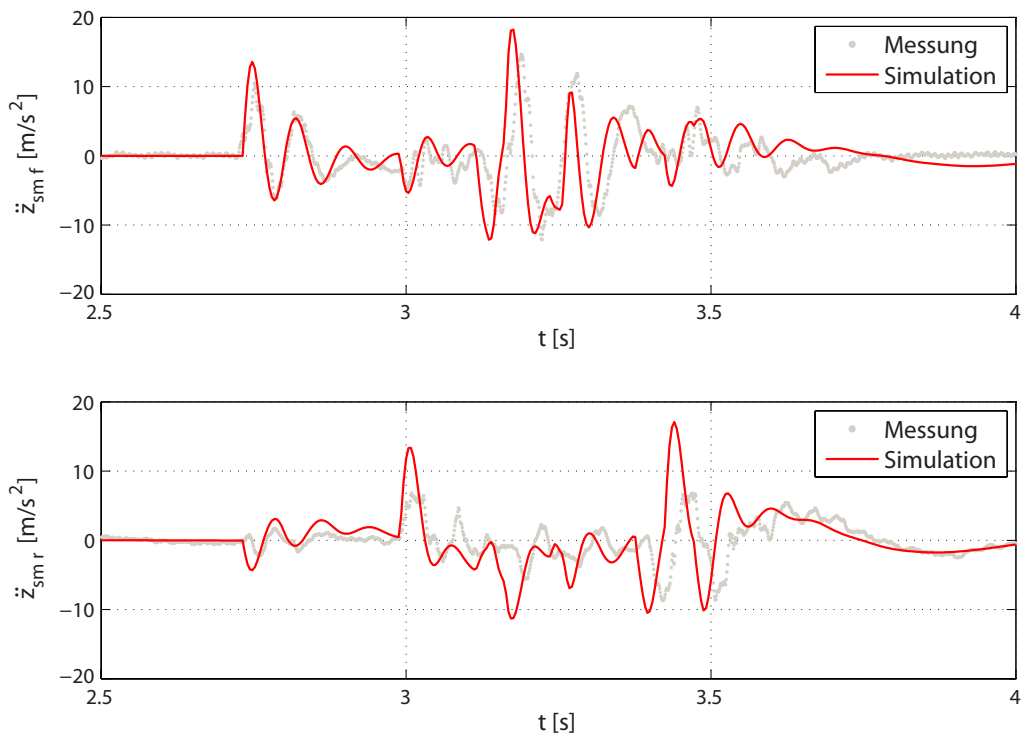


Abbildung 2.16.: Aufbaubeschleunigungen an Vorder- und Hinterachse

2.2.4. Schlussfolgerung Modellbildung und Validierung

Das Fahrzeugmodell, welches in Kapitel 2.1.4 vorgestellt wird, wurde mit den Fahrzeugdaten des institutseigenen Opel Combo CNG parametrisiert. Dabei konnte für den Großteil der Parameter auf gemessene Werte zurückgegriffen werden.

Mit diesem parametrisierten Fahrzeugmodell wurden schließlich Manöver von Messfahrten simuliert, welche den Messdaten gegenübergestellt werden. Damit können einerseits weitere Parameter identifiziert werden [25] und andererseits kann das Fahrzeugmodell mit hinreichender Genauigkeit validiert werden.

Ausgehend von diesem validierten Fahrzeugmodell können weitere Untersuchungen durchgeführt werden. So können die Einflüsse von alternativen Systemen oder Komponenten untersucht werden. In Kapitel 6 wird zum Beispiel die konventionelle Zahnstangen Lenkung durch das in Kapitel 3 beschriebene Aktuatormodell ersetzt. Ein Torque-Vectoring System wurde in [2] eingeführt. Es können auch Parametervariationsrechnungen durchgeführt werden, um beispielsweise den Einfluss von erhöhten ungefederten Radmassen zu berücksichtigen [4]

3. Aktuatormodell

Die Ziele der Arbeit umfassen unter anderem die Ermittlung des Energiebedarfs, die Identifikation von Systemparametern und die Analyse des Fahrverhaltens des Fahrzeuges im Fehlerfall des SbW-Lenkungsaktuators. Dazu ist ein detailliertes Aktuatormodell erforderlich, welches die entsprechenden Effekte wie Reibung, Einfluss der Kinematik, etc. berücksichtigt.

Das Aktuatormodell wird samt der Aufhängungskinematik in Dymola® aufgebaut. Durch die Anwendung von Dymola® ist eine einfache Abbildung der kinematischen Zusammenhänge der einzelnen Komponenten der Radaufhängung möglich, da die Bewegungsgleichungen sowie andere physikalische Zusammenhänge durch die in Dymola® definierten Blöcke, welche auf der Syntax von Modellica® basieren, bereits implementiert sind. Durch Verknüpfung dieser Blöcke in geeigneter Form kann das gewünschte Aktuatormodell des SbW-Federbeins erstellt werden. Auch Reibungseffekte sind in entsprechenden Standardblöcken bereits abgebildet und müssen lediglich parametrisiert werden. Da Modellica® ein multiphysikalisches Tool darstellt, welches die Energiebilanzen der einzelnen Bauteile als Grundlage hat, ist eine einfache Koppelung von Komponenten unterschiedlicher physikalischer Natur in einfacher Weise möglich [27]. So können beispielsweise Mehrkörpersysteme mit elektrischen Komponenten gekoppelt werden.

Mittels Koppelung zwischen Matlab/Simulink® und Dymola® kann dieses Komponentenmodell der Lenkung in das Vollfahrzeugmodell integriert und eine Co-Simulation durchgeführt werden, was in Kapitel 3.3 genauer erläutert wird.

Aufgrund der verschiedenen Anforderungen bzgl. der Untersuchungen werden Modelle mit unterschiedlichem Detaillierungsgrad erstellt. So wird für die Untersuchungen zur Steifigkeit des Lenkungssystems dessen Übertragungsverhalten benötigt, welches durch ein linearisiertes Modell erhalten werden kann. Bei der Ermittlung des Energiebedarfs spielt die Reibung im Aktuator eine wichtige Rolle, weshalb diese in der Modellbildung des Aktuators berücksichtigt werden muss. Die Reibung kann sowohl positiven als auch negativen Einfluss haben, da einerseits ein geringerer Haltestrom benötigt wird, andererseits die Reibung der gewünschten Bewegung entgegenwirkt.

Bei Berücksichtigung der Reibung im Aktuator ist eine sehr kleine oder variable Schrittweite für den verwendeten Integrator erforderlich, speziell bei oszillierenden Bewegungen mit kleiner Amplitude und damit einer häufigen Umkehr der Bewegungsrichtung bzw. der Richtung der Reibungskraft. Zur Gewährleistung der Echtzeitfähigkeit des Fahrzeugmodells ist dieses jedoch für eine konstante Integrationsschrittweite aufgebaut. Die Dauer dieser Schrittweite liegt im Bereich zwischen $\Delta t = 10^{-4} \text{ s}$ und $\Delta t = 4 \cdot 10^{-3} \text{ s}$. Bei kleinerer Schrittweite ist die Integration instabil und führt zu Schwingungen des Systems, bei größeren Werten ist der Integrationsfehler zu groß. Dadurch können die Reibungseffekte im Falle einer Co-Simulation nicht sinnvoll berücksichtigt werden.

Aus den genannten Gründen und zur Lösung der Aufgabenstellung wird eine alternative Vorgehensweise angewandt. In einem ersten Schritt werden dabei die auftretenden Radnabenkräfte, die Radeinfederung sowie der Lenkwinkel durch das Fahrzeugmodell ermittelt, welche in einem weiteren Schritt die Eingabegrößen des Aktuatoremodells darstellen (sequentielle Simulationen). Dabei muss kontrolliert werden, dass der Aktuator dem vorgegebenen Radlenkwinkel mit hinreichender Genauigkeit folgt. Die Rückwirkungen auf das Fahrzeug werden in diesem Fall allerdings nicht berücksichtigt.

Diese Rückwirkungen sind der entscheidende Faktor bei der Untersuchung des Fail-Safe-Verhaltens. Deshalb werden die Reibungseinflüsse im komplexen Aktuatoremodell vernachlässigt, um das so erhaltene Modell für die Co-Simulation mit dem Fahrzeugmodell verwenden zu können. Da in diesem Fall in erster Linie die Rückwirkungen auf das Fahrzeugverhalten von Interesse sind, ist diese Vereinfachung zulässig, solange die Aktuatordynamik nicht verfälscht wird.

Im Nachfolgenden wird zuerst die ausgeführte Konstruktion sowie der Kraftfluss näher beschrieben. Darauf basierend werden die Aktuatoremodelle und die Koppelung im Falle der Co-Simulation erläutert.

3.1. Funktion des Aktuators

Die untersuchte Konstruktion des elektrischen Einzelradlenkungssystems basiert auf einer konventionellen McPherson Radaufhängung, welche in Abbildung 3.1 dargestellt ist. Zur Führung des Rades dienen dabei der untere Querlenker, das Federbein, welches im Domlager gelagert ist sowie die Spurstange, welche durch das Lenkgetriebe verschiebbar ist.



Abbildung 3.1.: McPherson Radaufhängung [20]

Bei der modifizierten Variante entfallen Spurstange und Lenkgetriebe des konventionellen Systems. Die Führung des Rades wird somit ausschließlich vom unteren Querlenker und Federbein übernommen. Das Federbein wird dabei zusätzlich zur Biege- und Querkraftbelastung auch noch der Torsion durch das Lenkmoment ausgesetzt. Dieses Steer-by-Wire Federbein muss anstatt der Spurstange die Drehung für die Lenkbewegung einleiten.

In Abbildung 3.2 ist die ausgeführte Konstruktion des SbW-Federbeins zu sehen. Eine detaillierte Beschreibung ist in [10] ausgeführt. Es sind die Hauptbauteile bzw. funktional wichtigen Bauteile bezeichnet. Weiters ist der Fluss des Lenkmomentes in rot eingezeichnet. Neben den Komponenten eines konventionellen Federbeins (Feder, Dämpfer, Domlager, Zusatzfeder, Anbindung zum Radträger) enthält es auch die Komponenten, welche für die Lenkbewegung verantwortlich sind.

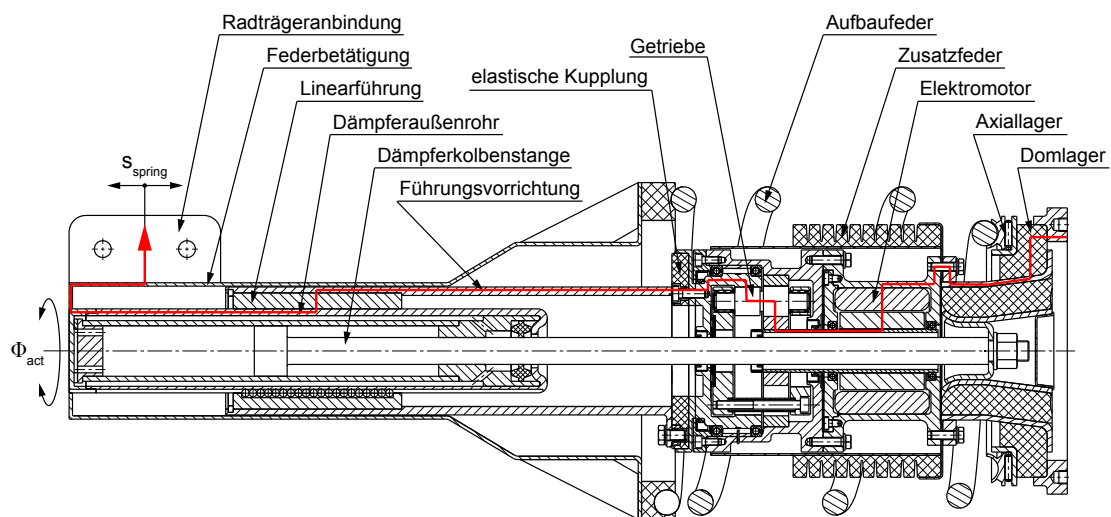


Abbildung 3.2.: Ausgeführte Aktuator-Konstruktion [10]

Der Elektromotor bringt dabei das Drehmoment für die Lenkbewegung auf und leitet dieses an das Getriebe weiter. Das Getriebe hat eine Übersetzung von $i = 50$, wodurch das Moment entsprechend gesteigert wird. In der dargestellten Konstruktion ist ein Wolfrum-Planetengeräte eingezeichnet. Aufgrund des beschränkten Bauraumes wird jedoch stattdessen ein Harmonic Drive Getriebe [17] verwendet, welches eine geringere Bauhöhe aufweist. Die Typbezeichnung des verwendeten Getriebes ist *CSD40—50—2A-GR—BB*, welches eine Übersetzung von $i = 50$ bei einer Bauhöhe von $h = 27\text{mm}$ hat. In Abbildung 3.3 ist ein Harmonic Drive Getriebe abgebildet. Der Antrieb erfolgt über den Wave Generator, der Abtrieb über die Flexspline und die Drehmomentabstützung findet über das Hohlräder statt. Das Drehmoment vom Getriebehohlräder wird über den Stator des Motors und weiter über das Domlager am Chassis abgestützt.

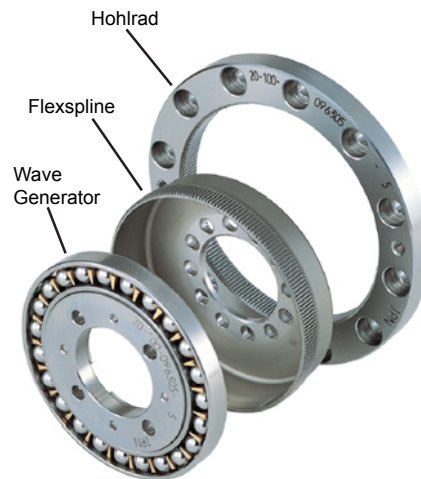


Abbildung 3.3.: Harmonic Drive Getriebe [16]

Von der Getriebeabtriebsseite wird das Moment über eine möglichst drehsteife, elastische Kupplung (Hardy-Kupplung) an eine Hohlwelle (Führungsvorrichtung) weitergeleitet, welche das Linearführungselement fixiert. Das Dämpferraußenrohr enthält an seiner Außenfläche Längsnuten, in welchen die Kugeln des Linearführungselementes laufen. Somit kann das Drehmoment von der Hohlwelle über das Linearführungselement zum Dämpferraußenrohr weitergeleitet werden.

Das Dämpferraußenrohr ist mit einer weiteren Hohlwelle (Federbetätigung) fest verbunden, über welche der Verbund zum Radträger hergestellt wird. Diese Hohlwelle dient außerdem zur Aktuierung der Aufbaufeder und ggf. der Zusatzfeder. Da durch die Drehung dieser Hohlwelle auch die Feder verdreht wird, ist an der Oberseite der Feder, beim Übergang zum Domlager, ein Axiallager eingebaut, um diese Verdrehung nicht zu behindern.

Das SbW-Federbein hat somit gleich dem konventionellen Federbein zwei Freiheitsgrade, die Einfederbewegung sowie die Drehbewegung für die Lenkung. Die Lenkbewegung wird jedoch im Unterschied zum konventionellen Federbein durch den integrierten Elektromotor geregelt und nicht durch die am Radträger befestigte Spurstange. Das gesamte Achssystem hat somit lediglich drei Anbindungspunkte zum Chassis, zwei durch den Querlenker und die Lagerung des Federbeins durch das Domlager.

3.2. Aufbau des Aktuormodells

Das Modell, welches in Dymola® aufgebaut wird, besteht im Wesentlichen aus drei Komponenten, der Aufhängungskinematik, dem elektro-mechanischen Aktuormodell sowie dessen Regler. In Abbildung 3.4 sind diese Module sowie deren Eingangs- und Ausgangsgrößen dargestellt.

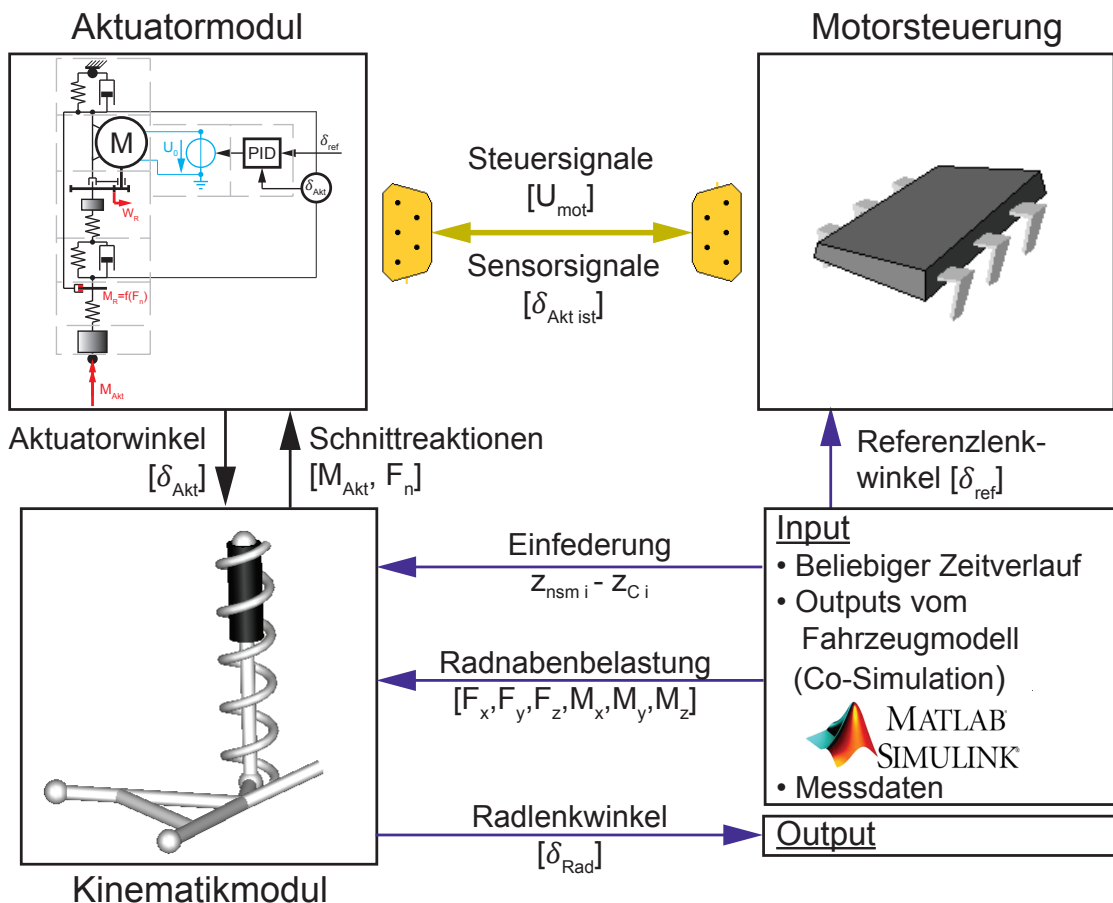


Abbildung 3.4.: Module des Aktuormodells

Die Inputgenerierung kann auf verschiedene Weise erfolgen. So können neben definierten Zeitverläufen der entsprechenden Größen auch Daten, welche mit dem Fahrzeugmodell erzeugt werden, als Inputs dienen. Im Falle der Co-Simulation erfolgt die Generierung der Inputs und die Rückgabe der Werte vom Aktuator an das Fahrzeugmodell simultan. Alternativ können auch vorliegende Messdaten als Inputs für das Aktuormodell verwendet werden, welche zum Beispiel mittels Messfelge gemessen wurden.

Die einzelnen Module werden in den folgenden Kapiteln beschrieben.

3.2.1. Kinematikmodul

Dieses Modul bildet Querlenker, Radträger und Federbein ab. Radträger und Radnabe werden dabei als ein Teil betrachtet, der Freiheitsgrad der Drehung der Radnabe im Radträger ist somit nicht vorhanden. Der Querlenker ist durch ein Drehgelenk am Chassis montiert und besteht aus zwei Lenkerstreben. Die Drehachse des Drehgelenks ist durch die beiden Anbindungspunkte des Dreieckslenkers am Chassis definiert. In Abbildung 3.5 sind die Komponenten dargestellt, wobei in rot die Dreh- bzw. Kugelgelenke eingezeichnet sind.

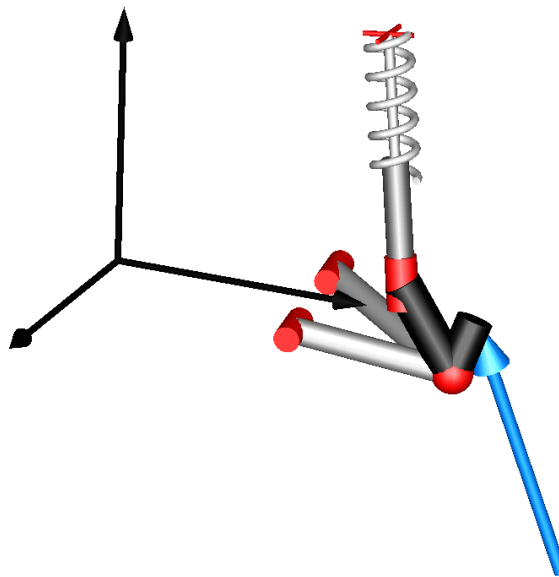


Abbildung 3.5.: Kinematik der Radaufhängung

Radträger und Querlenker sind weiters über ein Kugelgelenk verbunden, wie dies auch in der realen Radaufhängung der Fall ist. Das Federbein ist über ein ideales Dreh-/Schubgelenk dargestellt, welches einerseits am Radträger fixiert ist und andererseits durch ein Kardangelenk, welches das Domlager repräsentiert, am Chassis montiert ist.

Das Dreh-/Schubgelenk hat somit zwei Freiheitsgrade, die Verschiebung in Achsrichtung, welche der Federbewegung entspricht, und die Drehbewegung um die Achse, welche die Lenkbewegung erlaubt. Durch die Abbildung des Domlagers als Kardangelenks kann das Lenkmoment in das Chassis weitergeleitet werden.

Wie erwähnt, repräsentiert die Verschiebung des Dreh-/Schubgelenks die Federbewegung, welche einen fixen Zusammenhang mit der vertikalen Radbewegung über ein im Allgemeinen variables Übersetzungsverhältnis hat. Diese Bewegung kann durch Kraft-Kinematik-Komponenten (Feder, Dämpfer, etc.) beschrieben oder aber durch Vorgabe einer Verschiebung definiert werden. Letzteres ermöglicht beispielsweise die Vorgabe der Radeinfederung im Aktuatoremodell anhand des im Fahrzeugmodell ermittelten Wertes.

Die Drehbewegung wird schließlich durch ein im Kapitel 3.2.2 dargestelltes Modell des SbW-Federbeins beschrieben. Diese Drehbewegung wird im Wesentlichen durch das Drehmoment um die Achse des Dreh-/Schubgelenks bestimmt. Allerdings haben auch Querkräfte, welche in weiterer Folge zu Reibmomenten führen, Einfluss auf die Drehbewegung.

Das Kinematikmodul bildet also die nicht-linearen Zusammenhänge, welche durch die Aufhängungskinematik entstehen, ab und gibt die Schnittkräfte und -momente an das eigentliche Aktuatoremodell weiter. Außerdem werden in Abhängigkeit der Reibung die Querkräfte im Dämpfer berechnet, welche in weiterer Folge für die Berechnung der Reibung benötigt werden.

3.2.2. Aktuatoremodul

Das Aktuatoremodul ist zwischen Domlager und Radträger eingebaut und besitzt, als abgeschlossenes Gesamtsystem gesehen, einen Drehfreiheitsgrad. Es ist im Wesentlichen durch die Trägheiten, Steifigkeiten und Dämpfungen der einzelnen Komponenten beschrieben. In Abbildung 3.6 ist der schematische Aufbau des Modells im Aktuatoremodul ersichtlich. Dabei sind die Komponenten durch die gestrichelten grauen Linien abgegrenzt.

Das Modell besteht aus Domlager, Elektromotor inkl. Trägheiten von Stator und Rotor, Getriebe mit entsprechender Steifigkeit, Reibung und Trägheit der Zahnräder, Elastischer Kupplung, Führungsvorrichtung inkl. Dämpferreibung und Steifigkeit sowie dem Drehwinkelsensor. Außerdem inkludiert ist die Trägheit der ungedeckelten Massen, welche gelenkt werden müssen. Diese stellen das Gros der Trägheitsanteile dar.

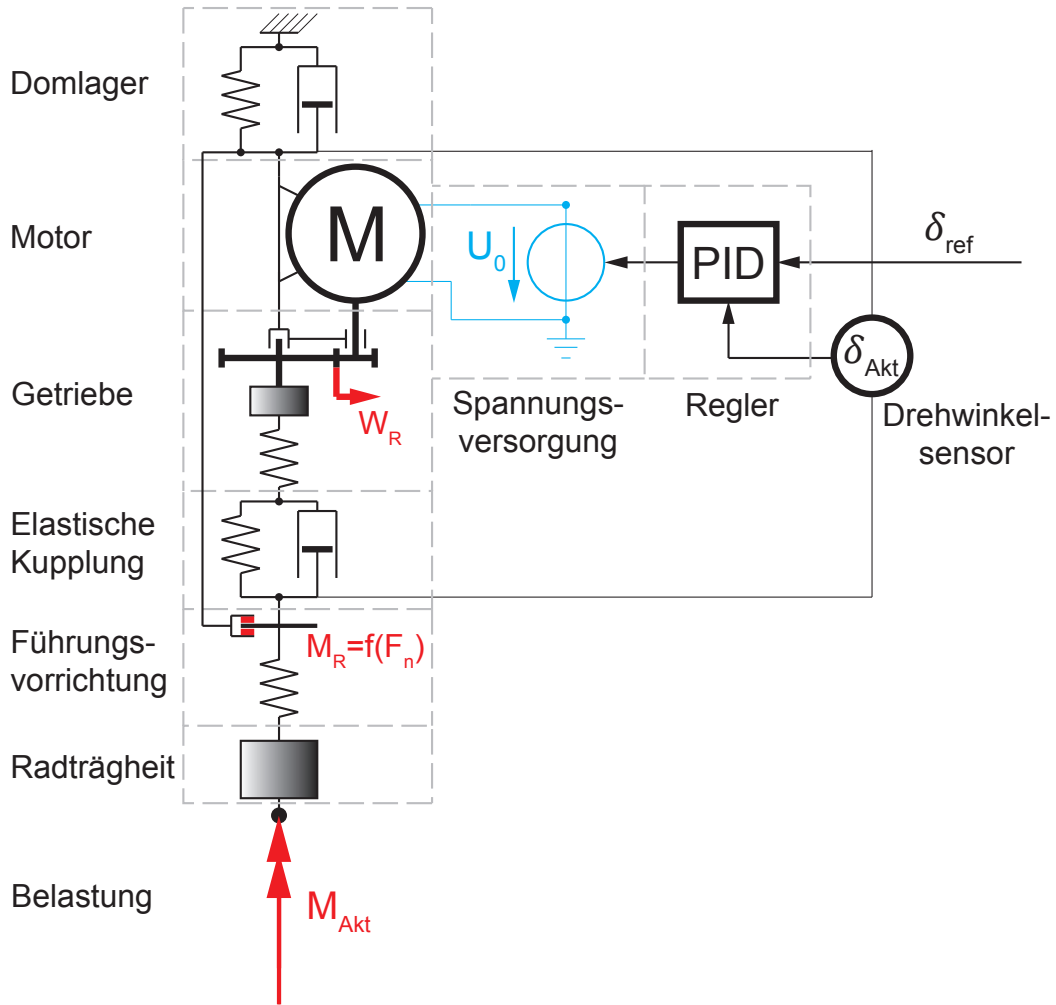


Abbildung 3.6.: Schematische Darstellung des Aktuatoremodells

Die Getriebereibung ist geschwindigkeitsabhängig abgebildet, jedoch unabhängig von der Last. Die Parametrierung der Getriebereibung erfolgt dabei durch die Messdaten des Herstellers lt. [17] und [18]. Die Dämpferreibung ist sowohl geschwindigkeitsabhängig als auch lastabhängig abgebildet. Dabei werden die Querkräfte am Dämpferkolben sowie an der Kolbenstangenführung in Abhängigkeit von der Federposition berechnet. Die Belastung wird dabei durch den Radträger eingeleitet und durch das Domlager an das Chassis abgeführt. Das Reibmoment ist nach Gleichung (3.2) definiert.

$$M_{R \text{ Damper}} = r_{Piston} \cdot F_{N \text{ Piston}} \cdot \mu_{Piston} (\dot{\delta}_{act} \cdot r_{Piston}) + r_{Rod} \cdot F_{N \text{ Rod}} \cdot \mu_{Rod} (\dot{\delta}_{act} \cdot r_{Rod}) \quad (3.1)$$

$$F_{N \ j} = \sqrt{F_{u \ j}^2 + F_{v \ j}^2} \quad (3.2)$$

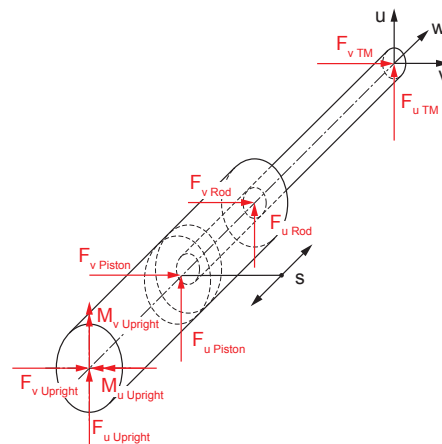


Abbildung 3.7.: Kräfteschaubild des Dämpfers

3.2.3. Aktuatorregler

Der Regler des Aktuators ist als PID-Regler ausgeführt. Die Regelabweichung wird durch den aktuellen Aktuatorwinkel und den gewünschten Radlenkwinkel berechnet. Dabei ist zu berücksichtigen, dass der gemessene Aktuatorlenkwinkel im Allgemeinen nicht dem tatsächlichen Radlenkwinkel entspricht.

Diese Abweichung, aufgrund der Kinematik, ist jedoch bekannt und kann somit Berücksichtigung finden. In Abbildung 3.8 ist die Differenz zwischen Radlenkwinkel und Aktuatorwinkel in Abhängigkeit von Einfederweg und Aktuatorlenkwinkel dargestellt.

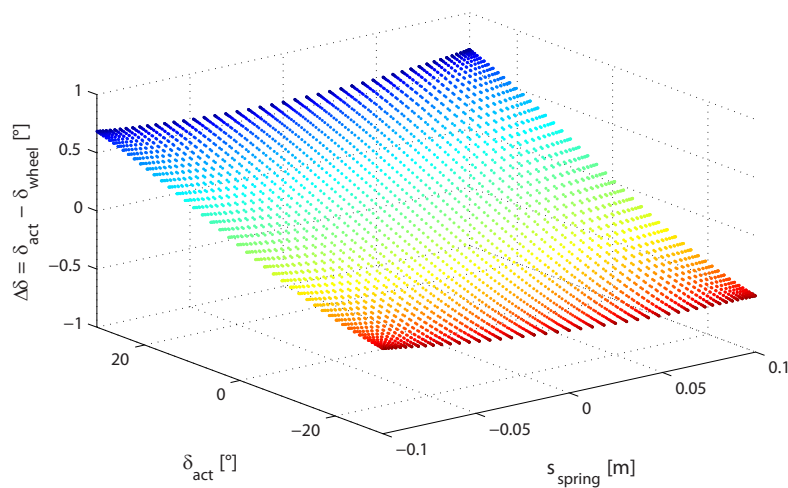


Abbildung 3.8.: Differenz zwischen Aktuatorwinkel und Radlenkwinkel

3.3. Co-Simulation

In Abbildung 3.9 ist der Informationsfluss zwischen Vollfahrzeugmodell und Aktuormodell dargestellt. Bei Durchführung einer Co-Simulation werden die im Vollfahrzeugmodell berechneten Radnabenkräfte und -momente auf den Radträger im Aktuormodell aufgebracht. Weiters ist die Vertikaleinfederung des Rades relativ zum Aufbau im Vollfahrzeugmodell die Eingabegröße für die Federauslenkung. Da im Fahrzeugmodell die absolute vertikale Auslenkung des Rades berechnet wird, im Aktuormodell jedoch die Federauslenkung benötigt wird, wird jeweils das variable Übersetzungsverhältnis mitberechnet, um die Abweichung der Radnabenbewegung durch die Kinematik auszugleichen.

Als Regelgröße für den Regler des Lenksystems wird der aktuell gewünschte Radlenkwinkel vom Vollfahrzeugmodell übergeben, welcher mit dem aktuell gemessenen Aktuatorlenkwinkel unter Berücksichtigung der Kinematik die Regelabweichung ergibt.

Als Rückgabegröße vom Aktuormodell an das Vollfahrzeugmodell dient schließlich der tatsächliche Radlenkwinkel. Es können auch weitere Größen rückgeführt werden, sowohl „statische“, welche lediglich als Auswertegrößen dienen, als auch „dynamische“, welche direkten Einfluss auf das Fahrverhalten des Fahrzeuges haben. Bei den durchgeführten Untersuchungen ist der Radlenkwinkel die einzige „dynamische“ Größe, wohingegen mehrere „statische“ Größen rückgegeben werden, wie die elektrische Leistung, das Moment des Elektromotors, Strom und Spannung am Motor, etc.

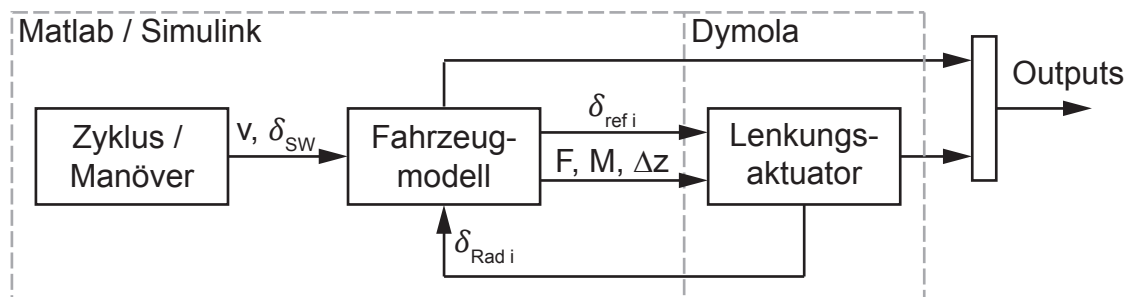


Abbildung 3.9.: Signalfluss bei Co-Simulation

4. Identifikation von Systemparametern des Lenkungsaktuator

Das untersuchte SbW-Einzelradlenksystem basiert auf einer modifizierten McPherson Radaufhängung, welche eine neuartige Fahrwerksstruktur darstellt. Dadurch werden die Belastungen auf die Radaufhängung verändert.

Im Gegensatz zu einer konventionellen McPherson Radaufhängung wird das Federbein um seine Achse tordiert. Diese Belastung bedurfte bisher keiner Berücksichtigung. So wurde beispielsweise das Domlager bzgl. Fahrzeugkomfort in vertikaler Richtung ausgelegt. Die Verdrehsteifigkeit ergab sich durch die Materialkennwerte, Konstruktion, etc.

Im Falle der präsentierten Konstruktion kann die Verdrehsteifigkeit des Domlager jedoch einen erheblichen Einfluss auf das Fahrverhalten des Fahrzeuges haben. Aus diesem Grund wird in Kapitel 4.1 eine Parametervariation von Steifigkeiten und Dämpfungsraten durchgeführt. Weiters findet ein Vergleich mit herkömmlichen Lenksystemen statt.

Bei der Grundausslegung des Aktuators wurde ein statischer Lastfall für die Abschätzung der elektrischen Leistung des Aktuators herangezogen [10]. Um den maximalen Energiebedarf für ein transientes Manöver abzuschätzen, werden für einen doppelten Spurwechsel mittels Vollfahrzeugmodell die Radnabenkräfte ermittelt, welche als Belastung für den Aktuator dienen. Dadurch kann mit dem detaillierten Aktuatormodell die benötigte Leistung ermittelt werden.

Dieses Kapitel soll die Konstruktion des Aktuators unterstützen und Anhaltswerte für Steifigkeiten und Dämpfungen von Aktuatorkomponenten liefern sowie die benötigte elektrische Leistung im dynamischen Fall abschätzen. Mit letzterer kann man auf Motormoment und -drehzahl sowie auf die Getriebeübersetzung rückschließen und damit auf die Dimension und den Bauraumbedarf von Elektromotor und Getriebe.

4.1. Lenkungssteifigkeit

4.1.1. Ausgangssituation und Problemstellung

In diesem Kapitel wird auf die Steifigkeit bzw. Dämpfung der Lenkung eingegangen, welche einen erheblichen Einfluss auf das Ansprechverhalten und die Präzision der Lenkung haben. Außerdem wird die Stabilität des Fahrzeuges durch die Steifigkeit und Dämpfung des Lenksystems beeinflusst [13].

Konventionelle Zahnstangenlenkungen, wie sie in einem Großteil der Personenkraftwagen heutzutage verbaut werden, leiten vom Radträger das Lenkmoment über das Lenkgetriebe und die Lenksäule zum Lenkrad. Bei dem untersuchten System werden die Lenkmomente ebenfalls vom Radträger weitergeben, in diesem Fall jedoch an das Federbein und von diesem an den Aufbau.

Jedoch haben nicht nur die Komponenten, welche explizit für die Lenkbewegung verantwortlich sind, einen Einfluss auf die Lenkelastizität, sondern auch Reifen, Felge, Radträger, Querlenker bzw. deren Lagerung und das Federbein im Falle einer McPherson-Aufhängung. Die Lagerung der Querlenker ist meist durch Elastomerlager realisiert. Ebenso die Anbindung des Federbeins am Chassis, dem sogenannten Domlager. Außerdem erfährt das Federbein im Falle einer McPherson-Aufhängung bzw. einer modifizierten McPherson-Aufhängung, wie der hier untersuchten, eine erhebliche Biegung, wodurch ebenfalls die effektive Radstellung verändert wird.

Bei konventionellen Lenkungen müssen diese Abweichungen und Verformungen vom Fahrer ausgeglichen werden. Das Ansprechverhalten ist nur bedingt veränderbar. Die mechanische Kette eines konventionellen Systems ist zudem durch die oben genannten Komponenten sehr lang.

Das vorliegende Einzelradlenkungssystem führt, wie bereits erwähnt, das Lenkmoment von Radträger über das Federbein und Domlager zum Chassis. Die Anzahl der beteiligten Komponenten ist somit wesentlich reduziert. Jedoch ist das Domlager in den Kraftfluss eingebunden. Das Domlager ist üblicherweise aus Komfortgründen bzgl. der Vertikaldynamik als Gummilager ausgeführt. Dies beeinflusst somit wesentlich die Steifigkeit des modifizierten Lenkungssystems.

Durch den im Aktuator inkludierten Drehwinkelsensor (siehe Abbildung 3.4), welcher die aktuelle Stellung des Aktuators ermittelt, wird die Verdrehung des Domlagers nicht ge-

messen, wodurch diese Abweichung, ähnlich dem konventionellen Lenkungssystem, vom Fahrer ausgeglichen werden muss. Das Ansprechverhalten kann jedoch durch Veränderung der Reglerparameter sehr wohl verändert werden.

Im Nachfolgenden ist zuerst das Übertragungsverhalten des linearisierten Lenkungsaktuators dargestellt. In weiterer Folge wird in Kapitel 4.1.3 ein Vergleich zu konventionellen Systemen gemacht und Schlussfolgerungen daraus gezogen.

4.1.2. Übertragungsverhalten

Wie im Prinzipschaubild des Lenkungsaktuators in Abbildung 3.4 ersichtlich, besteht der Aktuator im Wesentlichen aus einer Serienschaltung von Federn und Dämpfern. Das oberste Feder/Dämpfer Element stellt dabei das Domlager dar. Dessen Verdrehung wird nicht durch den Drehwinkelsensor erfasst.

Als Getriebe wird ein Harmonic Drive Getriebe verwendet, welches bei geringem Platzbedarf eine hohe Übersetzung aufweist [17]. Dadurch ist die Getriebesteifigkeit durch den Hersteller festgelegt und kann den entsprechenden Datenblättern lt. [18] entnommen werden.

Um das Getriebe und den Motor weitgehend frei von Kräften und Biegemomenten zu halten, ist in die Konstruktion eine elastische Kupplung zwischen Getriebeausgang und Führungselement eingebaut. Dieses Element muss in Achsrichtung entsprechend weich sein um Biegemomente ausgleichen zu können. Durch die Querkräfte, welche vom Radträger in das Federbein eingeleitet werden, verformt sich die Dämpferkolbenstange. Damit diese Verformungen keine Klemmung oder Zerstörung des Getriebes bzw. des Motors zur Folge haben, ist ebenfalls eine weiche Struktur in Achsrichtung des Kupplungselementes erforderlich.

Da über diese elastische Kupplung auch die Lenkungsmomente geführt werden, ist in Umfangsrichtung, also bei Torsionsbelastung, ein steifes Verhalten wünschenswert, um die Lenkungselastizität gering zu halten. Aus diesem Grund wird eine Hardy-Kupplung in der Konstruktion vorgesehen.

Die unterste Feder in Abbildung 3.4 stellt schließlich die Verformung von Führungselement und Dämpferaußenrohr dar. Da diese Komponenten aus Stahl sind, wodurch ein hoher Elastizitätsmodul bzw. Schubmodul bedingt ist, und der relativ große Durchmesser ein hohes polares Flächenträgheitsmoment bewirkt, ist diese Steifigkeit hoch im Vergleich zu

jenen der restlichen Komponenten. Vereinfacht man das Führungselement und das Dämpferaußenrohr zu Zylindern kann die Steifigkeit dieser Komponenten nach Gleichung (4.1) berechnet werden. Sie verändert sich entsprechend dem Einfederweg, was jedoch nicht berücksichtigt wird. Es gilt

$$c_{Tor} = \frac{T}{\Delta\Phi} = \frac{1}{\frac{1}{c_{guide}} + \frac{1}{c_{damper}}} = \frac{1}{\frac{L_{guide}}{G \cdot I_p \cdot guide} + \frac{L_{damper}(t)}{G \cdot I_p \cdot damper}}, \quad (4.1)$$

wobei c_{Tor} die Torsionssteifigkeit, T das Drehmoment und $\Delta\Phi$ den Verdrehwinkel bezeichnen. Repräsentieren die oben genannten Federn Komponenten aus Elastomeren, so sind den Federn noch Dämpfer parallel geschaltet um die Viskoelastizität abzubilden.

In Abbildung 4.1 ist das Übertragungsverhalten des Lenkungsaktuators abgebildet, welches mithilfe des linearisierten Aktuatormodells erhalten wird.

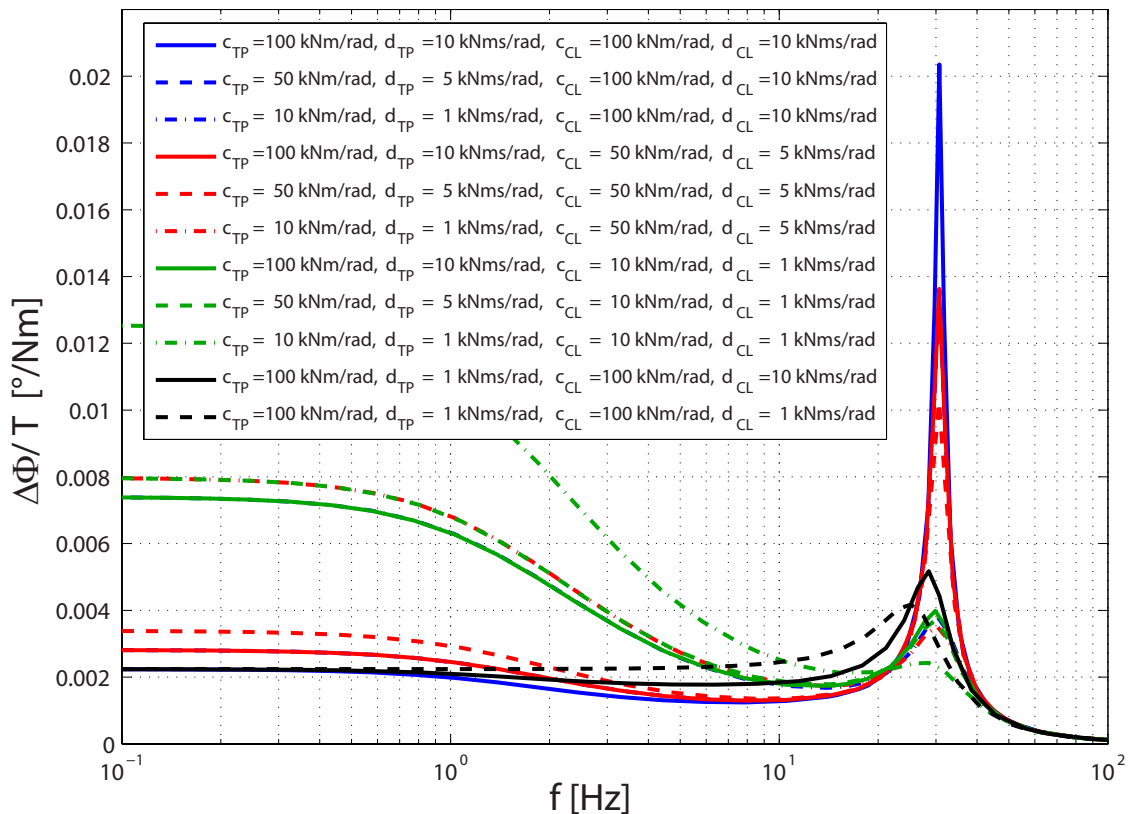


Abbildung 4.1.: Übertragungsverhalten des Lenkungsaktuators in Drehrichtung (c_{TM} = Steifigkeit des Domlagers, d_{TM} = Dämpfungsrate des Domlagers, c_{CL} = Steifigkeit der elastischen Kupplung, d_{CL} = Dämpfungsrate der elastischen Kupplung)

Dabei wird die Reibung vernachlässigt. Stator und Rotor des Elektromotors können sich nicht gegeneinander verdrehen. Es wird ein Drehmoment über den Radträger eingeleitet, und die Verdrehung des gesamten Aktuators gemessen. Es werden sowohl die Steifigkeit und die Dämpfung des Domlagers als auch jene der elastischen Kupplung variiert.

Für kleine Frequenzen, also bei quasistatischer Belastung, entspricht, aufgrund der Serienschaltung von Federn, die Auslenkung in etwa jener der schwächsten Feder. Mit steigender Frequenz schwächen die viskoelastischen Elemente die Auslenkung immer weiter ab, bis etwa $f = 30 \text{ Hz}$, wo eine Eigenfrequenz auftritt. Rund um diesen Bereich führen hohe Steifigkeiten gepaart mit hohen Dämpfungsraten zu einer großen Verdrehung des Aktuators. Wird hingegen das Dämpfungsmaß vermindert, sind trotz hoher Steifigkeit geringe Auslenkungen in diesem Bereich erzielbar.

Da eine Frequenz von $f = 30 \text{ Hz}$ bereits zu den höheren Frequenzbereichen der Fahrzeugschwingungen zählt, stellt diese erste Torsionseigenfrequenz kein Problem dar.

4.1.3. Vergleich mit konventionellen Lenkungen

In diesem Kapitel soll ein Vergleich der Steifigkeiten von konventionellen Lenkungen mit der elektrischen Einzelradlenkung gezogen werden. Dazu werden die Ausarbeitungen von Reimpell in [23] herangezogen und mit den Ergebnissen von Kapitel 4.1.2 verglichen.

Gegenüber dem konventionellen System bleiben beim Aufhängungssystem der elektrischen Einzelradlenkung nahezu alle Komponenten, welche zur Lenkungselastizität beitragen, sehr ähnlich. So sind Reifen und Felge ident. Auch der Radträger kann ähnlich ausgeführt werden, es fällt jedoch die Spurstangenanbindung weg, und damit ein Hebelarm, welcher zur Elastizität beiträgt. Querlenker bzw. dessen Lagerung können ebenfalls beibehalten werden. Die Anbindung des Federbeins am Radträger kann ähnlich ausgeführt werden und hat, aufgrund des größeren Durchmessers des Führungselements, keine Steifigkeitseinbußen zur Folge.

Das Federbein ist jedoch länger als jenes konventioneller Systeme. Dies betrifft vor allem die Kolbenstange des Dämpfers, welche dadurch eine erhöhte Durchbiegung erfährt. Zudem ist eine Schrägstellung der Feder zum Ausgleich der Wirkungslinie der Federkraft durch den beschränkten Platz und die Verdrehung der Feder um ihre Achse nicht möglich, wodurch die Biegung der Kolbenstange des Dämpfers dadurch nicht abgeschwächt werden kann.

Wie bereits beschrieben, wird das Lenkmoment über das Domlager geleitet, wodurch dieses unter Umständen einen erheblichen Einfluss auf die Gesamtsteifigkeit haben kann, wie später erläutert wird.

In Abbildung 4.2 ist die Kennlinie der Elastizität der Lenkung eines Ford Escort abgebildet, welche in [23] veröffentlicht wurde. Das Rad wird mit einem Drehmoment belastet und die entsprechende Vorspuränderung, welche dadurch hervorgerufen wird, gemessen. Dabei ist die Hysterese der Lenkung eindeutig zu erkennen. Zieht man den Mittelwert der Lenkungssteifigkeit heran, so ergibt sich eine Elastizität von etwa $0,012^\circ/Nm$.

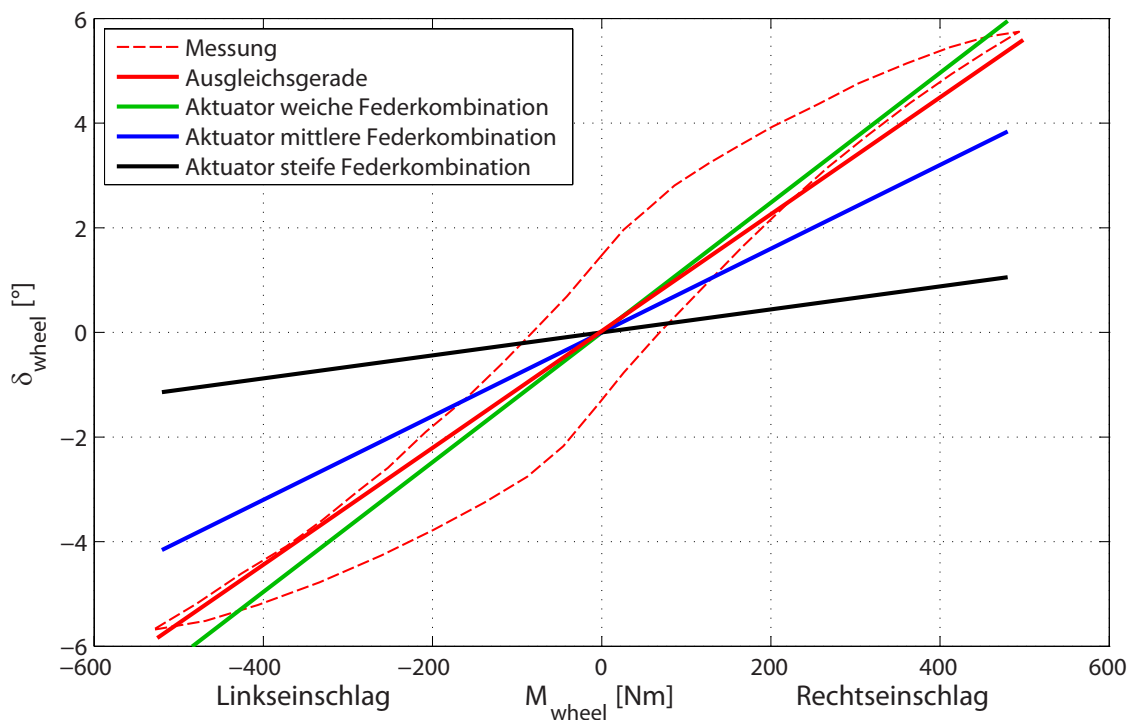


Abbildung 4.2.: Lenkungselastizität eines konventionellen PKW [23]

Vergleicht man diesen Wert mit den quasistatischen aus Abbildung 4.1 erkennt man, dass für die weichste Kombination der Einzelsteifigkeiten des Lenkungsaktuators die Werte in etwa gleich hoch sind. Bei Serienschaltungen dominiert die weichste Feder die Gesamtsteifigkeit. Hingegen stellt sich bei Parallelschaltung eine Summensteifigkeit ein, welche höher ist als die Steifigkeiten der Einzelfedern. Die Komponenten der Radaufhängung stellen eine mehrgliedrige Serien- und Parallelschaltung von Federn dar, welche zwischen Domlager und den Anbindungspunkten des Querlenkers liegen.

Die Steifigkeit des konventionellen Lenksystems verteilt sich auf die drei Lastpfade von Dreieckslenker und dessen Lagerung, Federbein und Spurstange mit Lenkgetriebe und Lenksäule. Diese drei Steifigkeiten addieren sich zu einer Gesamtsteifigkeit der konventionellen Lenkung, welche in Abbildung 4.2 als Referenz dient. Querlenker, Querlenkerlagerung sowie das Federbein bleiben auch bei der modifizierten Radaufhängung vorhanden. Lediglich das Lenksystem wird verändert und somit auch dessen Steifigkeit.

Da jedoch die Steifigkeit des Lenkungsaktuators schon mit der weichsten Kombination von Domlager und elastischer Kupplung in etwa jener des konventionellen Lenksystems entspricht, ist für die Gesamtsteifigkeit der modifizierten Radaufhängung ein höherer Wert zu erwarten. Somit kann das angestrebte Ziel, dass die Lenksteifigkeit in einem ähnlichen Bereich von jener eines konventionellen Lenksystems bzw. darüber liegt, erreicht werden.

In Abbildung 4.3 ist die Zunahme der quasistatischen Aktuatorsteifigkeit dargestellt, welche nicht linear, sondern degressiv ist. Sollte eine Erhöhung der Gesamtlenksteifigkeit gewünscht sein, lässt sich dies somit bereits mit geringer Erhöhung der Einzelsteifigkeiten der Elastomere erzielen. Die degressive Zunahme der Gesamtsteifigkeit ist durch den erhöhten Einfluss der konstant gehaltenen Steifigkeiten von Getriebe und Führungsvorrichtung zu begründen. Dieser degressive Anstieg der Steifigkeit ist insofern vorteilhaft, als die Elastomersteifigkeit einerseits durch die Anforderungen an den Fahrzeugkomfort, speziell bzgl. Vertikalschwingungen durch Fahrbahnanregung, und andererseits durch die weitgehend isotropen Materialeigenschaften des Elastomers begrenzt ist.

$$\frac{1}{c_{ges}} = \sum_{i=1}^n \frac{1}{c_i} \quad (4.2)$$

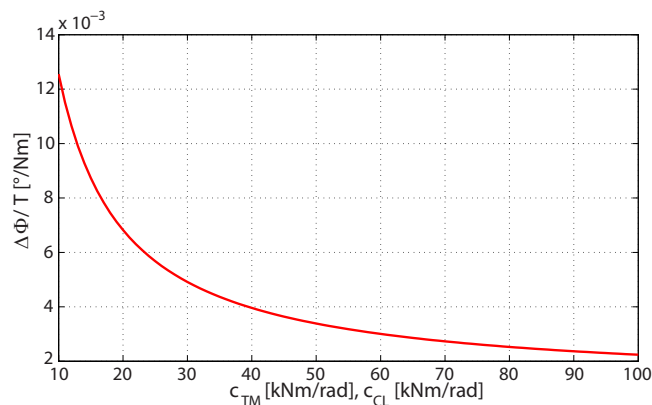


Abbildung 4.3.: Degressive Abnahme der Aktuatorelastizität (c_{TM} = Steifigkeit des Domlagers, c_{CL} = Steifigkeit der elastischen Kupplung)

4.2. Maximale elektrische Leistung

Um den maximalen Leistungsbedarf des Aktuators im transienten Fahrzustand zu ermitteln, wird mit dem Vollfahrzeugmodell das Manöver „doppelter Spurwechsel“ mit der maximal möglichen Geschwindigkeit ($v = 150 \text{ km/h}$) durchfahren und die dabei auftretenden Radnabenkräfte und -momente sowie die Einfederung und der Radlenkwinkelverlauf ermittelt. Diese Kräfte und Momente werden auf den Radträger des Aktuatormodells als Belastung aufgebracht. Zusätzlich wird der Lenkwinkelverlauf als Solllenkwinkel für den Aktuatorregler vorgegeben. Der Aktuator muss mit hinreichender Genauigkeit diesem Verlauf folgen können.

In Abbildung 4.4 sind die zeitlichen Verläufe von Lenkwinkel, Lenkwinkelgeschwindigkeit sowie der elektrischen Leistung dargestellt. In das rechte Diagramm ist zusätzlich die ideal benötigte Lenkleistung eingetragen, welche im Fahrzeugmodell durch die Lenkwinkelgeschwindigkeit und das Lenkmoment berechnet wird.

Die Lenkwinkelgeschwindigkeit ist durch die konstante Übersetzung des Getriebes mit der Drehzahl des Motors gekoppelt. Auf das Lenkrad bezogen ist der maximal erreichte Wert in eine Lenkradwinkelgeschwindigkeit von $\dot{\delta}_{SW} = 500^\circ/\text{s}$, was in etwa der maximalen Reaktion eines durchschnittlichen Fahrers entspricht. Das Lenkmoment ist vom Belastungszustand in der Reifenaufstandsfläche und der Kinematik der Radaufhängung abhängig.

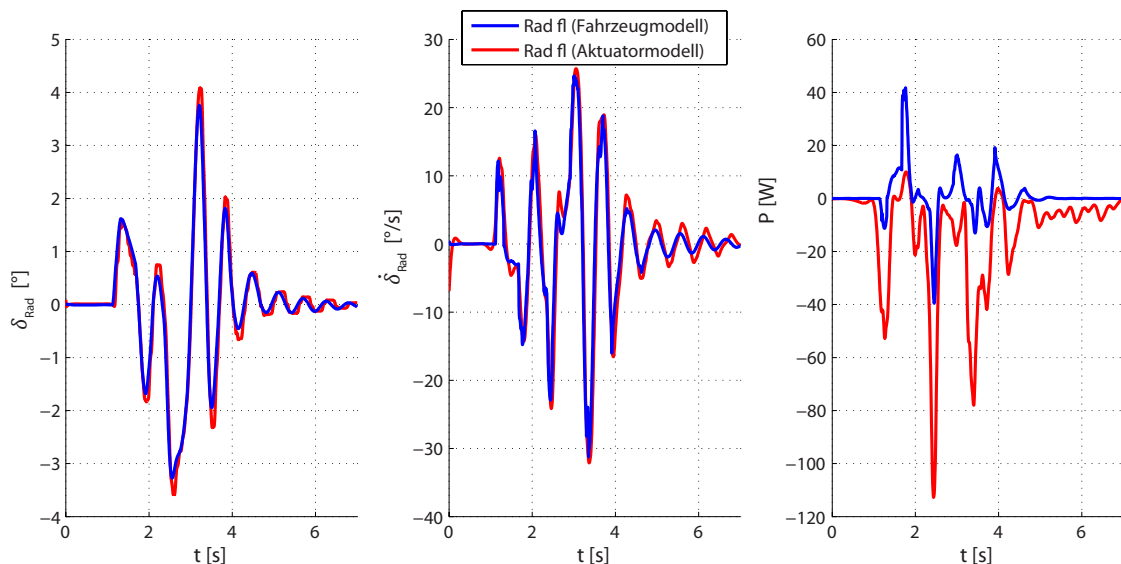


Abbildung 4.4.: Lenkwinkel, Lenkwinkelgeschwindigkeit und elektrische Lenkleistung für doppelten Spurwechsel

Wie in Abbildung 4.4 ersichtlich, steigt die maximale Leistung nie über $120W$ an. Jedoch besteht ein signifikanter Unterschied zwischen der theoretischen (idealen) Leistung für die Lenkbewegung und der tatsächlich benötigten. Dieser Unterschied ist zum einen durch die unterschiedliche Wirkung des Momentes, welches vom Reifen über den Radträger in den Aktuator eingeleitet wird, zu begründen, da dieses unterstützend sein kann, jedoch zum Großteils der Aktuatorbewegung entgegenwirkt. Dieses Moment ist bedingt durch die Kräfte und Momente im Radaufstandspunkt sowie durch die kinematischen Hebelarme der Kräfte (Lenkrollradius, kinematischer Nachlauf). Ein weiterer Grund für den Unterschied bei den benötigten Leistungen ist durch die Reibung begründbar.

Man erkennt durch diese Untersuchung, dass eine Spitzenleistung von ca. $250 W$ für alle transienten Anforderungen ausreichend sein sollte.

5. Energieverbrauch

In diesem Kapitel wird der Energieverbrauch des Steer-by-Wire Federbeins untersucht. Dazu werden je ein charakteristischer Stadt- und ein Überlandzyklus herangezogen, für welche Geschwindigkeit und Lenkwinkel aufgezeichnet wurden.

Mit diesen Manörovorgaben werden mit dem vorgestellten Vollfahrzeugmodell die Radnabenbelastungen, die Einfederbewegung sowie der Radlenkwinkel ermittelt. Diese Größen dienen in weiterer Folge als Vorgabewerte für das Aktuatormodell. Dabei werden am Radträger des Aktuatormodells die Kräfte und Momente aufgebracht. Zu beachten ist, dass mit dem im Vollfahrzeugmodell verwendeten Reifenmodell das Bohrmoment nicht abgebildet wird und somit vernachlässigt ist. Da keine Parkiervorgänge betrachtet werden, ist dies eine zulässige Annahme.

Die Federposition und damit die Position der Radaufhängung, wird durch die im Fahrzeugmodell berechnete Einfederbewegung, in Abhängigkeit vom variablen Übersetzungsverhältnis, vorgegeben. Damit können die durch Biegung des Federbeins eingeleiteten Querkräfte am Dämpferkolben und an der Dämpferkolbenstange berechnet werden, welche weiters die Höhe der Reibung im Dämpfer bestimmen. Ein weiterer, berücksichtigter Reibungseffekt ist jener im Getriebe.

Das Drehmoment, welches vom Radträger in das Federbein eingeleitet wird, belastet durch die in beide Richtungen wirkende Sperre den Motor nicht. Bei entsprechender Drehrichtung kann das Drehmoment den Motor jedoch unterstützen. Die Sperre wird in Kapitel 6 genauer erläutert.

Da die Simulationen im Fahrzeugmodell und Aktuatormodell nicht simultan durchgeführt werden (keine Rückkoppelungen auf das jeweils andere Modell), ist zu kontrollieren, dass die Dynamik des Aktuators mindestens der geforderten entspricht, sprich, dass der Aktuator dem vorgegebenen Lenkwinkelverlauf mit hinreichender Genauigkeit folgt.

Der Stadtzyklus dauert ca. $1\text{ h }30\text{ min}$, der Überlandzyklus etwa 3 h . In Abbildung 5.1 sind die Histogramme von Geschwindigkeit und Lenkradwinkel für die beiden Zyklen darge-

stellt. Es ist klar ersichtlich, dass die Geschwindigkeiten für den Stadtzyklus, mit maximal 60 km/h , kleiner sind, als jene für den Überlandzyklus, wo bis zu 150 km/h erreicht werden.

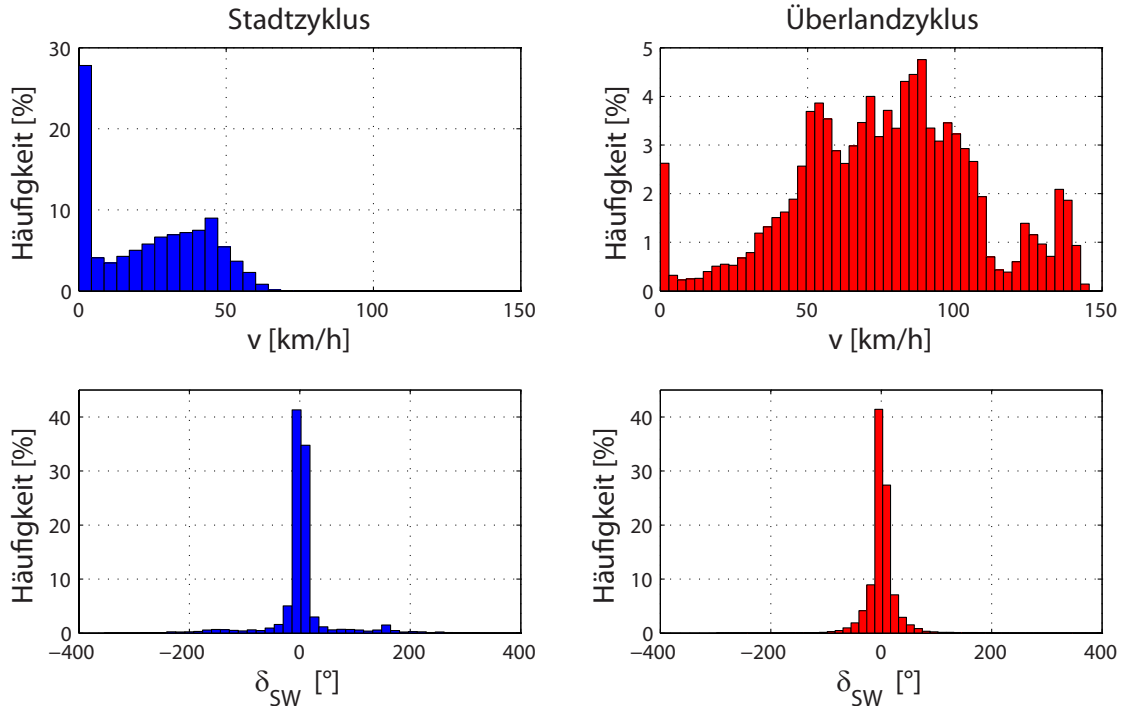


Abbildung 5.1.: Histogramme für Geschwindigkeit und Lenkwinkel für den Stadt- und Überlandzyklus

Der größte Zeitanteil entfällt auf sehr kleine Lenkwinkel um 0° , sowohl für den Stadt- wie auch für den Überlandzyklus. Für den Stadtzyklus werden, aufgrund der engeren Wendekreise, höhere Lenkwinkel erreicht. Für den Überlandzyklus entfällt jedoch ein höherer Zeitanteil auf Lenkwinkel $\neq 0^\circ$ als für den Stadtzyklus. Zieht man auch die Lenkwinkelgeschwindigkeit heran, so erkennt man, dass diese für den Überlandzyklus, im Vergleich zum Stadtzyklus, ebenfalls wesentlich höhere Werte erreicht¹.

Beachtet man diese Umstände und ebenfalls, dass bei höheren Geschwindigkeiten und höheren Querbeschleunigungen im Allgemeinen höhere Kräfte auftreten, so kann für den Überlandzyklus ein höherer Energiebedarf erwartet werden, als für den Stadtzyklus. Dies ist in Abbildung 5.2 ersichtlich, wo die elektrische Leistung eines Aktuators für diskrete Zeitabschnitte von je 500 s gemittelt ist. Außerdem ist die gemittelte, elektrische Leistung des Gesamtzyklus (Stadt- und Überlandzyklus kombiniert) dargestellt (rote Linie).

¹Aufgrund der geringen Zeitanteile für Lenkwinkelgeschwindigkeiten $\neq 0^\circ/\text{s}$ wird auf eine Darstellung der entsprechenden Histogramme an dieser Stelle verzichtet.

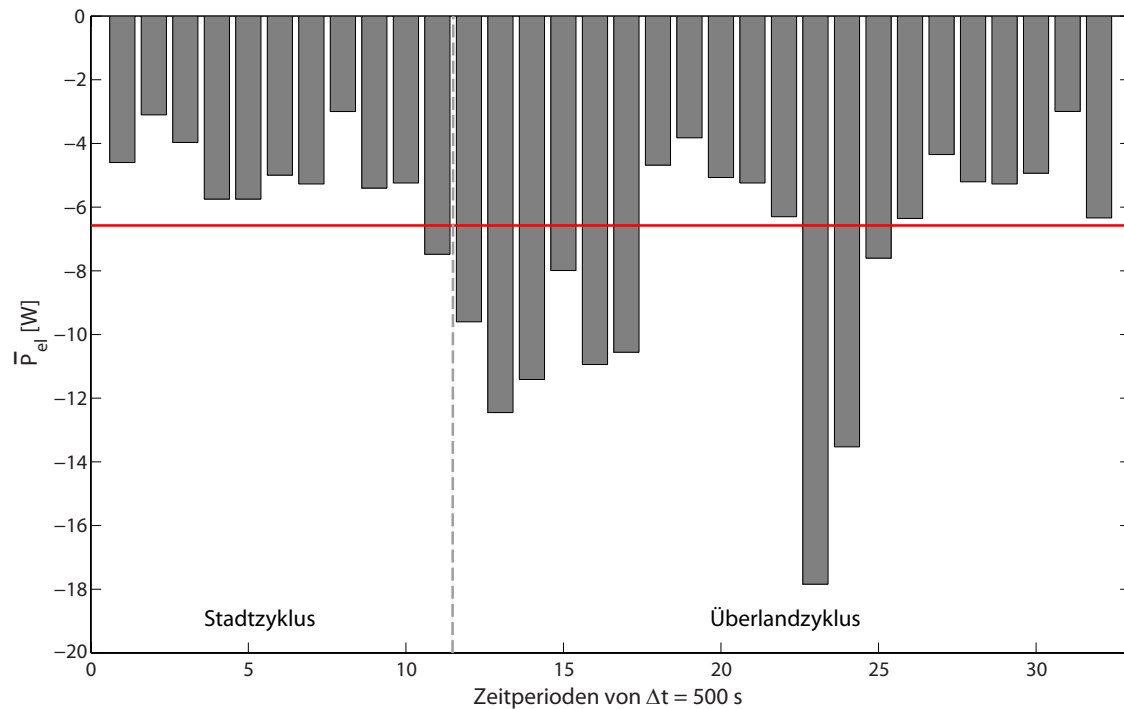


Abbildung 5.2.: Mittlerer elektrischer Energieverbrauch für den Stadt- und Überlandzyklus

Der Stadtzyklus ist dabei im linken Bildbereich zu sehen, welcher durch die vertikale grau-strichlierte Linie vom Überlandzyklus abgetrennt ist. Die Werte für den Stadtzyklus liegen dabei durchwegs unterhalb der gesamten Durchschnittsleistung, welche bei ca. $6,5$ W pro Aktuator liegt. Damit ergibt sich eine mittlere Gesamtleistung von etwa 13 W für das Lenkungssystem.

Hinzu kommt allerdings noch die Leistung des Motors für das Fahrer-Feedback, welcher nicht Teil der Untersuchung ist. Da bei konventionellen Lenkungen ohne Servounterstützung die Leistung am Lenkrad jener an den Rädern entspricht, kann man von einer ähnlichen Größenordnung für den Energiebedarf des Fahrer-Feedbacks ausgehen, wie für den Aktuator.

In Abbildung 5.3 sind die zeitlichen Verläufe der elektrischen Leistung des Lenkungsmotors dargestellt. In den Abbildungen ist ebenfalls die gemittelte Leistung in rot eingetragen. Man erkennt, dass kurzfristige Spitzenleistungen bis über 250 W für den Überlandzyklus erreicht werden. Für den Stadtzyklus liegen diese Spitzen bei maximal 200 W. Außerdem ist hier nochmal explizit erkennbar, dass der mittlere, elektrische Energiebedarf für den Stadtzyklus geringer ist, als jener für den Überlandzyklus.

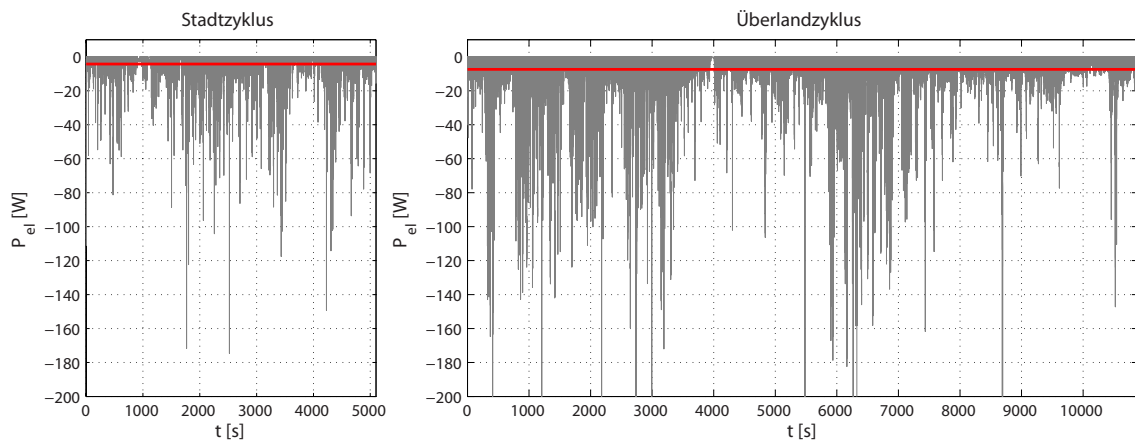


Abbildung 5.3.: Zeitverläufe der elektrischen Leistung für Stadt- und Überlandzyklus

Vergleicht man den errechneten, mittleren Energiebedarf mit Servosystemen konventioneller Lenksysteme, so erkennt man, dass dieses SbW-Lenksystem im unteren Bereich angesiedelt ist. Wie in Abbildung 5.4 dargestellt, erzielt man, speziell im Vergleich mit hydraulischen Systemen, einen erheblich niedrigeren mittleren Leistungsbedarf. Die elektrische Einzelradlenkung ist im Bereich von elektrischen Servolenkungen.

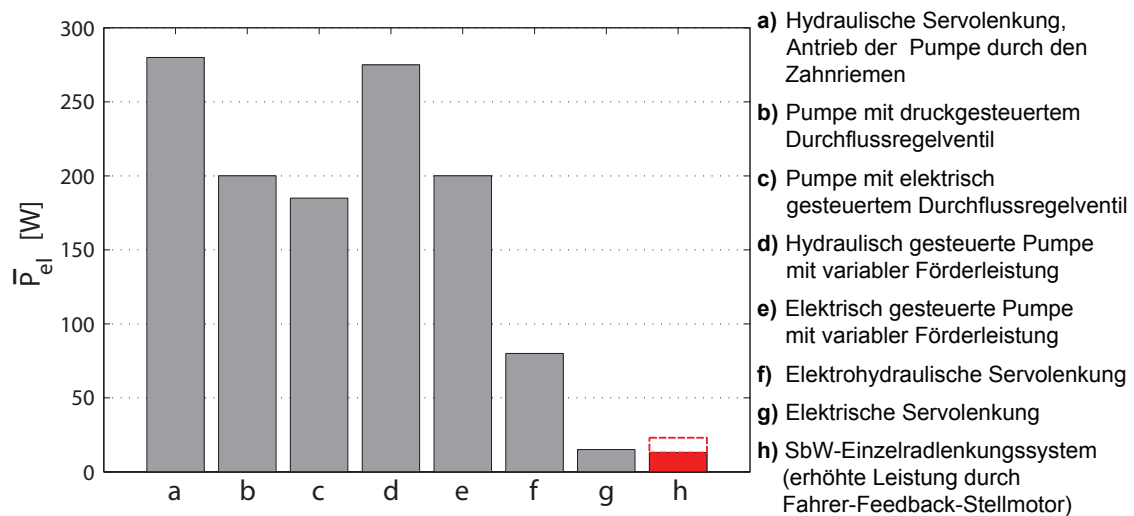


Abbildung 5.4.: Energieverbrauch von konventionellen Lenkungen mit Servounterstützung [29]

6. Fail-Safe Untersuchungen

Wie bei jedem anderen technischen System können auch beim elektrischen SbW-Federbein Fehler bzw. Versagen auftreten. Da die Lenkung ein sicherheitskritisches System darstellt, muss dem Verhalten des Fahrzeuges, im Falle eines Fehlers des Lenksystems, besondere Aufmerksamkeit geschenkt werden.

Bei der Konstruktion des Federbeins wurden pro Aktuator zwei unabhängige Winkelsensoren vorgesehen, welche die aktuelle Lage des Aktuators messen. Selbiges gilt für den Force-Feedback-Aktuator, welcher an das Lenkrad gekoppelt ist. Letztere Sensoren sind auch in konventionellen Systemen bereits als Lenkwinkelsensoren inkludiert und stellen keinen erhöhten Aufwand dar. Damit stehen in Summe sechs Winkelmessungen zur Verfügung, mit welchen Algorithmen zur Fehlererkennung entwickelt werden können.

Die beiden Aktuatoren besitzen weiters je ein eigenes Steuergerät, wodurch bei Ausfall eines Aktuators der andere nicht betroffen ist. Die Sicherheit kann außerdem durch unabhängige Spannungsversorgung der beiden Aktuatoren weiter erhöht werden.

Aufgrund dieser Möglichkeiten wird im Weiteren davon ausgegangen, dass im Falle eines Fehlers nur ein Aktuator davon betroffen ist, während der zweite regulär funktioniert. In einem weiteren Schritt kann man im Falle eines Fehlers anderen fahrdynamischen Systemen, wie ESP, Torque Vectoring Systemen oder ähnlichen, davon mitteilen, damit von diesen entsprechende Gegenmaßnahmen eingeleitet werden können.

Voruntersuchungen haben gezeigt, dass in der Konstruktion eine doppelt wirkende Sperre als mechanische Sicherheit vorgesehen werden muss. Gibt der Elektromotor des Aktuators ein Drehmoment an das Getriebe ab, so wird die Sperre, unabhängig von der Drehrichtung, nicht betätigt. Ist hingegen das Moment, welches radseitig eingeleitet wird, höher als das Getriebeausgangsmoment, so sperrt das System die Bewegung in Drehrichtung und das Lenkmoment wird über das Domlager abgestützt. Die Sperre hat dabei in beide Drehrichtungen die gleiche Wirkung. Ein derartiger, doppelt wirkender Sperrmechanismus wurde zum Beispiel von Schaeffler [24] entwickelt, welcher in Abbildung 6.1 dargestellt ist.

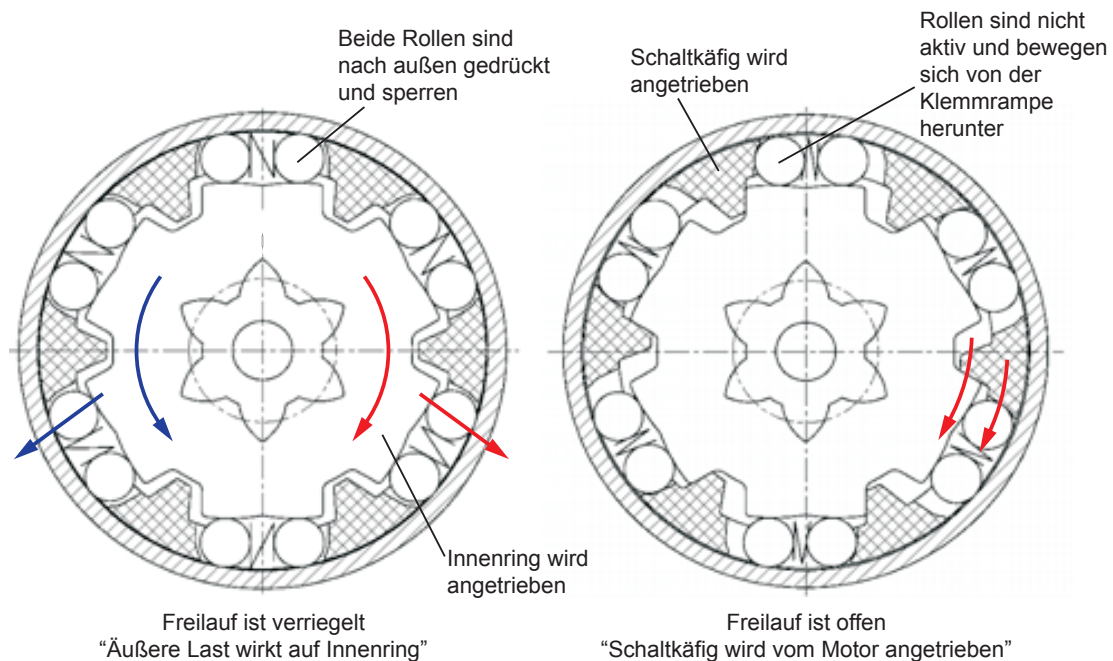


Abbildung 6.1.: Doppelt wirkender Sperrmechanismus [24]

Ist der Aktuator also stromlos (z.B.: Ausfall der Stromversorgung, defektes Steuergerät, durchtrennte Leitungen, etc.), so verharrt dieser in der aktuellen Position und damit auch das Rad, welches sich bis auf die elastischen Verformungen nicht verdreht. Fährt man also zum Beispiel geradeaus oder stationär in einer Kurve, so kann dieser Zustand problemlos beibehalten werden, da sich die Stellung der Räder nicht verändert. Auch im Falle des Bremsens wird das Rad geführt und es kommt zu keinen unkontrollierten Lenkbewegungen des Rades. Dies ist insofern von großem Interesse, als das finale Ziel im Falle eines Fehlers das sichere Anhalten des Fahrzeuges darstellt.

6.1. Manöver

Um das Fail-Safe-Verhalten zu ermitteln werden zwei stationäre Manöver herangezogen, die Geradeausfahrt mit konstanter Geschwindigkeit und die stationäre Kreisfahrt. Es werden dabei verschiedene Fahrgeschwindigkeiten betrachtet.

Für die Geradeausfahrt wird zudem das Kraftschlusspotential zwischen Reifen und Fahrbahn variiert, während für die stationäre Kurvenfahrt verschiedene Querbeschleunigungen herangezogen werden. Bei letzteren werden erhöhte Werte, bis 95% der Grenzquerbeschleunigung, herangezogen, da diese Situationen kritischer als jene mit geringer Querbeschleunigung sind.

Um die gegenseitigen Reaktionen vom Aktuator auf das Fahrzeug bzw. umgekehrt zu erhalten, wird die konventionelle Zahnstangenlenkung im Vollfahrzeugmodell durch zwei Aktuatormodelle für das linke und rechte Vorderrad ersetzt. Der Solllenkwinkel für die Aktuatoren wird durch einen fixen Zusammenhang zwischen Lenkradwinkel und Radlenkwinkel, gleich der konventionellen Lenkung, vorgegeben. Da diese Untersuchungen nicht die Ermittlung der Effizienz des Systems bzgl. der Fahrdynamik zum Ziel haben, stellt dies keine Einschränkung bzw. Vereinfachung dar.

6.2. Fehlerfälle

Wie bereits erwähnt, wird, durch die unabhängige Spannungsversorgung und die Verwendung eines separaten Steuergerätes pro Aktuator, davon ausgegangen, dass lediglich ein Aktuator zur selben Zeit ausfällt, während der andere regulär funktioniert. Aufgrund der höheren übertragbaren Kräfte, wird das Vorderrad mit der höheren Radaufstandskraft mit der Störung beaufschlagt. Es werden im Weiteren folgende Fehlerfälle betrachtet:

- 0 V : Aktuator ist stromlos (fehlende Spannungsversorgung, defekte Leitungen oder defektes Steuergerät, etc.)
- $+12\text{ V}$: Einlenken mit maximaler elektrischer Leistung (defektes Steuergerät, defekte Sensorik, etc.)
- -12 V : Auslenken mit maximaler elektrischer Leistung (defektes Steuergerät, defekte Sensorik, etc.)

Wie Voruntersuchungen gezeigt haben, ist es erforderlich, in den beiden letztgenannten Fällen eine Fehlerdetektion einzuführen. Andernfalls findet ein Ein-/Auslenken bis zum mechanischen Anschlag statt, was im allgemeinen zu einer hohen Änderung des Lenkwinkels und somit des Schräglaufwinkels führt. Dies führt in weiterer Folge auf eine erhebliche Änderung der Reifenseitenkraft und somit zu einer Veränderung des Fahrzeugzustandes, welche bereits bei kleinen Geschwindigkeiten als sicherheitskritisch eingestuft werden muss.

Somit wird eine Fehlerdetektion eingeführt, welche nach einer zu definierenden Zeit nach Eintritt der Störung, der Fehlerdetektionszeit, die Spannungsversorgung des fehlerbehafteten Aktuators abschaltet. Das betroffene Rad verharrt somit durch die eingeführte Sperre in der aktuellen Position und führt lediglich durch elastische Verformungen hervorgerufene Bewegungen aus. In Abbildung 6.2 ist der Verlauf von Aktuatorspannung, -strom und Radlenkwinkel dargestellt. Nach Eintritt des Fehlers steigt die Spannung auf $\pm 12\text{ V}$

an, was zur Verdrehung des Aktuators führt. Nach Abschalten der Spannungsversorgung bleibt der Radlenkwinkel annähernd in der Position. Somit kommt es, abhängig von der Fehlerdetektionszeit, zu einer wesentlich geringeren Verdrehung des Aktuators als im Fall ohne Abschaltung.

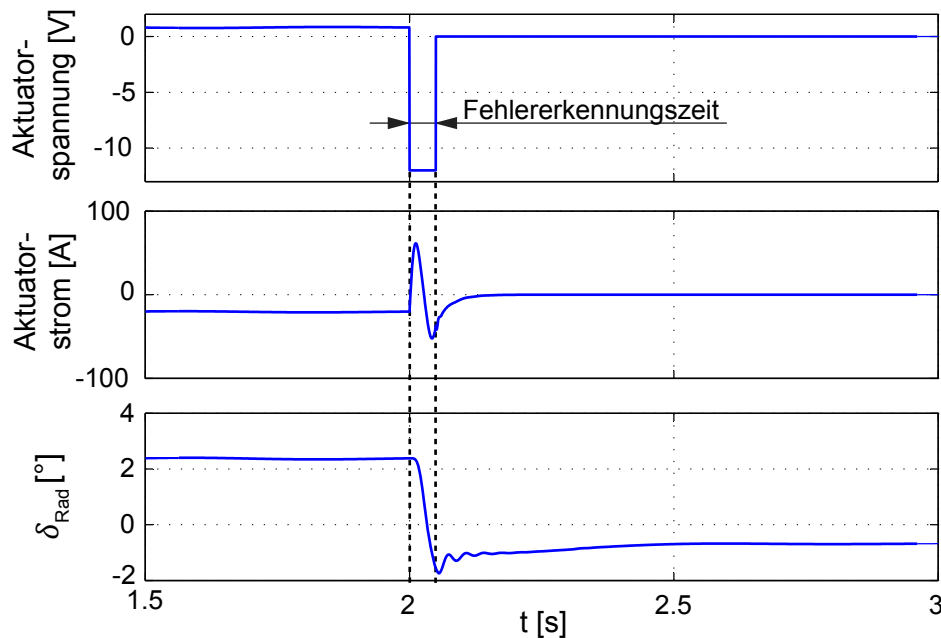


Abbildung 6.2.: Fehlerdetektion bei Aktuatorstörung

Durch Einführen der doppelt wirkenden Sperre ist der Fehlerfall des stromlosen Aktuators für stationäre Manöver unbedenklich, da das Rad in der aktuellen Position verharrt. Bei stationärer Fahrt geradeaus wäre aufgrund des kinematischen und pneumatischen Nachlaufs auch die Sperre nicht notwendig. Bei Kurvenfahrt wird das Rad jedoch durch die Reifenseitenkraft zu einer Seite gelenkt, wodurch eine Abweichung vom stationären Fahrzustand entsteht und in weiterer Folge eine unkontrollierte Lenkbewegung resultiert.

Auch im Falle eines instationären Manövers entsteht durch die Kräftesituation im Reifenlatsch an einem Aktuator ohne Sperre eine unkontrollierte Radbewegung. Würde beispielsweise eine Bremskraft am Reifen wirken, so würde diese infolge des Lenkrollradius als Hebelarm ein Lenkmoment und weiters eine Lenkbewegung hervorrufen. Diesem Fehlerfall wird deshalb in den weiteren Betrachtungen für die stationären Manöver keine Beachtung geschenkt, da er bereits durch Einführen der Sperre als unkritisch betrachtet werden kann.

6.3. Beurteilung des Fahrzustandes

Als Kriterium zur Beurteilung des Fahrzustandes wird die Querabweichung von der Referenztrajektorie eine Sekunde nach Eintritt des Aktuatorfehlers herangezogen, da sichergestellt werden muss, dass das Fahrzeug auf der Fahrbahn verbleibt bzw. keinen Unfall mit dem Gegenverkehr verursacht. Die Breite einer Fahrspur ist abhängig von Straßentyp, der Anzahl der Fahrspuren auf der Fahrbahn sowie dem Geschwindigkeitslimit [14]. In Abbildung 6.3 ist die Berechnung der Abweichung von der Referenztrajektorie graphisch dargestellt.

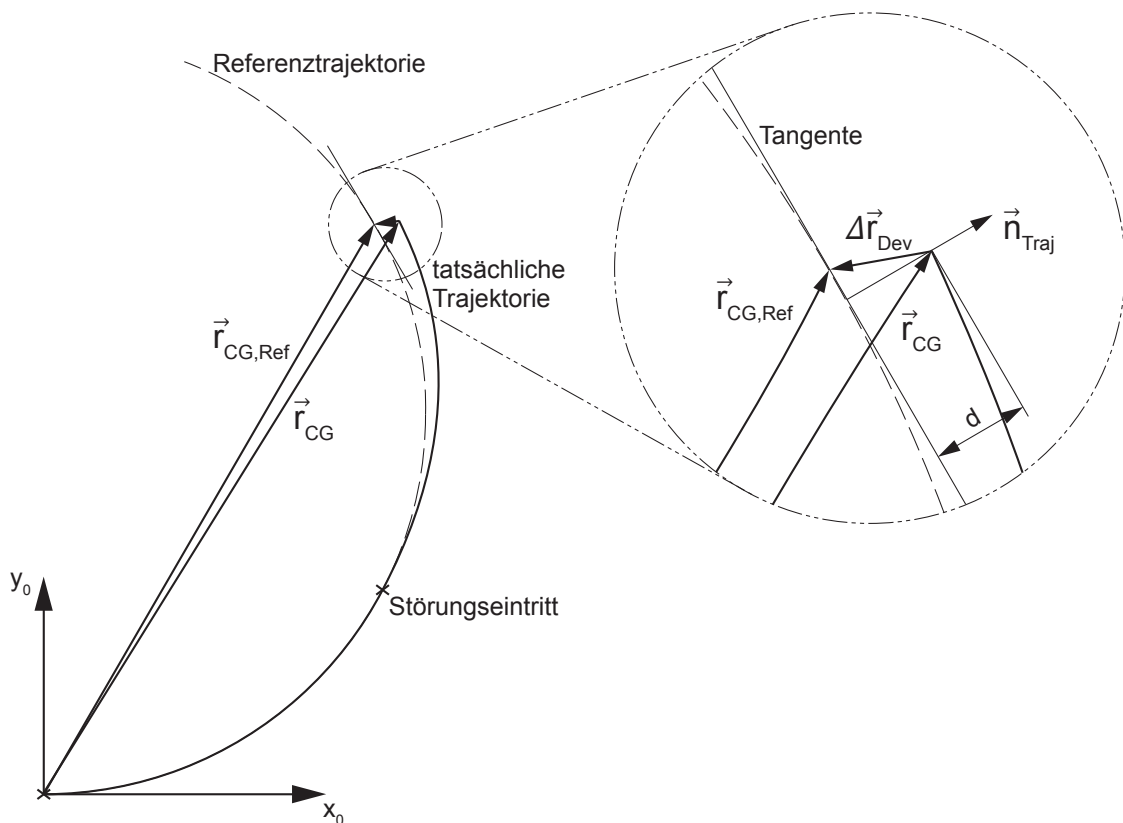


Abbildung 6.3.: Berechnung der Abweichung von der Referenztrajektorie

Außerdem wird das Gierverhalten des Fahrzeugs betrachtet, wobei insbesondere darauf geachtet wird, dass das Fahrzeug nach Eintritt der Störung wieder in einen stationären und damit für den Fahrer leicht kontrollierbaren Zustand zurückkehrt. Dazu werden die zeitlichen Verläufe von Schwimmwinkel und Gierrate herangezogen.

6.4. Geradeausfahrt

Wie bereits erwähnt, findet bei diesem Manöver eine Variation der Geschwindigkeit v und des Haftreibungspotentials μ statt. Die beiden Vorderräder weisen durch die Symmetrie des Fahrzeuges die gleiche Radaufstandskraft auf. Als fehlerhafter Aktuator wird deshalb der rechte festgelegt. In Abbildung 6.4 ist die Abweichung des Fahrzeugschwerpunktes von der Solltrajektorie eine Sekunde nach Eintritt des Fehlers dargestellt. Auf der linken Seite ist das Einlenken und auf der rechten Seite das Auslenken zu sehen. Die ermittelten Abweichungen sind über dem maximalen Haftreibungsbeiwert aufgetragen.

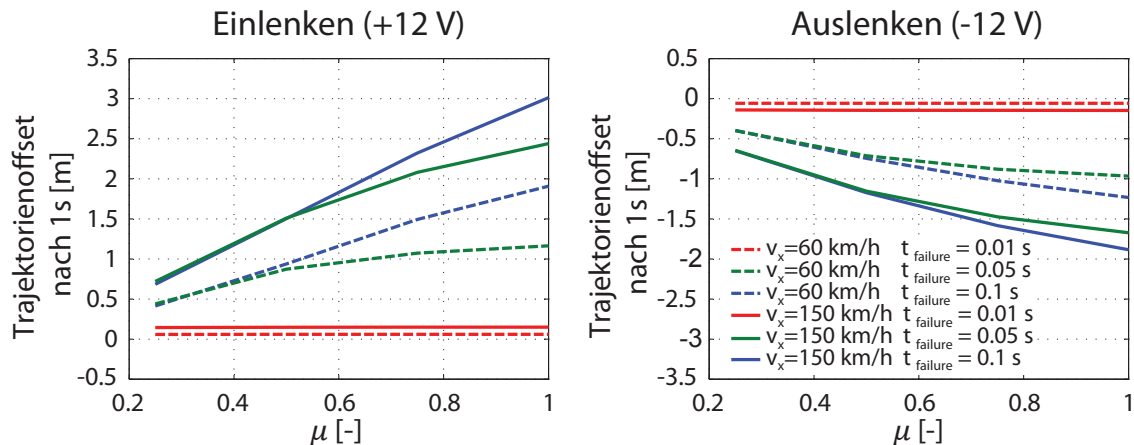


Abbildung 6.4.: Abweichung von der Solltrajektorie für die Geradeausfahrt $\Delta t = 1$ s nach Eintritt des Fehlers

Es ist deutlich erkennbar, dass mit zunehmendem Haftpotential die Abweichung zunimmt. Dies ist auf die höheren übertragbaren Kräfte zurückzuführen, welche bei gleicher Aufstandskraft übertragen werden können. Außerdem erkennt man einen deutlichen Einfluss der Geschwindigkeit. So ist bei $v = 150$ km/h eine in etwa doppelt so hohe Abweichung zu erwarten, wie bei $v = 60$ km/h. Dies ist auf die, bei konstanter Zeit, größere zurückgelegte Wegstrecke bei höherer Geschwindigkeit zurückzuführen.

Man erkennt zudem, dass im Falle des Auslenkens ein geringerer Normaloffset von der Solltrajektorie auftritt. Dies ist auf die Gewichtsverlagerung zurückzuführen, welche sich durch die eintretende Kurvenfahrt einstellt. Durch die auftretende Querkraft am fehlerbehafteten Rad wird das Fahrzeug zur Kurvenfahrt gezwungen, wodurch sich eine Querbeschleunigung im Schwerpunkt einstellt, welche ihrerseits eine Gewichtsverlagerung zur Folge hat. Durch diese veränderten Radaufstandskräfte ergibt sich, entsprechend der Reifencharakteristik, eine geänderte Seitensteifigkeit und dadurch bei ähnlichem Lenkwinkel eine wesentlich unterschiedliche Querkraft.

6. Fail-Safe Untersuchungen

Den signifikantesten Einfluss hat jedoch die Fehlererkennungszeit. Treten bei Fehlerdetektionszeiten von $t_{failure} = 0,1 \text{ s}$ und $t_{failure} = 0,05 \text{ s}$ noch Abweichungen von $\Delta y \geq 0,75 \text{ m}$ auf, welche als sicherheitskritisch erachtet werden müssen, so kann die Abweichung bei einer Detektionszeit von $t_{failure} = 0,01 \text{ s}$ auf $\Delta y \leq 0,1 \text{ m}$ reduziert werden. Diese geringe Abweichung kann als nicht kritisch eingestuft werden.

Neben der Abweichung von der Trajektorie ist zudem auch die Gierbewegung zu betrachten. Auch nach dem Eintritt des Fehlers soll ein stabiler Fahrzustand vorhanden sein. Wie in Abbildung 6.5 ersichtlich, ist dies für den Fall des Auslenkens wesentlich unkritischer, als für den Fall des Einlenkens. Auch hier erkennt man eine deutliche Verbesserung durch Verkürzung der Fehlerdetektionszeit. Für zu lange Fehlerdetektionszeiten bzw. für hohe Fahrgeschwindigkeiten kann ein instabiler Fahrzustand eintreten, welcher unter allen Umständen zu vermeiden ist.

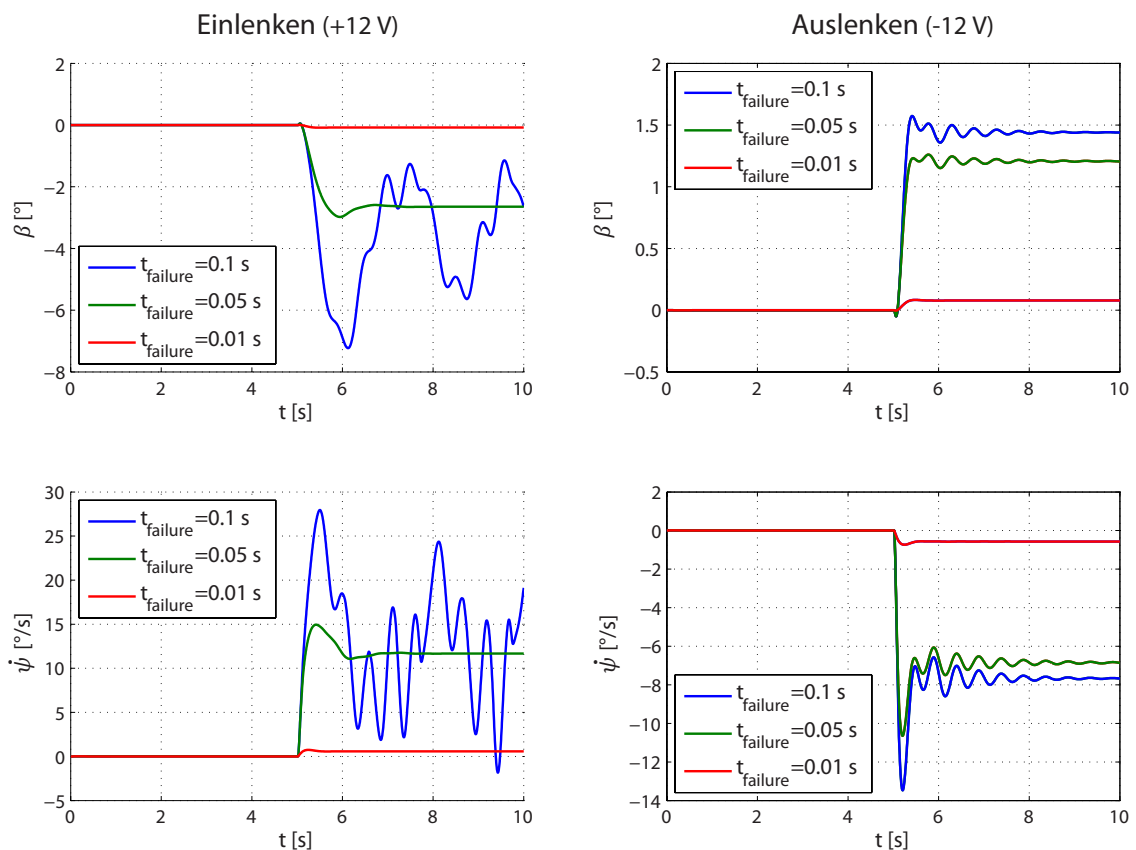


Abbildung 6.5.: Gierverhalten nach Aktuatorfehler bei Geradeausfahrt für $v = 90 \text{ km/h}$ und $\mu = 1$

6.5. Stationäre Kurvenfahrt

Bei der stationären Kurvenfahrt wird neben der Geschwindigkeit v auch die Querbeschleunigung a_y variiert. Das Fahrzeug fährt in einer Linkskurve, wodurch das vordere rechte Rad das höher belastete Vorderrad ist, an welchem der Aktuatorfehler auftritt. In Abbildung 6.6 ist wiederum die Abweichung des Fahrzeugschwerpunktes von der Referenztrajektorie eine Sekunde nach Eintritt des Fehlers dargestellt (links: Einlenken, rechts: Auslenken). Die Trajektorienoffsets sind hierbei über die Querbeschleunigung aufgetragen.

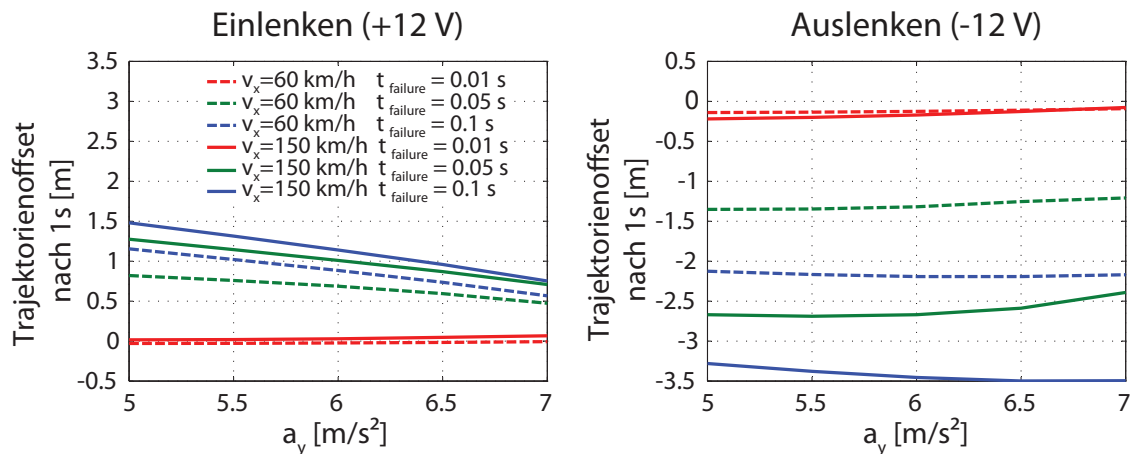


Abbildung 6.6.: Abweichung von der Solltrajektorie für die stationäre Kurvenfahrt $\Delta t = 1$ s nach Eintritt des Fehlers

Man erkennt eine durchwegs kleinere Querabweichung für den Fall des Einlenkens. Dies ist auf die hohe Querbeschleunigung zurückzuführen. Da zum Erreichen dieser hohen Querbeschleunigung bereits hohe Querkräfte an den Rädern benötigt werden, welche ihrerseits große Schräglaufwinkel erfordern, hat ein weiteres Einlenken, und damit eine Vergrößerung des Schräglaufwinkels am kurvenäußeren, vorderen Rad nur mehr eine relativ geringe Querkraftzunahme zur Folge.

Hingegen wird beim Auslenken der Schräglaufwinkel am kurvenäußeren, vorderen Rad verkleinert und die Querkraft sinkt wesentlich mehr ab. Das heißt, die absolute Änderung der Reifenseitenkraft ist aufgrund der Reifencharakteristik beim Auslenken wesentlich größer als im Falle des Einlenkens (siehe Abbildung 6.7).

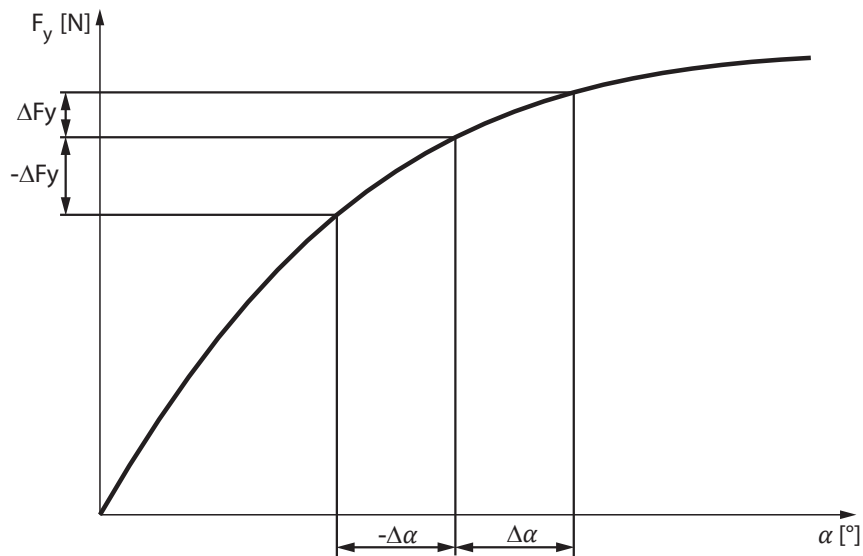


Abbildung 6.7.: Degressives Reifenverhalten

Weiters erkennt man auch hier, dass mit steigender Geschwindigkeit die Querabweichung ebenfalls steigt. Über die Querbeschleunigung sind die Werte im Falle des Auslenkens relativ konstant, im Falle des Einlenkens fallen sie sogar ab. Dies ist auf das begrenzte Kraftübertragungspotential zurückzuführen. Die Zunahme der Reifenseitenkraft ist im Fall des Einlenkens mit steigender Querbeschleunigung immer geringer, da der Reifen bereits vor Eintritt des Aktuatorfehlers nahe an der Sättigungsgrenze ist.

Auch für den Fall der stationären Kurvenfahrt kann eine wesentliche Verringerung der Querabweichung bei geringer Fehlerdetektionszeit erkannt werden. Für die betrachteten Fälle der stationären Kreisfahrt kann für eine Abschaltzeit von $t_{failure} \leq 0,01$ s das Manöver bzgl. der Querabweichung als unkritisch betrachtet werden.

Es ist jedoch auch die Gierbewegung zu betrachten, welche in Abbildung 6.8 für eine Geschwindigkeit von $v = 90$ km/h und eine Querbeschleunigung von $a_y = 7$ m/s² dargestellt ist. Dabei ist deutlich erkennbar, dass trotz geringer Querabweichung ein instabiler Zustand erreicht wird. Das Auslenken stellt hinsichtlich der Gierbewegung den wesentlich unkritischeren Fall dar.

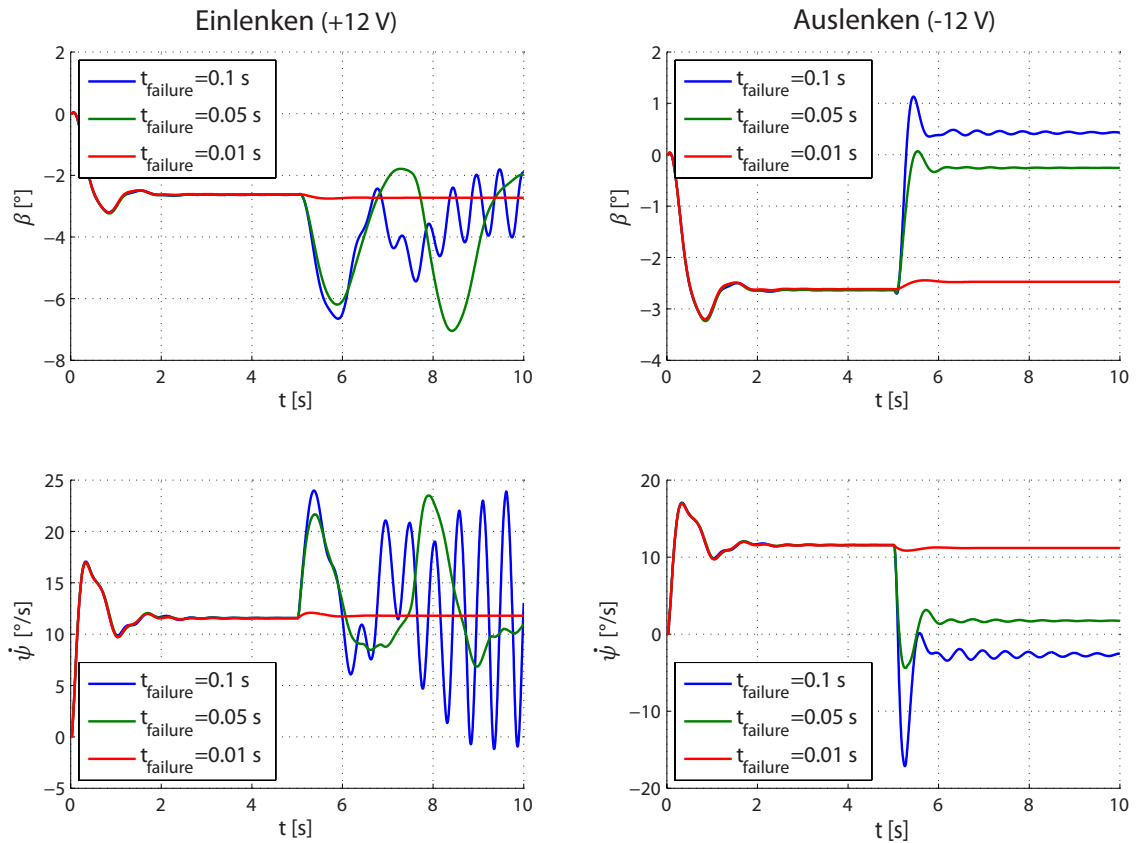


Abbildung 6.8.: Gierverhalten nach Aktuatorfehler bei stationärer Kurvenfahrt für $v = 90 \text{ km/h}$ und $a_y = 7 \text{ m/s}^2$

Man sieht jedoch abermals, dass durch eine geringe Zeitspanne für die Erkennung des Fehlers bzw. zum Abschalten des Systems ein stabiler Fahrzustand eingehalten werden kann, sowohl hinsichtlich der Querabweichung als auch bzgl. des Gierverhaltens.

6.6. Potential von alternativen Fahrdynamikregelsystemen

In modernen Fahrzeugen sind oftmals Fahrdynamikregelsysteme eingebaut, welche kritische Gierbewegungen abschwächen bzw. ausregeln können. Dies sind zum Beispiel Elektronische Stabilitäts Programme (ESP) oder Torque Vectoring Systeme (TV). Um das Potential derartiger Systeme aufzuzeigen, wird an dieser Stelle ein Torque Vectoring System herangezogen. Dieses System hat insbesondere hinsichtlich der Realisierung des vollständigen eCorner Moduls Relevanz, da es durch vier elektrische Radnabenmotoren abgebildet wird. Dabei kann jedem Rad individuell ein Antriebs- oder Bremsmoment von maximal 600 Nm aufgeschaltet werden. Der dafür verwendete Fahrdynamikregler ist in [2] vorgestellt und in Abbildung 6.9 schematisch dargestellt.

Dabei findet mittels der Fahrervorgaben eine Sollgrößengenerierung für Schwimmwinkel und Gierrate statt. Mit den tatsächlichen Größen des Fahrzeugs wird die Regelabweichung bestimmt und durch Längsregler und optimalem Zustandsregler die entsprechenden Eingangsgrößen für das Modul „Optimale Längskraftverteilung“ berechnet. Darin wird, in Abhängigkeit von der Radaufstandskraft, auf eine möglichst gleichmäßige Ausnutzung der Reibkraftpotentiale an den vier Rädern Wert gelegt. Das heißt, dass in Abhängigkeit von der Größe des Kamm'schen Reibungskreises eine möglichst große Reserve von Quer- und Längskraft vorhanden bleibt.

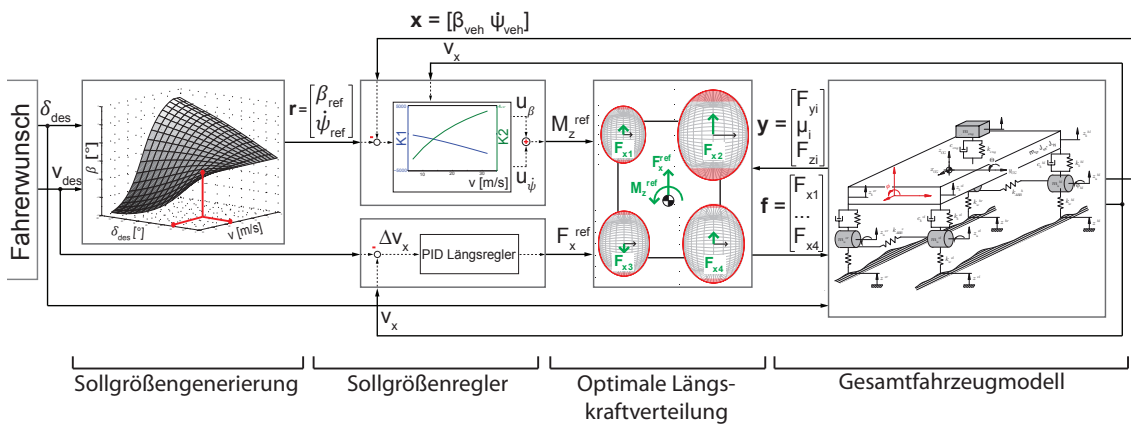


Abbildung 6.9.: Regelkonzept des Torque Vectoring Systems [2]

In Abbildung 6.10 sind für eine Geschwindigkeit von $v = 80 \text{ km/h}$ und eine Querbeschleunigung von $a_y = 6 \text{ m/s}^2$ die Gierrate, der Schwimmwinkel sowie die Trajektorie dargestellt. Wie in den vorangegangenen Untersuchungen ist auch hier ersichtlich, dass für eine Fehlererkennungszeit von $t_{failure} = 0,05 \text{ s}$ eine erhebliche Änderung der Gierrate als auch des Schwimmwinkels auftritt.

Auch die Abweichung von der Referenztrajektorie ist signifikant. Im Falle des Einlenkens wird das Fahrzeug sogar instabil, was man an dem schwingenden Verlauf von Gierrate und Schwimmwinkel erkennen kann. Wie bereits in den vorhergegangenen Kapiteln ausgeführt, ist eine derartig sicherheitskritische Situation bei einer Fehlererkennungszeit von $t_{failure} \leq 0,01 \text{ s}$ nicht mehr gegeben.

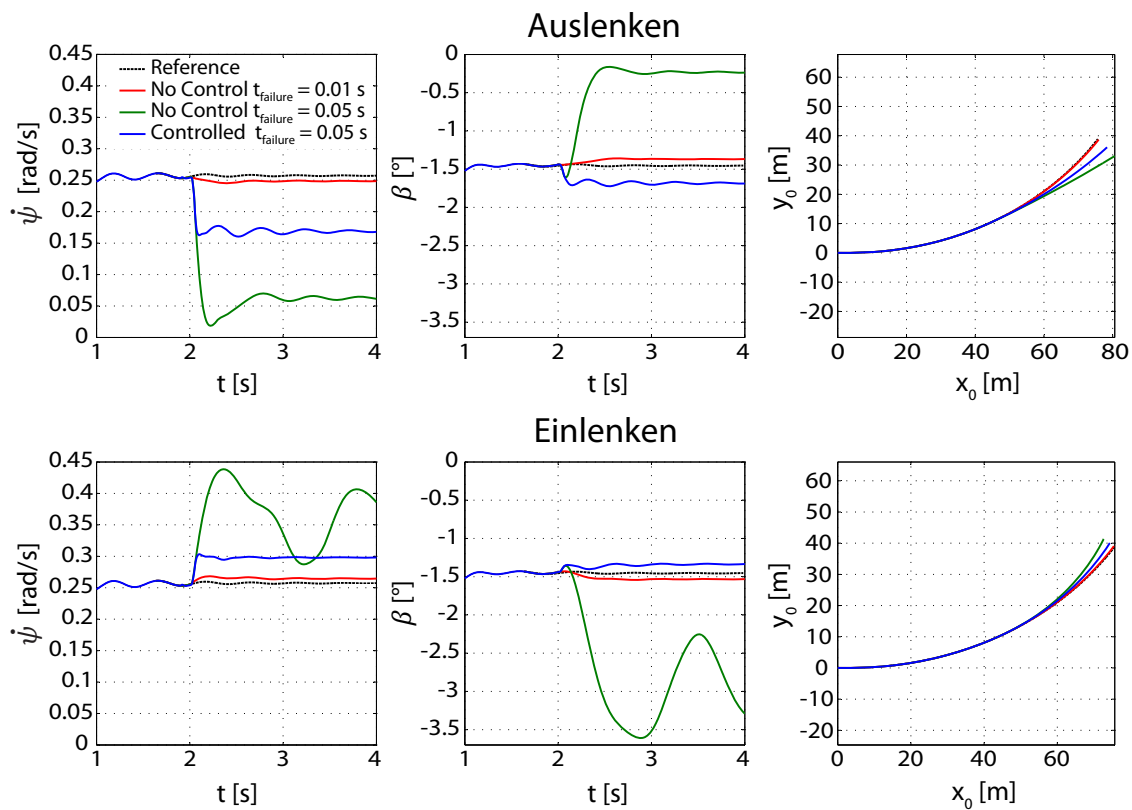


Abbildung 6.10.: Fahrzeugzustand bei stationärer Kurvenfahrt und Torque Vectoring Regeleingriff

Durch ein kontrolliertes Eingreifen des Torque Vectoring Systems kann auch für eine Erkennungszeit von $t_{failure} = 0,05$ s das Fahrzeug stabil gehalten werden, bzw. die Abweichung der Gierrate, des Schwimmwinkel und von der Trajektorie wesentlich verringert werden.

Man erkennt also die deutlichen Auswirkungen derartiger, fahrdynamischer Systeme auf das Fahrverhalten und dessen Potential hinsichtlich der Beseitigung von sicherheitskritischen Situationen.

6.7. Schlussfolgerungen

Tritt an einem Lenkaktuator ein Fehler auf, so können hinsichtlich des Fahrverhaltens bzw. der Fahrsicherheit folgende Punkte festgehalten werden:

- Um unkontrollierte Lenkbewegungen und damit unkontrollierte Fahrzeugzustände im Falle des stromlosen Aktuators zu vermeiden, ist eine doppelt wirkende Sperre am Aktuator vorzusehen.

- Durch diese Sperre sind stationäre Manöver im Falle des stromlosen Aktuators sowohl hinsichtlich der Querabweichung als auch bzgl. der Gierbewegung unbedenklich, da das Rad in seiner aktuellen Position verharrt.
- Wird der Aktuator aufgrund eines Fehlers in eine der beiden Drehrichtungen bestrahlt, so ist die Fehlerdetektionszeit entscheidend um die Fahrzeugstabilität zu gewährleisten und den stationären Fahrzustand aufrecht zu erhalten.
- Alternative Fahrdynamikregelsysteme, wie ESP, Torque Vectoring oder der regulär funktionierende Lenkaktuator, können zur Wiederherstellung eines stabilen Fahrzustandes herangezogen werden.

7. Zusammenfassung

Die fortschreitende Entwicklung in Mechatronik und Elektronik führt auf die Idee des eCorner Moduls, welches eine Einzelradaufhängung mit radindividueller elektrischer Regelung von Antrieb, Bremse, Lenkung, Einfederbewegung sowie der Änderung des Radsturzes darstellt. Derartige Module stellen aufgrund der Integration der genannten Funktionen komplexe, mechatronische Systeme dar, welche erhebliche Vorteile aufweisen, jedoch auch Nachteile mit sich bringen. Nachteile sind etwa der erhöhte Energieverbrauch durch die aktiven Komponenten oder eventuelle kritische Fahrsituationen im Falle einer Aktuatorstörung.

Ziel dieser Arbeit ist die Untersuchung eines Teilsystems des eCorner Moduls, der elektrischen Steer-by-Wire (SbW) Einzelradlenkung. Dazu wird eine bestehende Konstruktion eines derartigen Lenksystems herangezogen, welche auf einer modifizierten McPherson Radaufhängung basiert und am Institut für Fahrzeugtechnik der Technischen Universität Graz entwickelt wurde. Die Aktuatorik für die Lenkbewegung ist dabei in das Federbein integriert. Dieses Lenksystem wird hinsichtlich Energieverbrauch unter charakteristischen Bedingungen untersucht. Außerdem sollen Systemparameter identifiziert werden, wie etwa die Steifigkeit des Lenksystems. Weiters ist das Fahrverhalten im Falle eines Aktuatorfehlers zu analysieren.

Zu diesem Zweck wird eine Simulationsumgebung zur Abbildung der Fahrdynamik erstellt. Das darin enthaltene Vollfahrzeugmodell wird in Kapitel 2 detailliert vorgestellt. Dieses Fahrzeugmodell wird anschließend mit Messdaten parametrisiert und validiert, wodurch weitere Untersuchungen, ausgehend von einem abgesicherten Modell, durchgeführt werden können.

In weiterer Folge wird ein detailliertes Modell des Aktuators und der Radaufhängung erstellt, welches in Kapitel 3 vorgestellt wird. Dieses Aktuatormodell kann als Lenksystem in das Vollfahrzeugmodell für eine Co-Simulation integriert werden. Dadurch ist es möglich, die gegenseitigen Wechselwirkungen von Fahrzeug und Aktuator zu untersuchen, was speziell im Falle einer Aktuatorstörung von großem Interesse ist.

Mit den entwickelten Modellen werden Untersuchungen zur Steifigkeit und Dämpfung des Lenksystems durchgeführt. Da das Federbein bei der betrachteten, modifizierten McPherson Aufhängung durch die Lenkbewegung auch auf Torsion beansprucht ist, werden, zur Unterstützung der Konstruktion, wichtige Systemparameter identifiziert. Wie in Kapitel 4 genauer ausgeführt, wird bereits mit herkömmlichen Domlagersteifigkeiten eine hinreichende Gesamtsteifigkeit des Lenksystems erreicht.

In Kapitel 5 wird der Energieverbrauch des SbW-Lenksystems unter charakteristischen Fahrbedingungen ermittelt. Ein Vergleich mit konventionellen Servo-Lenkungssystemen zeigt, dass das untersuchte System wesentlich weniger Energie benötigt als hydraulische Systeme und lediglich die herkömmliche elektrische Servolenkung einen annähernd niedrigen Energieverbrauch aufweist.

Kapitel 6 behandelt das Verhalten des Fahrzeuges im Fehlerfall eines Aktuators. Es werden stationäre Manöver und mehrere Fehlerfälle betrachtet. Dabei wird die Notwendigkeit eines doppelt wirkenden Sperrmechanismus im System ersichtlich. Außerdem kann der signifikante Einfluss einer schnellen Fehlerdetektion ermittelt werden. Im Weiteren wird das erhebliche Eingriffspotential von alternativen Fahrdynamikregelsystemen im Falle einer Aktuatorstörung aufgezeigt. Obwohl für die untersuchten Manöver und Störfälle ein Lösungsvorschlag unterbreitet werden konnte, sind weitere Untersuchungen bzgl. des Fail-Safe-Verhaltens eines derartigen Systems, speziell für transiente Manöver, erforderlich, um dieses Lenksystem als unkritisch einstufen zu können.

Gemäß der Aufgabenstellung hat diese Diplomarbeit einen Beitrag zur Entwicklung eines eCorner Moduls und insbesondere einer elektrischen Einzelradlenkung geleistet. Es konnten Bedenken bzgl. des erhöhten Energieverbrauchs beseitigt und Vorschläge für eine sichere Gestaltung des Systems unterbreitet werden.

A. Anhang

A.1. Koordinatensysteme Fahrzeugmodell

Für das Fahrzeugmodell werden sieben Koordinatensysteme eingeführt, wobei jedem Rad ein entsprechendes zugeordnet ist:

- 0 \longrightarrow ortsfestes Inertialkoordinatensystem
- V \longrightarrow fahrzeugfestes, horizontiertes Koordinatensystem
- B \longrightarrow aufbaufestes Koordinatensystem
- W_i \longrightarrow radfestes, horizontiertes Koordinatensystem des i -ten Rades

Dabei ist das fahrzeugfeste, horizontierte Koordinatensystem V um den Gierwinkel ψ gegenüber dem ortsfesten Koordinatensystem 0 gedreht. Die beiden Koordinatenursprünge sind um den Ortsvektor des Fahrzeugschwerpunktes \vec{r}_{CGtot} verschoben. Die Transformationsmatrix für einen Vektor vom ortsfesten in das fahrzeugfeste Koordinatensystem lautet:

$$\underline{\mathbf{T}}_{0V} = \begin{bmatrix} \cos\psi & \sin\psi & 0 \\ -\sin\psi & \cos\psi & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (\text{A.1})$$

In Abbildung A.1 ist dieser Zusammenhang dargestellt. Weiters sind auch die Drehungen vom horizontierten, fahrzeugfesten Koordinatensystem in das aufbaufeste System dargestellt.

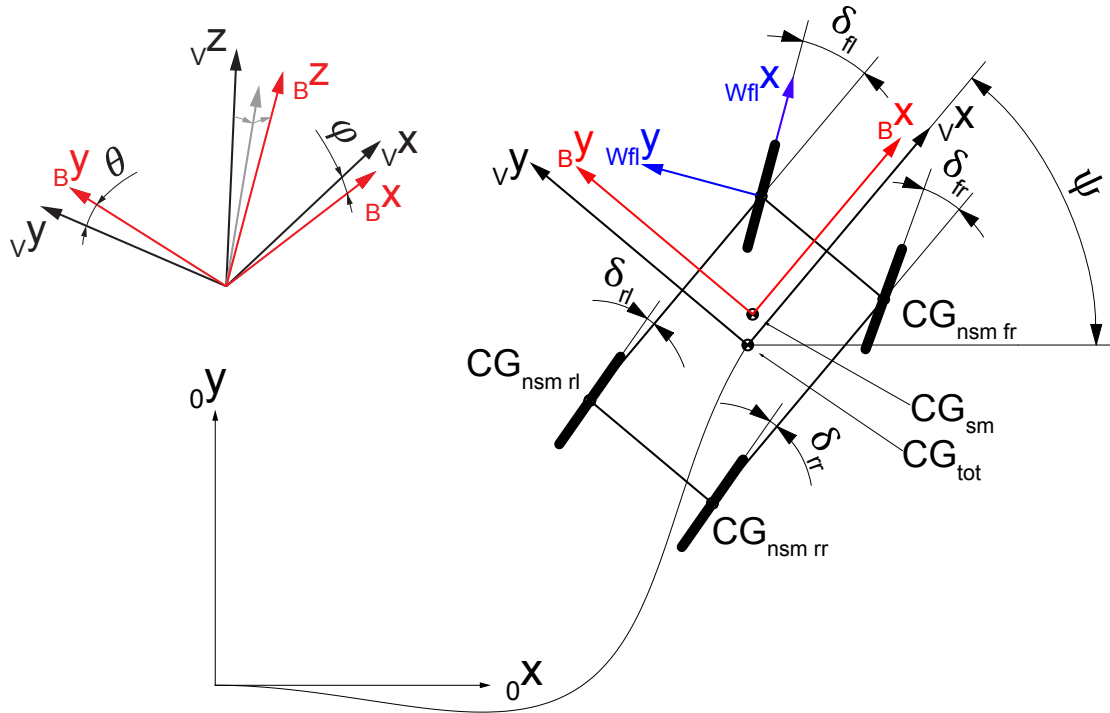


Abbildung A.1.: Koordinatensysteme

Der Aufbau kann sowohl Wank- als auch Nickbewegungen ausführen. Das Aufbaukoordinatensystem ist somit gegenüber dem horizontalen System um den Wank- respektive Nickwinkel verdreht. Außerdem fällt im Allgemeinen der Aufbauswerpunkt nicht mit jenem des Gesamtfahrzeuges zusammen. Dadurch weisen auch die Koordinatenursprünge der beiden Koordinatensysteme einen Abstand auf, welcher variabel über die Zeit ist. Die Transformationsmatrix vom fahrzeugfesten in das aufbaufeste Koordinatensystem ist dabei wie folgt definiert:

$$\begin{aligned}
\underline{\mathbf{T}}_{VB} &= \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos\phi & \sin\phi \\ 0 & -\sin\phi & \cos\phi \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \cos\theta & 0 & -\sin\theta \\ 0 & 1 & 0 \\ \sin\theta & 0 & \cos\theta \end{bmatrix} \\
&= \begin{bmatrix} \cos\theta & 0 & -\sin\theta \\ \sin\phi \cdot \sin\theta & \cos\phi & \sin\phi \cdot \cos\theta \\ \cos\phi \cdot \sin\theta & -\sin\phi & \cos\phi \cdot \cos\theta \end{bmatrix}
\end{aligned} \tag{A.2}$$

Durch Matrixmultiplikation von (A.2) und (A.1) ergibt sich als Transformationsmatrix vom ortsfesten zum aufbaufesten Koordinatensystem:

$$\begin{aligned}
\mathbf{T}_{0B} &= \mathbf{T}_{VB} \cdot \mathbf{T}_{0V} \\
&= \begin{bmatrix} \cos\theta & 0 & -\sin\theta \\ \sin\phi \cdot \sin\theta & \cos\phi & \sin\phi \cdot \cos\theta \\ \cos\phi \cdot \sin\theta & -\sin\phi & \cos\phi \cdot \cos\theta \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \cos\psi & \sin\psi & 0 \\ -\sin\psi & \cos\psi & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \\
&= \begin{bmatrix} \cos\theta \cdot \cos\psi & \cos\theta \cdot \sin\psi & -\sin\theta \\ \sin\phi \cdot \sin\theta \cdot \cos\psi - \cos\phi \cdot \sin\psi & \sin\phi \cdot \sin\theta \cdot \sin\psi + \cos\phi \cdot \cos\psi & \sin\phi \cdot \cos\theta \\ \cos\phi \cdot \sin\theta \cdot \cos\psi + \sin\phi \cdot \sin\psi & \cos\phi \cdot \sin\theta \cdot \sin\psi - \sin\phi \cdot \cos\psi & \cos\phi \cdot \cos\theta \end{bmatrix}
\end{aligned} \tag{A.3}$$

Die Radkoordinatensysteme sind um den jeweiligen Lenkwinkel δ_i gegenüber dem fahrzeugfesten Koordinatensystem verdreht. Die Ursprünge dieser radfesten Koordinatensysteme liegen in den Schwerpunkten der ungefederten Massen. Die Transformationsmatrix vom fahrzeugfesten in das radfeste Koordinatensystem lautet:

$$\mathbf{T}_{VW_i} = \begin{bmatrix} \cos\delta_i & \sin\delta_i & 0 \\ -\sin\delta_i & \cos\delta_i & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \tag{A.4}$$

A.2. Validierung Fahrzeugmodell

A.2.1. Fahrzeugdaten

In Tabelle A.1 sind die Fahrzeugdaten des Opel Combo CNG dargestellt, welcher für die Validierung des Fahrzeugmodells herangezogen werden. Die Parameter sind entweder gemessen, durch Messdaten mit dem Fahrzeugmodell identifiziert oder durch vereinfachte Berechnungen abgeschätzt. Die Werte für Luftwiderstandsbeiwert und Auftriebsbeiwert sind Literaturstellen für ähnliche Fahrzeuge entnommen. Die entsprechende Natur der Parameter ist in der letzten Spalte von Tabelle A.1 angegeben. Die Positionsangaben sind dabei von Boden und Mitte Vorderachse angegeben. Die positive x-Richtung ist in Fahrtrichtung, die positive y-Achse zeigt zur linken Seite.

Die Schwerpunkte der ungefederten Massen sind in den entsprechenden Ecken des Aufbaus angenommen und sind dadurch über Radstand und Spurweiten definiert.

Bezeichnung	Symbol	Wert	Einheit	Quelle
Fahrzeugmasse	m_{tot}	1571	[kg]	gemessen
Radstand	L	2,716	[m]	gemessen
Spurweite vorne	t_f	1,417	[m]	gemessen
Spurweite hinten	t_r	1,440	[m]	gemessen
Fahrzeugschwerpunkt	\vec{r}_{CGtot}	$\begin{bmatrix} -1,30 \\ 0,00 \\ 0,65 \end{bmatrix}$	[m]	gemessen
Fahrzeugträgheiten	$\underline{\mathbf{J}}_{CGtot}$	$\begin{bmatrix} 650 \\ 1500 \\ 2000 \end{bmatrix}$	[kgm ²]	identifiziert
Ungefederte Massen	$m_{nsm\ i}$	40	[kg]	gemessen
Rotationsträgheit Räder	$J_{rot\ i}$	2	[kgm ²]	berechnet
statischer Reifenradius	$r_{stat\ i}$	0,30	[m]	gemessen
Reifendruck	$p_{tire\ i}$	2,3	[bar]	gemessen
Motormasse	m_{eng}	170	[kg]	identifiziert
Motorposition	\vec{r}_{eng}	$\begin{bmatrix} 0,10 \\ 0,00 \\ 0,65 \end{bmatrix}$	[m]	identifiziert
Steifigkeit Motoraufhängung	c_{eng}	600000	[kN/m]	identifiziert
Steifigkeit Motoraufhängung	c_{eng}	1500	[Ns/m]	identifiziert
Projizierte Frontfläche	A_{Proj}	2,3	[-]	berechnet
Luftwiderstandsbeiwert	C_D	0,35	[-]	Literatur [36], [26]
Auftriebsbeiwert	C_L	0	[-]	Literatur [36]
Seitenwindbeiwert	C_S	0	[-]	-

Tabelle A.1.: Fahrzeugdaten

A.2.2. Feder-, Dämpfer- und Stabilisator Kennwerte

Durch Messungen auf einem K&C-Prüfstand können durch gleichzeitiges Einfedern des linken und rechten Rades die Federkennlinien und durch gegenseitiges Einfedern die Stabilisatorsteifigkeit ermittelt werden. Die entsprechenden Messdaten sind in nachfolgenden Messberichten für die Vorder- und Hinterachse dargestellt.

Die Dämpferparameter werden, wie in Kapitel 2.2.3 beschrieben, mittels Messdaten über eine Schlagleistenüberfahrt identifiziert, da keine expliziten Messdaten vorlagen.

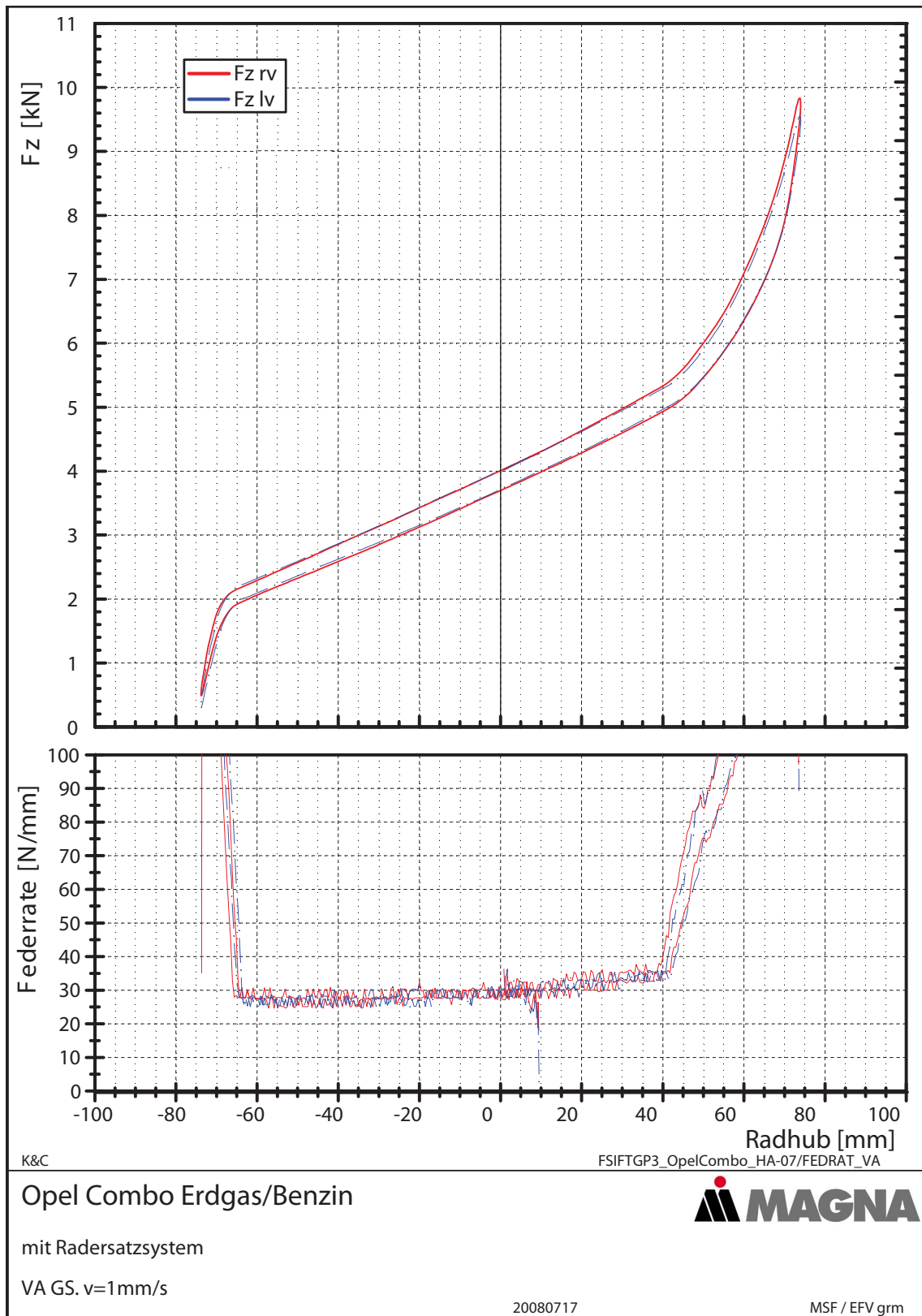


Abbildung A.2.: Federkennlinie Vorderachse bei parallelem Einfedern

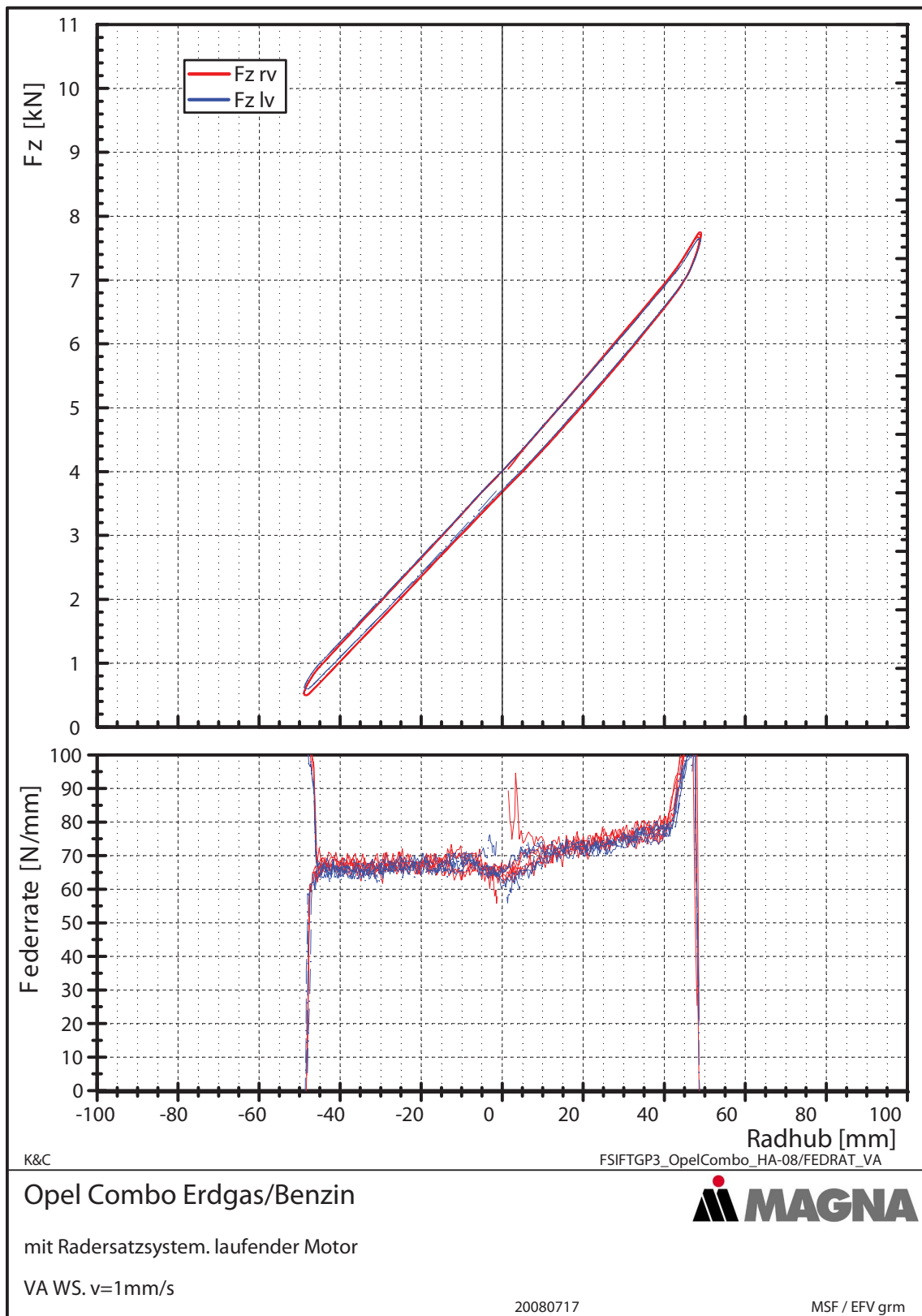


Abbildung A.3.: Federkennlinie Vorderachse bei gegenseitigem Einfedern

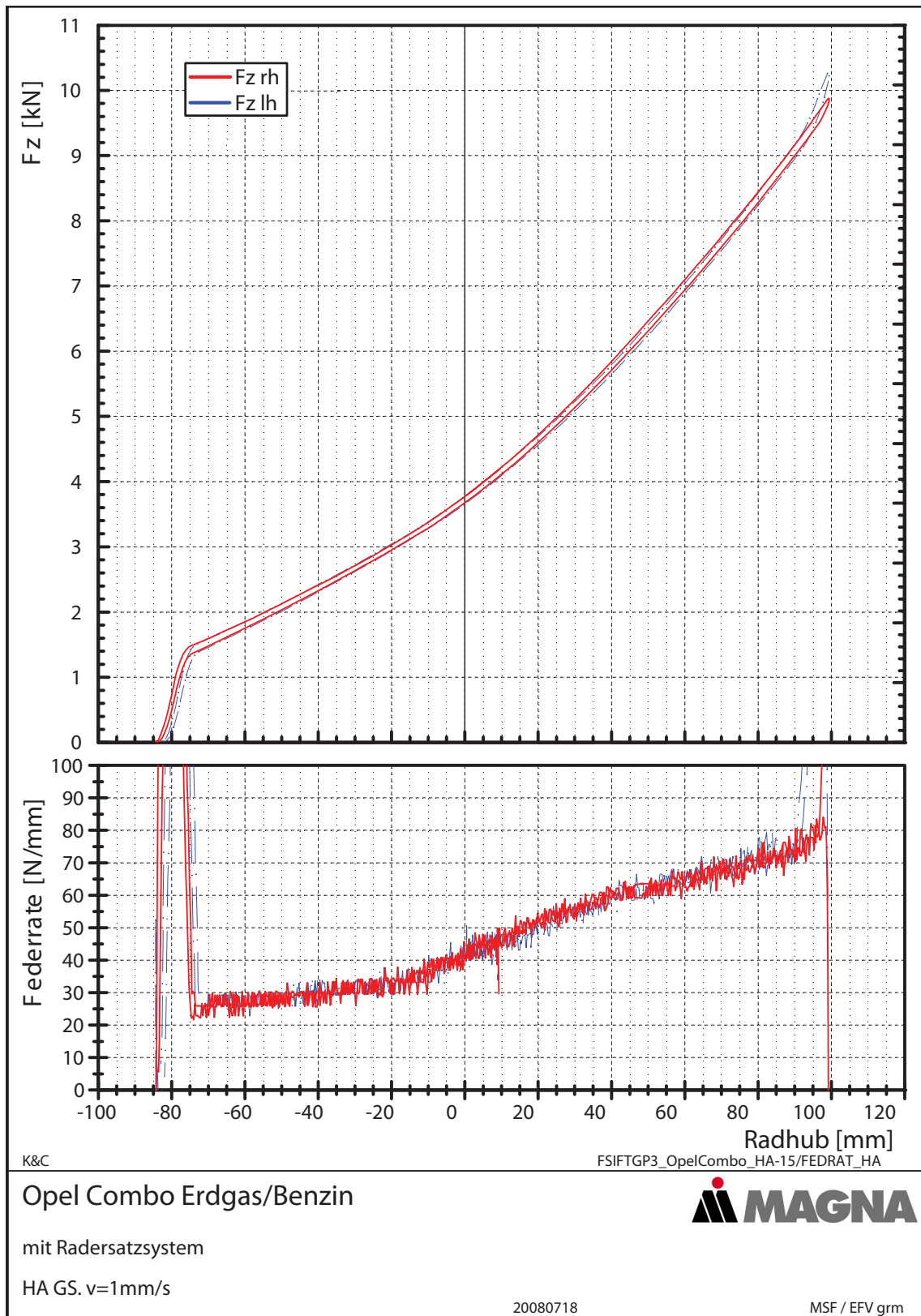


Abbildung A.4.: Federkennlinie Hinterachse bei parallelem Einfedern

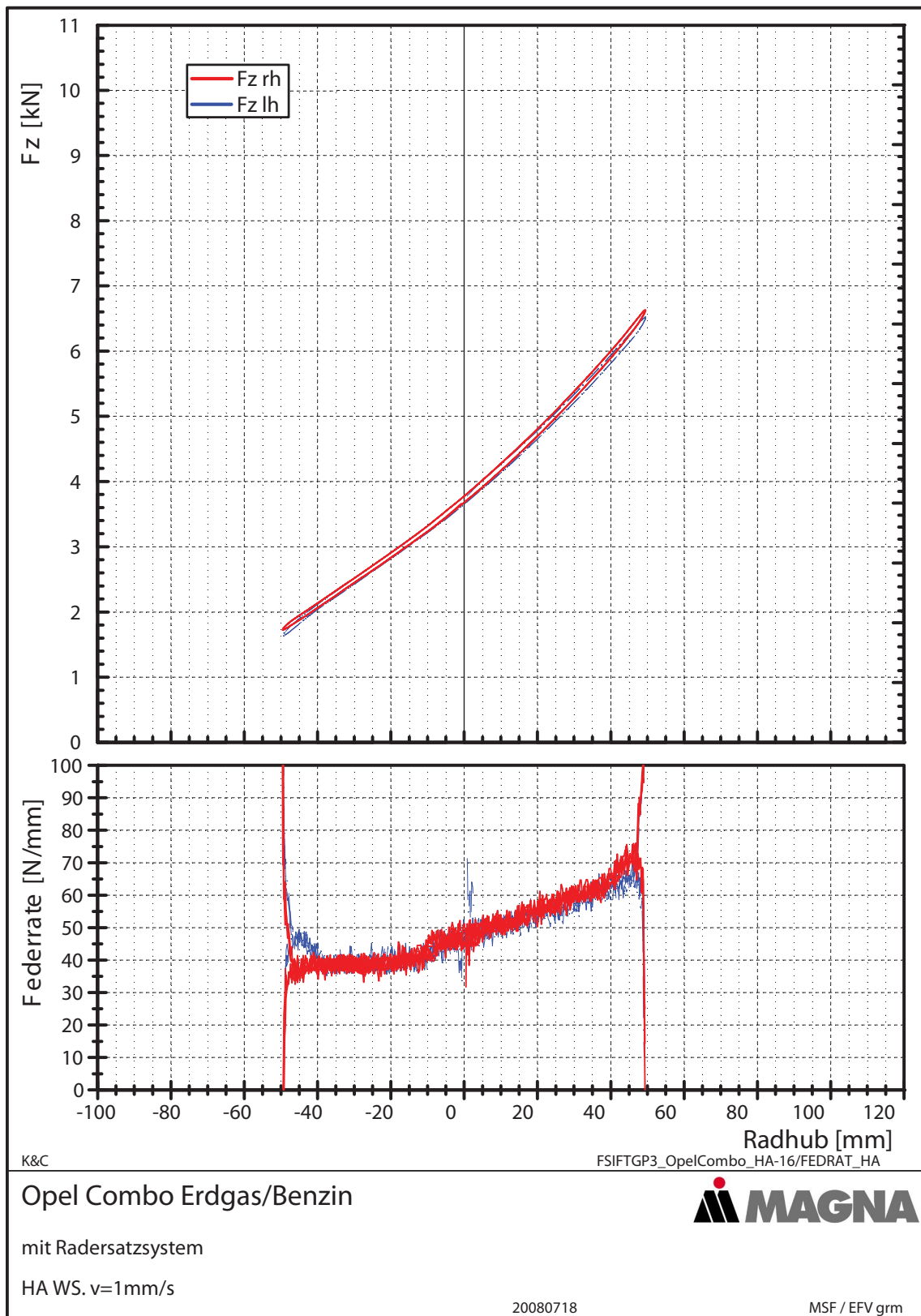


Abbildung A.5.: Federkennlinie Hinterachse bei gegenseitigem Einfedern

A.2.3. Reifen

Das validierte Fahrzeug ist mit Reifen vom Typ *Continental ContPremiumContact2 185/60-R15* bereift. Für diesen Reifen liegen gefilterte und aufbereitete Messdaten von einem Reifenprüfstand vor, welche in Abbildung A.6 dargestellt sind. Zusätzlich sind in Abbildung A.6 die Daten für das parametrisierte Reifenmodell dargestellt. Als Reifenmodell wird ein erweitertes TMsimple Modell [32] verwendet. In Tabelle A.2 sind die Werte des parametrisierten Modells aufgelistet.

Bezeichnung	Symbol	Wert	Einheit
Nominale Vertikalkraft	$F_z \text{ nom}$	2500	[N]
Maximale Längskraft bei $F_z \text{ nom}$	$F_x \text{ max}(F_z \text{ nom})$	2740	[N]
Sättigungswert der Längskraft bei $F_z \text{ nom}$	$F_x \text{ sat}(F_z \text{ nom})$	2130	[N]
Schlupfsteifigkeit bei $F_z \text{ nom}$	$\left. \frac{\partial F_x}{\partial s} \right _{s=0}(F_z \text{ nom})$	430	[N/%]
Maximale Längskraft bei $2 \cdot F_z \text{ nom}$	$F_x \text{ max}(2 \cdot F_z \text{ nom})$	5480	[N]
Sättigungswert der Längskraft bei $2 \cdot F_z \text{ nom}$	$F_x \text{ sat}(2 \cdot F_z \text{ nom})$	4350	[N]
Schlupfsteifigkeit bei $2 \cdot F_z \text{ nom}$	$\left. \frac{\partial F_x}{\partial s} \right _{s=0}(2 \cdot F_z \text{ nom})$	1100	[N/%]
Maximale Querkraft bei $F_z \text{ nom}$	$F_y \text{ max}(F_z \text{ nom})$	2720	[N]
Sättigungswert der Querkraft bei $F_z \text{ nom}$	$F_y \text{ sat}(F_z \text{ nom})$	2600	[N]
Schräglaufsteifigkeit bei $F_z \text{ nom}$	$\left. \frac{\partial F_y}{\partial \alpha} \right _{\alpha=0}(F_z \text{ nom})$	51600	[N/rad]
Maximale Querkraft bei $2 \cdot F_z \text{ nom}$	$F_y \text{ max}(2 \cdot F_z \text{ nom})$	4990	[N]
Sättigungswert der Querkraft bei $2 \cdot F_z \text{ nom}$	$F_y \text{ sat}(2 \cdot F_z \text{ nom})$	4700	[N]
Schräglaufsteifigkeit bei $2 \cdot F_z \text{ nom}$	$\left. \frac{\partial F_y}{\partial \alpha} \right _{\alpha=0}(2 \cdot F_z \text{ nom})$	80200	[N/rad]
Anfangswert des pn. Nachlaufs bei $F_z \text{ nom}$	$\left. \frac{n_{pn}}{L_{Latsch}} \right _0(F_z \text{ nom})$	0.24	[-]
Querschlupf bei $n_{pn} = 0$ und $F_z \text{ nom}$	$s_y(n_{pn} = 0, F_z \text{ nom})$	12	[%]
Querschlupf bei $n_{pn \text{ sat}} = 0$ bei $F_z \text{ nom}$	$s_y(n_{pn \text{ sat}}, F_z \text{ nom})$	22	[%]
Anfangswert des pn. Nachlaufs bei $2 \cdot F_z \text{ nom}$	$\left. \frac{n_{pn}}{L_{Latsch}} \right _0(2 \cdot F_z \text{ nom})$	0.50	[-]
Querschlupf bei $n_{pn} = 0$ und $2 \cdot F_z \text{ nom}$	$s_y(n_{pn} = 0, 2 \cdot F_z \text{ nom})$	15	[%]
Querschlupf bei $n_{pn \text{ sat}} = 0$ bei $2 \cdot F_z \text{ nom}$	$s_y(n_{pn \text{ sat}}, 2 \cdot F_z \text{ nom})$	19	[%]
Longitudinale Reifensteifigkeit	c_x	200	[kN/m]
Laterale Reifensteifigkeit	c_y	100	[kN/m]
Rollwiderstandsbeiwert	f_R	0.01	[-]

Tabelle A.2.: TMsimple Parameter

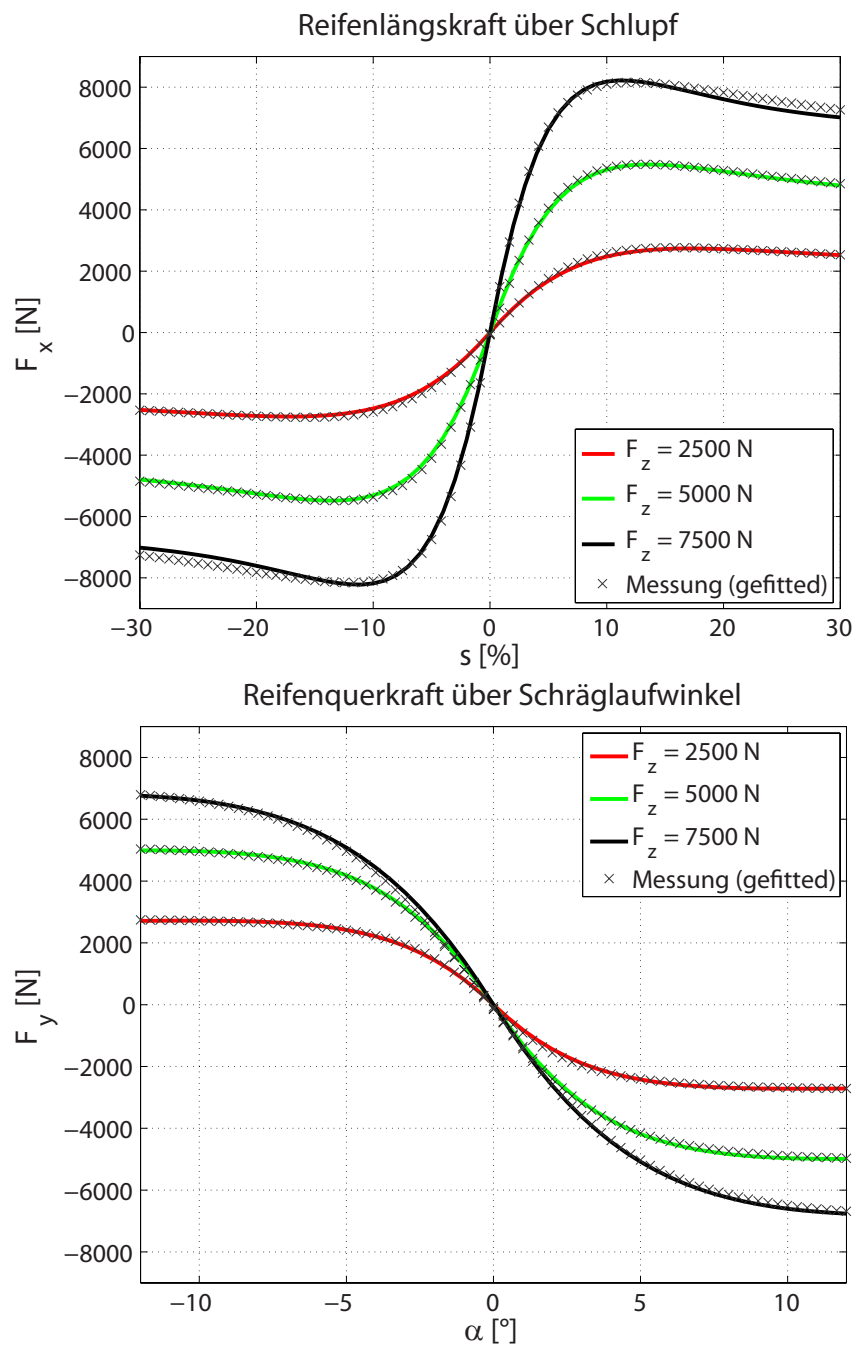


Abbildung A.6.: Longitudinale und Laterale Reifencharakteristik

In Abbildung A.7 sind die Kamm'schen Kreise des Reifens für verschiedene Aufstandskräfte dargestellt. Man erkennt deutlich die Degressivität des Reifens in Querrichtung. In Längsrichtung ist ein nahezu linearer Anstieg der Längskraft erkennbar. Für kleine

Aufstandskräfte hat der Reifen in Quer- und Längsrichtung nahezu gleiches Kraftschlusspotential. Dies ändert sich für höhere Aufstandskräfte durch die Degressivität des Reifens in Querrichtung.

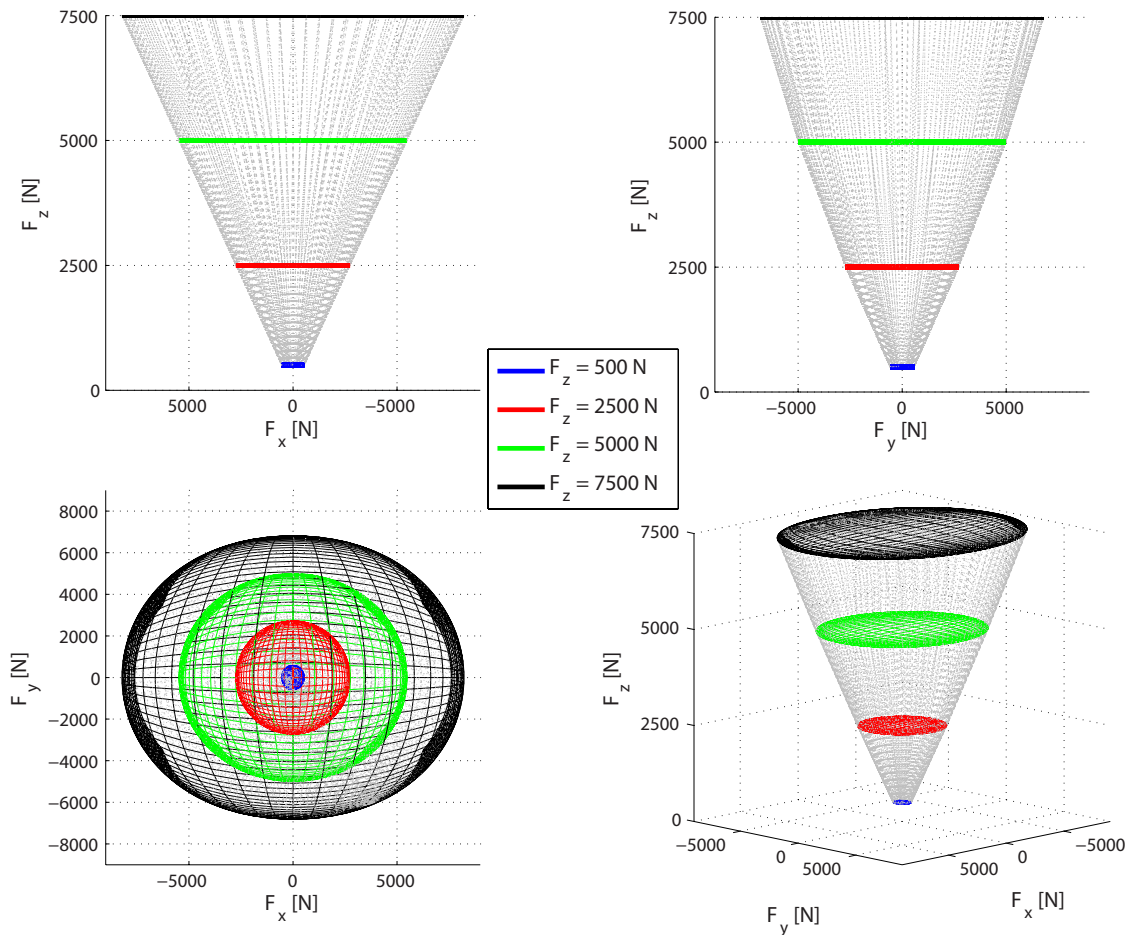


Abbildung A.7.: Kamm'sche Kreise des Reifens für verschiedene Reifenaufstandskräfte

A.2.4. Kinematik

Die benötigten kinematischen Daten, welche im Modell berücksichtigt worden sind:

- Vorspuränderung
- Sturzänderung
- Horizontale Verschiebung des Radaufstand- und Radmittelpunktes
- Wankzentren von Vorder- und Hinterachse
- Nickpole der rechten und linken Seite

An der Vorderachse ist eine McPherson-Achse verbaut, welche kinematisch bestimmt ist. Die Kinematikpunkte liegen als Messdaten vor. Damit werden mittels KOS in Abhängigkeit von Einfederweg und Lenkwinkel die entsprechenden Kennwerte ermittelt. In Abbildung A.8 sind die Daten für Vorspuränderung, Sturzänderung sowie die horizontale Verschiebung des vorderen linken Rades dargestellt (rechte Seite ist spiegelsymmetrisch). Weitere Kennwerte der Kinematik sind die laterale und vertikale Position des Wankzentrums in Abhängigkeit von rechter und linker Einfederbewegung sowie die Nickpole.

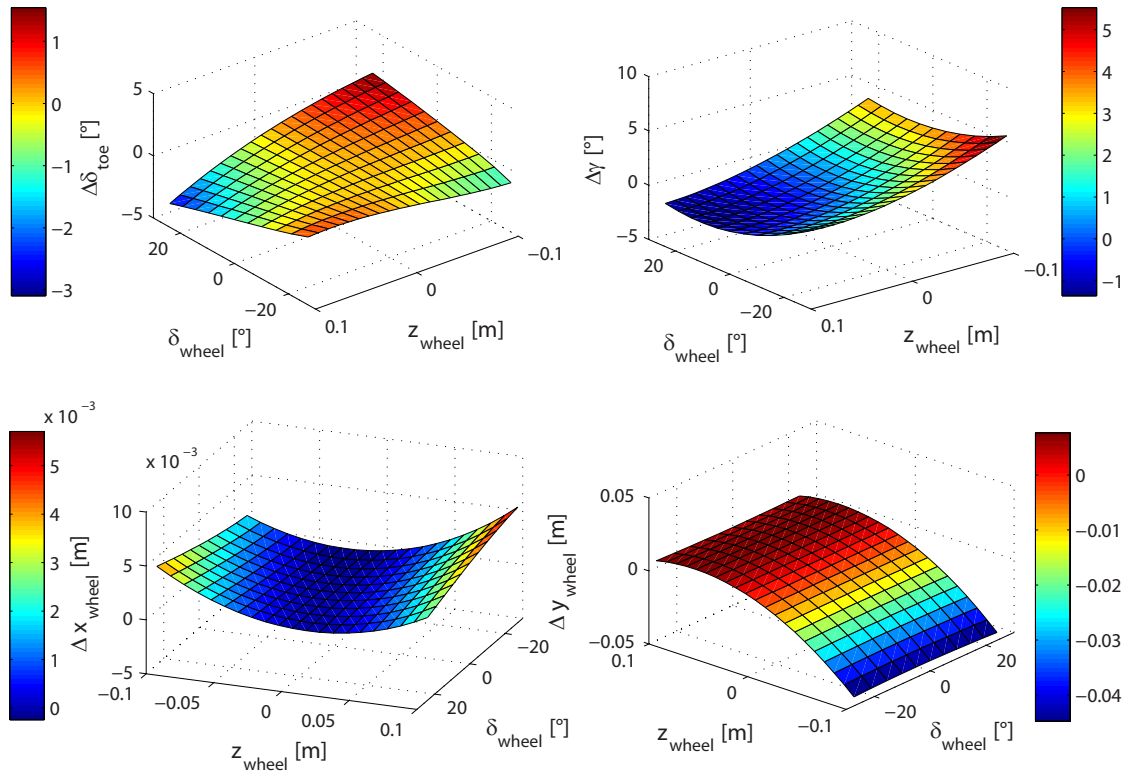


Abbildung A.8.: Kinematikwerte des vorderen linken Rades ermittelt mit KOS

Um die Lenkübersetzung zu erhalten, wurden für den Zusammenhang zwischen Lenkradwinkel und Radlenkwinkel Messungen durchgeführt, welche in Abbildung A.9 für das rechte und linke Vorderrad dargestellt sind.

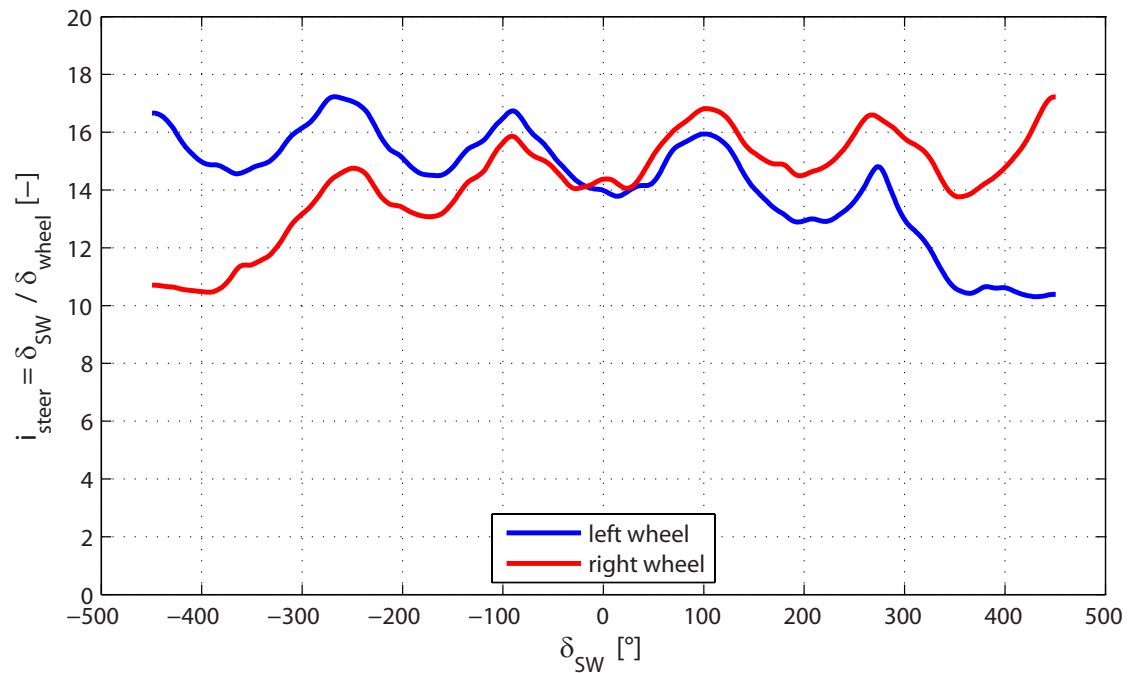


Abbildung A.9.: Lenkübersetzung

Die Hinterachse des untersuchten Opel Combo CNG ist eine Verbundlenkerachse, welche kinematisch nicht bestimmt ist. Deshalb können die entsprechenden Kurven nicht mittels KOS ermittelt werden. Es werden stattdessen Kennlinien herangezogen, welche mittels MSC Adams® berechnet wurden.

Da kein vollständiges Kennfeld der Kennwerte vorlag, sondern lediglich Kurven für paralleles und gegenseitiges Einfedern, wird eine Überlagerung aus parallelem und gegenseitigem Einfedern für die Berechnung der Kennwerte herangezogen. Die damit ermittelten Kennfelder für die Lage des Wankzentrums der Hinterachse sind in Abbildung A.10 dargestellt. Zusätzlich sind die mittels MSC Adams® ermittelten Kennlinien für paralleles und gegenseitiges Einfedern eingezeichnet.

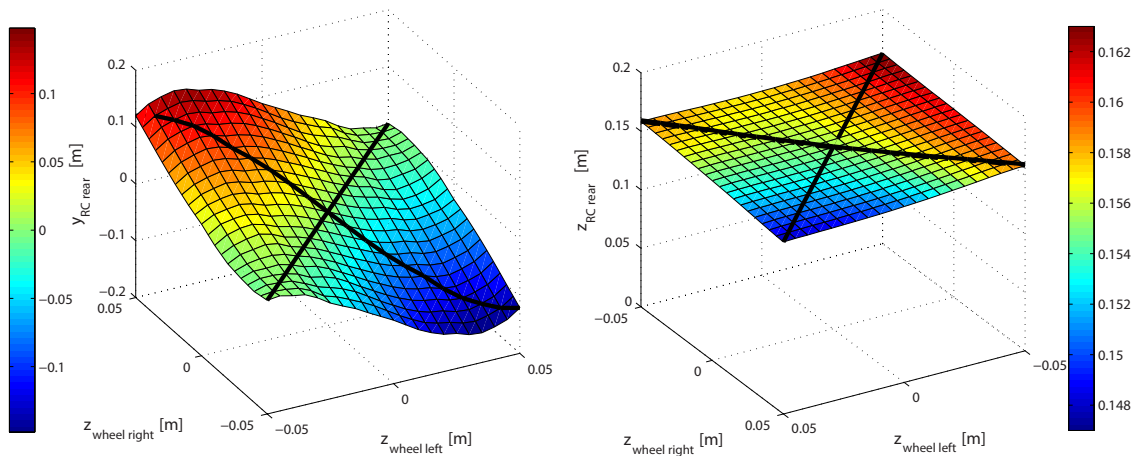
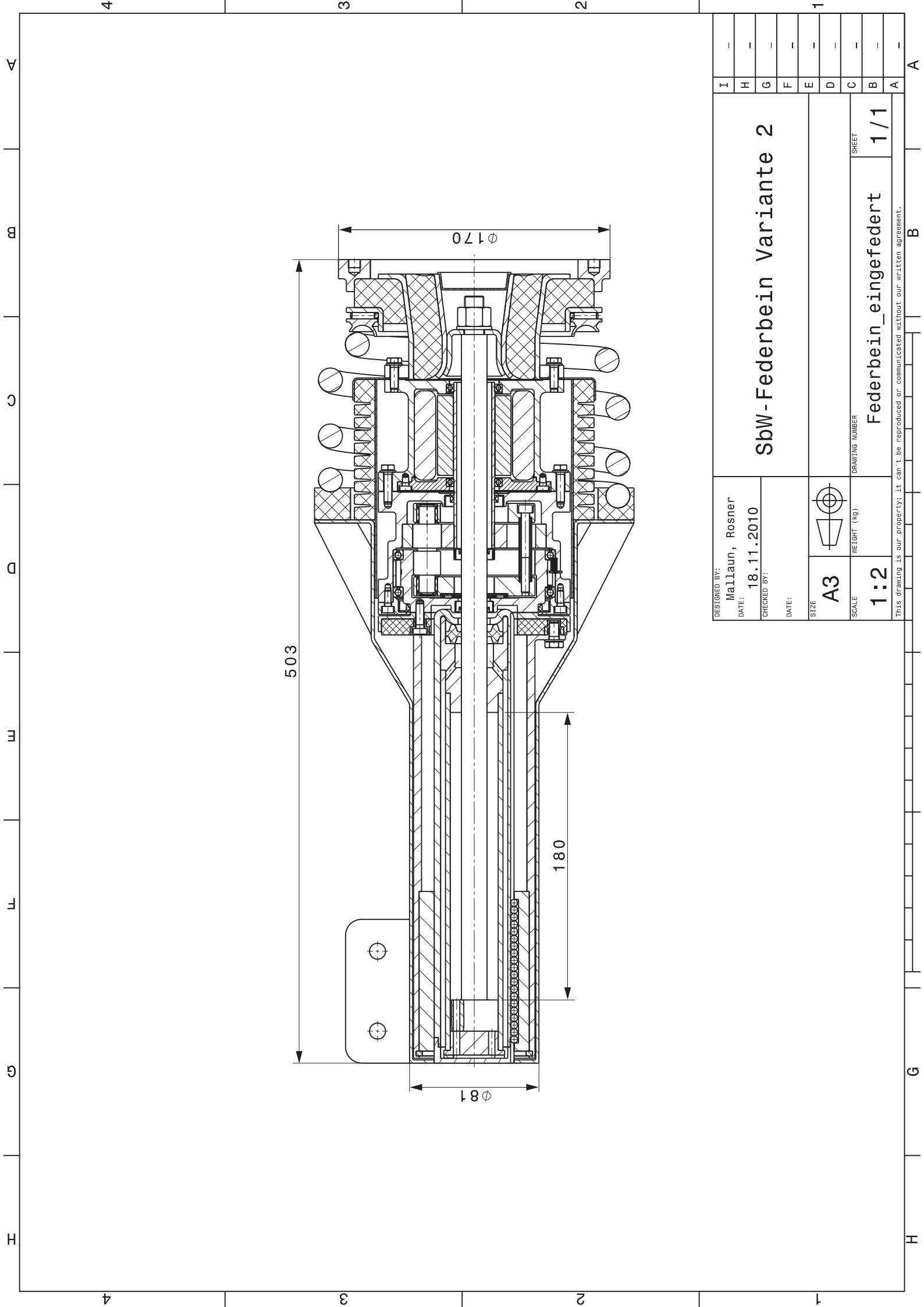


Abbildung A.10.: Position des Wankzentrums der Hinterachse

Die Vorspuränderung sowie Sturzänderung liegen durch die Messungen am K&C-Prüfstand als Messdaten für paralleles und gegenseitiges Einfedern vor. Äquivalent zum Wankzentrum werden daraus die Kennfelder berechnet. Der Nickpol der Verbundlenkerachse wird als konstant in dessen Drehachse der Lagerung angenommen.

A.3. Ausgeführte Aktuatorkonstruktion

In nachfolgender Konstruktionszeichnung ist der Zusammenbau des Aktuators in Mittel- lage ersichtlich.



DESIGNED BY: Mallaun, Rosner	SbW-Federbein Variante 2		I	-
DATE: 18.11.2010			H	-
CHECKED BY:			G	-
DATE:			F	-
SIZE A3			E	-
WEIGHT (kg)			D	-
DRAWING NUMBER Federbein_eingefedert	1/1		C	-
SCALE 1:2			B	-
This drawing is our property; it can't be reproduced or communicated without our written agreement.			A	-

Abbildungsverzeichnis

1.1. eCorner Module	1
1.2. Konstruktion des SbW Federbeins	4
2.1. Aufbau des Fahrdynamikmodells	8
2.2. MOVES ² Vollfahrzeugmodell	10
2.3. Aufteilung der Massen im Fahrzeugmodell	12
2.4. Koordinatensysteme des Fahrzeugmodells	13
2.5. Kräftesituation des Fahrzeugaufbaus	15
2.6. Schwerpunktbewegung des Aufbaus	17
2.7. Charakteristische Feder- und Dämpferkennlinien	19
2.8. Opel Combo CNG mit Messaufbau	23
2.9. Trajektorie und Manöverinputs der stationären Kreisfahrt	24
2.10. Schwimmwinkel, Gierrate und Wankwinkel bei stationärer Kreisfahrt	25
2.11. Radlenkwinkel bei stationärer Kreisfahrt	26
2.12. Transiente Manöverinputs	27
2.13. Schwimmwinkel und Gierrate für das transiente Manöver	27
2.14. z-Profil der Fahrbahn	28
2.15. Radbeschleunigungen vorne links und hinten rechts	28
2.16. Aufbaubeschleunigungen an Vorder- und Hinterachse	29
3.1. McPherson Radaufhängung	33
3.2. Ausgeführte Aktuator konstruktion	33
3.3. Harmonic Drive Getriebe	34
3.4. Module des Aktuatormodells	35
3.5. Kinematik der Radaufhängung	36
3.6. Schematische Darstellung des Aktuatormodells	38
3.7. Kräfteschaubild des Dämpfers	39
3.8. Differenz zwischen Aktuatorwinkel und Radlenkwinkel	39
3.9. Signalfloss bei Co-Simulation	40
4.1. Übertragungsverhalten des Lenkungsaktuators in Drehrichtung	44

4.2.	Lenkungselastizität eines konventionellen PKW	46
4.3.	Degressive Abnahme der Aktuatorelastizität	47
4.4.	Lenkwinkel, Lenkwinkelgeschwindigkeit und elektrische Lenkleistung	48
5.1.	Histogramme der Zyklen	51
5.2.	Mittlerer elektrischer Energieverbrauch	52
5.3.	Zeitverläufe der elektrischen Leistung	53
5.4.	Vergleich mit Servolenkungen	53
6.1.	Doppelt wirkender Sperrmechanismus	55
6.2.	Fehlerdetektion bei Aktuatorstörung	57
6.3.	Berechnung der Abweichung von der Referenztrajektorie	58
6.4.	Abweichung von der Solltrajektorie für die Geradeausfahrt	59
6.5.	Gierverhalten nach Aktuatorfehler bei Geradeausfahrt	60
6.6.	Abweichung von der Solltrajektorie für die stationäre Kurvenfahrt	61
6.7.	Degressives Reifenverhalten	62
6.8.	Gierverhalten nach Aktuatorfehler bei stationärer Kurvenfahrt	63
6.9.	Regelkonzept des Torque Vectoring Systems	64
6.10.	Fahrzeugzustand bei stationärer Kurvenfahrt und TV-Regeleingriff	65
A.1.	Koordinatensysteme	70
A.2.	Federkennlinie Vorderachse bei parallelem Einfedern	73
A.3.	Federkennlinie Vorderachse bei gegenseitigem Einfedern	74
A.4.	Federkennlinie Hinterachse bei parallelem Einfedern	75
A.5.	Federkennlinie Hinterachse bei gegenseitigem Einfedern	76
A.6.	Longitudinale und Laterale Reifencharakteristik	78
A.7.	Kamm'sche Kreise des Reifens für verschiedene Reifenaufstandskräfte	79
A.8.	Kinematikkennwerte vorne links	80
A.9.	Lenkübersetzung	81
A.10.	Position des Wankzentrums der Hinterachse	82

Tabellenverzeichnis

A.1. Fahrzeugdaten	72
A.2. TMsimple Parameter	77

Literaturverzeichnis

- [1] A. E. ROJAS ROJAS, H. NIEDERKOFER, X. BAS FERRER, J. DÜRNBERGER: *Modular Modeling of Vehicles with Innovative Powertrain Systems*. In: *13th EAEC European Automotive Congress, EAEC, Valencia*, 2011.
- [2] A. E. ROJAS ROJAS, H. NIEDERKOFER, J. DÜRNBERGER: *Analyse der Fahrsicherheit von Fahrzeugen mit Radnabenmotoren auf unebener Fahrbahn*. In: *2. Automobiltechnisches Kolloquium, VDI, München*, 2011.
- [3] A. E. ROJAS ROJAS, H. NIEDERKOFER, J. E. WILSON APONTE: *Co-Simulation for the Synthesis of Suspension Systems for Passenger Vehicles with In-Wheel Motors based on Genetic Algorithms*. In: *Chassis.Tech plus, ATZlive, München*, 2011.
- [4] A. E. ROJAS ROJAS, H. NIEDERKOFER, J. WILLBERGER: *Comfort and safety enhancement of passenger vehicles with in-wheel motors*. In: *SAE World Congress 2010, Detroit*, 2010.
- [5] A.J.C. SCHMEITZ: *A Semi-Empirical Three-Dimensional Model of the Pneumatic Tyre Rolling over Arbitrarily Uneven Road Surfaces*. Doktorarbeit, Technische Universität Delft, 2004.
- [6] D. KOLLREIDER: *Identifikation der Reifeneigenschaften als Grundlage zur Fahrdynamikbewertung*. Doktorarbeit, Technische Universität Graz, 2009.
- [7] D. LAURENT, M. SEBE, D. WALSER: *Patentnr.: 6,113,119: Assembly Comprising a Wheel and a Suspension into the Wheel*, 05.09.2000.
- [8] D. SCHRAMM, M. HILLER, R. BARDINI: *Modellbildung und Simulation der Dynamik von Kraftfahrzeugen*. Springer, 2010.
- [9] DEUTSCHES INSTITUT FÜR NORMUNG: *DIN70000, Fahrzeugdynamik und Fahrverhalten*, 1994.
- [10] E. MALLAUN, L. ROSNER: *Entwicklung eines Steer-by-Wire Federbeins*. Bachelorarbeit, Institut für Fahrzeugtechnik (TU Graz), 2010.
- [11] G. RILL: *Simulation von Kraftfahrzeugen*. Vieweg Verlag, 1994.

- [12] G. RILL: *Vehicle Dynamics Lecture Notes*. Fachhochschule Regensburg, 2003.
- [13] H. B. PAJEKA: *Tire and Vehicle Dynamics*. Society of Automotive Engineering, Inc., 2002.
- [14] H. NATZSCHKA: *Straßenbau. Entwurf und Bautechnik*. Teubner, 1997.
- [15] H. NIEDERKOFER, J. DÜRNBERGER, A. E. ROJAS ROJAS: *Electrical Single Wheel Steering for Future Suspension Systems*. In: *13th EAEC European Automotive Congress, EAEC, Valencia*, 2011.
- [16] HARMONIC DRIVE: *The Basics of Harmonic Drive Gearing*. Power Transmission Engineering, 2006.
- [17] HARMONIC DRIVE AG: *Produktbeschreibung CSD-2A*, 2011.
- [18] HARMONIC DRIVE AG: *Projektierung mit Harmonic Drive Getrieben*, 2011.
- [19] I. J. M. BESSELINK: *Shimmy of Aircraft Main Landing Gears*. Doktorarbeit, Technische Universiteit Delft, 2000.
- [20] INTERNETQUELLE: *imageshack.us*, Verfügbar unter <http://imageshack.us/photo/my-images/23/mcpherson.gif/>, Zugegriffen am: 05.05.2011.
- [21] J. E. WILSON APONTE: *Development of a Suspension Kinematics Optimization System - KOS*. Diplomarbeit, Institute of Automotive Engineering (TU Graz), 2010.
- [22] J. EDELMANN: *PKW-Fahrermodell für höhere Querbeschleunigungen*. Diplomarbeit, Fakultät für Maschinenbau (TU Wien), 2004.
- [23] J. REIMPELL: *Fahrwerktechnik: Lenkung*. Vogel Buchverlag, 1984.
- [24] M. KRAUS: *Aktoren für anspruchsvolle Fahrwerke - Clevere Mechanik entlastet Elektromotoren*. In: *8. LuK Kolloquium 04./05.05.2006*. LuK GmbH & Co. KG, 2006.
- [25] M. MARINI: *Modular Vehicle Model for Comfort and Safety Assessment*. Diplomarbeit, Institute of Automotive Engineering (TU Graz), 2009.
- [26] M. MITSCHKE, H. WALLENTOWITZ: *Dynamik der Kraftfahrzeuge*. Springer Verlag, 2003.
- [27] R. ISERMANN: *Mechatronische Systeme Grundlagen*. Springer Verlag, 2002.
- [28] S. O. ZETTERSTRÖM: *Patentnr.: US 2007/0131474 A1: Vehicle Wheel Suspension Assembly*, 14.06.2007.

- [29] W. BREITWEG: *Hat eine hydraulische Lenkung noch Chancen für die Zukunft?*. In: *Proceedings der Tagung Pkw-Lenksysteme - Vorbereitung auf die Technik von morgen, Haus der Technik, Essen*, 2003.
- [30] W. HIRSCHBERG: *Fahrzeugdynamik (Vorlesungsskriptum)*. Institut für Fahrzeugtechnik (TU Graz), 2007.
- [31] W. HIRSCHBERG: *Kraftfahrzeugtechnik (Vorlesungsskriptum)*. Institut für Fahrzeugtechnik (TU Graz), 2007.
- [32] W. HIRSCHBERG: *TMSimple: A Simple to Use Tyre Model*. Institut für Fahrzeugtechnik (TU Graz), 2007.
- [33] W. HIRSCHBERG, G. RILL, H. WEINFURTER: *Tire model TMeasy*. *Vehicle System Dynamics* 45, 2007.
- [34] W. MATSCHINSKY: *Radführungen der Straßenfahrzeuge*. Springer Verlag, 2007.
- [35] W. MILLIKEN, D. MILLIKEN: *Race Car Vehicle Dynamics*. Society of Automotive Engineers (SAE), 1997.
- [36] W.H. HUCHO: *Aerodynamik des Automobils*. Vieweg+Teubner, 2005.
- [37] X. BAS FERRER: *Development of an Environment Framework for a Modular Vehicle Simulation System*. Diplomarbeit, Institute of Automotive Engineering (TU Graz), 2011.