

Validierung radargestützter Fahrerassistenzsysteme am Fahrzeugprüfstand - Ein Beitrag zu technischen Anforderungen und Aufbaubewegungen

Zur Erlangung des akademischen Grades eines
DOKTORS DER INGENIEURWISSENSCHAFTEN
(Dr.-Ing.)

von der KIT-Fakultät für Maschinenbau
des Karlsruher Instituts für Technologie (KIT)

angenommene
DISSERTATION

von

M. Sc.

Clemens Leonardo Kurz

Tag der mündlichen Prüfung:
Hauptreferent:
Korreferenten:

23.09.2026
Prof. Dr. rer. nat. Frank Gauterin
Prof. Dr.-Ing. Tobias Düser

Abstract

The development of advanced driver assistance systems and automated driving made a huge progress in recent years. As a result, the number of components and functionalities in these systems has also increased significantly. In order to be able to carry out cost-effective validation of such complex systems, there are various methods in the V-model development process. A new method is the validation of advanced driver assistance systems on vehicle test benches, which is expected to offer a considerable cost advantage due to reproducible environments. This dissertation takes a closer look at this method for the validation of radar-based advanced driver assistance systems. At the beginning of the thesis, essential scientific preliminary work is analyzed and the research gap is identified.

The main part of this dissertation analyzes the framework conditions required for the validation of radar-based advanced driver assistance functions. It discusses the real-time capability of the test bench system, the sensor models, and the type of sensor stimulation used. This can be used to derive options for future action. Furthermore, the test bench setup movements and their significance for the validation of radar-based driver assistance systems are discussed. Various approaches to accounting for vehicle body motion are discussed, and the method of compensating for vehicle body motion is selected for this study. The differences between the test bench setup motion and road motion are identified, and models are then derived with which these movements can be represented on the test bench for compensation purposes. The models for describing the body motion in the simulation are then analyzed and the modeling is examined and validated for real-world

applicability using various measurements on the vehicle test bench.

Finally, the errors that arise due to vehicle motion during the validation of radar-based driver assistance systems are discussed. This dissertation concludes with a summary of the findings and an outlook on further research opportunities.

Kurzfassung

Die Entwicklung von Fahrerassistenzsystemen und automatisiertem Fahren hat in den letzten Jahren deutliche Fortschritte gemacht. Damit einhergehend sind auch die Systeme in Anzahl der Komponenten sowie der Funktionalitäten deutlich gestiegen. Um mit solchen komplexen Systemen eine wirtschaftliche Validierung durchführen zu können, gibt es verschiedene Methoden im Entwicklungsprozess des V-Modells. Eine neu auftretende Methode ist die Validierung von Fahrerassistenzsystemen an Fahrzeugprüfständen, die durch reproduzierbare Umgebungen einen erheblichen Aufwandsvorteil bieten soll. Die vorliegende Arbeit geht auf diese Methode für die Validierung von radarbasierten Fahrerassistenzsystemen genauer ein. Zu Beginn der Arbeit werden essenzielle wissenschaftliche Vorarbeiten analysiert und herausgearbeitet welche Forschungslücke mit dieser Arbeit geschlossen werden soll.

Im Hauptteil dieser Arbeit werden die Rahmenbedingungen analysiert, die für eine Validierung von radarbasierten Fahrerassistenzfunktionen erforderlich sind. Dabei werden auf die Echtzeitfähigkeit des Prüfstandssystems, die Sensormodelle und die Art der verwendeten Sensorstimulation eingegangen. Daraus lassen sich zukünftig Handlungsoptionen ableiten. Des Weiteren werden die am Prüfstand auftretenden Aufbaubewegungen und deren Bedeutung für die Validierung von radarbasierten Fahrerassistenzsystemen eingegangen. Es werden verschiedene Möglichkeiten in der Berücksichtigung der Aufbaubewegungen diskutiert und die Kompensation der Aufbaubewegungen für die vorliegende Arbeit ausgewählt. Es wird herausgearbeitet, worin sich die Aufbaubewegungen am Prüfstand von den Straßenbewegungen unterscheiden und anschließend Modelle hergeleitet, mit denen diese Bewegungen

am Prüfstand für die Kompensation dargestellt werden kann. Anschließend werden die Modelle zur Beschreibung der Aufbaubewegungen in der Simulation analysiert und die Modellierung anhand verschiedener Messungen am Fahrzeugprüfstand auf reale Anwendbarkeit untersucht und validiert.

Abschließend werden die auftretenden Fehler durch die Aufbaubewegungen in der Anwendung bei der Validierung von radarbasierten Fahrerassistenzsystemen diskutiert. Eine Zusammenfassung der erarbeiteten Ergebnisse und ein Ausblick auf weiteres Forschungspotential schließen diese Arbeit ab.

Danksagung

Die vorliegende Arbeit entstand im Rahmen meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Fahrzeugsystemtechnik (FAST) des Karlsruher Instituts für Technologie (KIT). Durch die wertvolle Unterstützung vieler Personen war es möglich, die Arbeit in der vorliegenden Form zu verfassen.

Mein aufrichtiger Dank gilt Herrn Prof. Dr. rer. nat. Frank Gauterin, der das Promotionsvorhaben maßgeblich unterstützt und geprägt hat. Seine vielfältigen Anregungen und Diskussionen förderten das Verbinden wissenschaftlichen Denkens mit der praktischen Umsetzung. Herrn Prof. Dr.-Ing. Tobias Düser danke ich herzlich für die Übernahme des Korreferats und die intensiven Diskussionen, die meine Arbeit vorangebracht haben. Ebenso danke ich Herrn Prof. Dr.-Ing. Kai Furmans für die Übernahme des Prüfungsvorsitzes. Meiner Forschungsgruppenleiterin Frau Dipl.-Ing. Eva-Maria Knoch möchte ich für ihre wertvollen Anregungen und die uneingeschränkte Unterstützung meiner Forschungsarbeiten danken. Des Weiteren danke ich allen Kolleginnen und Kollegen, mit denen in den vergangenen Jahren zusammenarbeiten durfte und die Zeit am Institut schön gemacht haben.

Viele Ideen und Ansätze entstanden durch ein hervorragendes Miteinander im Team. Meinem Kollegen, Herrn Dr.-Ing. Felix Deufel danke ich für die wertvollen Diskussionen und Anregungen, welche mir viel Freude bereitet haben. Ebenso danke ich Herrn M. Sc. Leon Stangenberg, der zuerst als Abschlussarbeiter und später als Kollege einen wichtigen Grundstein der Arbeit mitgeprägt hat.

Ich danke meinen Eltern und meinen Geschwistern für die unermüdliche Unterstützung durch Höhen und Tiefen während der vergangenen Jahre meiner Promotion. Ebenso gilt besonderer Dank meiner Frau Karolin, die mich mit all ihrer Kraft und Aufmunterung durch schwierige Zeiten getragen hat. Ohne dich wäre diese Arbeit nicht fertiggestellt worden.

Zuletzt möchte ich meinem Gott danken, der mich bisher immer begleitet und geleitet hat. Ich danke Jesus Christus, durch den ich jeden Tag aufs Neue persönliche Freiheit erleben darf.

Karlsruhe, im Mai 2026

Clemens Leonardo Kurz

Inhaltsverzeichnis

Abstract	i
Kurzfassung	iii
Danksagung	v
Abkürzungs- und Symbolverzeichnis	xi
1 Einleitung	1
1.1 Motivation	1
1.2 Zielsetzung und Forschungsfrage	2
1.3 Aufbau der Arbeit	4
2 Grundlagen	7
2.1 V-Modell im Entwicklungsprozess automatisierter Fahrfunktionen	7
2.2 Funktionsweise Radar und Radarzielsimulation	9
2.2.1 Grundlagen Radar mit Chirp Sequence	9
2.2.2 Radarzielsimulation	21
2.3 Fahrzeugkoordinatensysteme	23
3 Absicherung von Fahrerassistenzsystemen	25
3.1 Gesetzliche Rahmenbedingungen zur Zulassung automatisierter Fahrzeuge	25
3.1.1 ISO 26262	26
3.1.2 ISO 21448 (SOTIF)	27
3.2 Entwicklung der Absicherungsvorgehensweise von FAS	28

3.3	Prüfstandstestverfahren zum Validieren von FAS	30
3.4	Modellierung der Aufbaubewegungen von Fahrzeugen . . .	33
3.5	Identifizierter Forschungsbedarf	36
4	Testen radarbasierter FAS am Prüfstand	41
4.1	Anforderungen an die Prüfumgebung des Fahrzeugprüfstands	41
4.1.1	Echtzeitfähigkeit des Prüfstandsystems	42
4.1.2	Validität der Sensormodelle in der Simulation am Fahrzeugprüfstand	43
4.1.3	Arten der Sensorstimulation	45
4.1.4	Schlussfolgerungen aus den Anforderungen	48
4.2	Genauigkeit der Zieldarstellung	49
4.3	Auswirkungen der Aufbaubewegungen auf die Sichtbereiche der Sensoren	51
4.3.1	Auswirkung der Nickbewegung	52
4.3.2	Auswirkung der Wankbewegung	54
4.4	Zwischenfazit	56
5	Modellierungsansätze zur Bestimmung prüfstandsbedingter Aufbaubewegungen	57
5.1	Unterschiede in den äußeren Kräften auf der Straße im Vergleich zum Fahrzeugprüfstand	57
5.1.1	Fahrzeug auf der Straße	58
5.1.2	Fahrzeug auf dem Prüfstand	63
5.2	Modellierung der Nickbewegung auf einem Fahrzeugprüfstand	66
5.3	Modellierung der Wankbewegung auf einem Fahrzeugprüfstand	74
5.4	Zusammenfassung	83
6	Validierung der Modelle der Aufbaubewegungen	85
6.1	Simulative Validierung der Aufbaubewegungen	85
6.1.1	Validierung des Nickmodells in der Simulation . . .	85
6.1.2	Validierung des Wankmodells in der Simulation . . .	90

6.2	Vehicle-in-the-Loop Fahrzeugprüfstand	96
6.2.1	Aufbau HW-SW-Infrastruktur des Prüfstands	97
6.3	Validierung des Nickmodells am Prüfstand	98
6.3.1	Messaufbau	99
6.3.2	Messergebnisse	103
6.4	Schlussfolgerungen aus Messergebnissen	108
6.4.1	Modellierung Nickbewegung	108
6.4.2	Modellierung Wankbewegung	109
7	Diskussion der Ergebnisse	111
8	Zusammenfassung und Ausblick	115
8.1	Zusammenfassung	115
8.2	Ausblick	116
	Literatur	119
	Eigene Publikationen	139
	Abbildungsverzeichnis	141
	Tabellenverzeichnis	145
 Anhang		
A	Anhang	149
A.1	Weitere Simulationsergebnisse zur Validierung des Wankmodells	149

Abkürzungs- und Symbolverzeichnis

Abkürzungen

ABS	Antiblockiersystem
ACC	Abstandsregeltempomaten (<i>Advanced Cruise Control</i>)
ASIL	Automobile Sicherheitsanforderungsstufe (<i>Automotive Safety Integrity Levels</i>)
CAN	Controller Area Network
CP	Radaufstandspunkt (<i>Tire Contact Point</i>)
DGL	Differentialgleichung
DQL	Doppelquerlenker
EKF	Erweiterter Kalmanfilter (<i>Extended Kalman Filter</i>)
ESP	Elektronisches Stabilitätsprogramm
E/E	Elektrik/Elektronik
FAS	Fahrerassistenzsysteme
FFT	Schnelle Fourier Transformation (<i>Fast Fourier Transformation</i>)
FMCW	Frequenzmodulierte Dauerstrich (<i>Frequency Modulated Continuous Wave</i>)
FPS	Bilder pro Sekunde (<i>Frames per Second</i>)
FoV	Sichtfeld (<i>Field of View</i>)
GPU	Grafische Recheneinheit (<i>Graphics Processing Unit</i>)
GUI	Grafische Benutzeroberfläche (<i>Graphical User Interface</i>)

HiL	Hardware-in-the-Loop
KIT	Karlsruher Institut für Technologie
KF	Korrekturfaktor
MAE	Mittlerer Absoluter Fehler (<i>Mean Absolute Error</i>)
MiL	Model-in-the-Loop
MKS	Mehrkörpersimulation
NVH	Geräusch, Vibration, Rauigkeit (<i>Noise Vibration Harshness</i>)
ODD	Operative Ausführungsebene (<i>Operational Design Domain</i>)
ODE	Gewöhnliche Differentialgleichung (<i>Ordinary Differential Equation</i>)
OTA	Funkstimulation (<i>Over the Air</i>)
PKW	Personenkraftwagen
RCS	Radarquerschnitt (<i>Radar Cross Section</i>)
RTS	Echtzeitsystem (<i>Real Time System</i>)
RZS	Radarzielsimulator
SiL	Software-in-the-Loop
SOTIF	Sicherheit der beabsichtigten Funktionalität (<i>Safety Of The Intended Functionality</i>)
ViL	Vehicle-in-the-Loop
VuT	Testfahrzeug (<i>Vehicle under Test</i>)

Lateinische Symbole

a	Beschleunigung
a_y	Beschleunigung in Y-Richtung
b_{sp}	Abstand von Masseschwerpunkt zu Achsaufhängung an der Vorderachse

$b_{\text{sp,l}}$	Abstand von Masseschwerpunkt zu linker Achsaufhängung an der Vorderachse
$b_{\text{sp,r}}$	Abstand von Masseschwerpunkt zu rechter Achsaufhängung an der Vorderachse
B	Bandbreite eines Radarchirps
$b_{1\text{D}}$	Eindimensionaler Beamsteering-Vektor
$b_{2\text{D}}$	Zweidimensionaler Beamsteering-Vektor
c_0	Lichtgeschwindigkeit
c_f	Federkonstante der Vorderachse
c_{fl}	Federkonstante des linken Teil der Vorderachse
c_{fr}	Federkonstante des rechten Teil der Vorderachse
c_r	Federkonstante der Hinterachse
c_{st}	Drehfederkonstante des Stabilisators
d_A	Seitlicher Antennenabstand von virtuellen Arrays
d_{rx}	Seitlicher Antennenabstand
d_{tx}	Vertikaler Antennenabstand
f	Frequenz
f_D	Dopplergeschwindigkeit
$f_{\text{D,det}}$	Detektierte Dopplergeschwindigkeit
$f_{\text{D,RZS}}$	Vom Radarzielsimulator erzeugte Dopplergeschwindigkeit
f_{min}	Startfrequenz eines Radar-Chirps
$f_{\text{Radar,r}}$	Empfangsfrequenz eines Radars für die Radarzielsimulation
f_{rx}	Sendefrequenz eines Radars
f_{tx}	Empfangsfrequenz eines Radars
F_c	Gewichtskraft im Masseschwerpunkt
F_D	Antriebskraft im Radaufstandspunkt
$\mathbf{F}_j$	Vektor der potentiallosen Kräfte
F_R	Summe der Widerstandskräfte

$F_{R,Air}$	Luftwiderstandskraft im Luftangriffspunkt
$F_{R,In}$	Trägheitskraft im Masseschwerpunkt
$F_{R,Inc}$	Steigungswiderstandskraft im Masseschwerpunkt
$F_{R,W}$	Reifenwiderstandskraft im Radaufstandspunkt
F_z	Dynamische Radlast im Radaufstandspunkt
g	Erdbeschleunigung
G	Antennengewinn
G_{RZS}	Antennengewinn des RZS
G_{tx}	Antennengewinn der Sendeantenne
$G_{tx,Radar}$	Antennengewinn der Sendeantenne eines Radars
h	Höhe des Schwerpunkts im statischen Zustand
h_p	Abstand von Boden zu Nickpol
J_{xx}	Rotationsträgheitsmoment um die Wankachse
J_{yy}	Rotationsträgheitsmoment um die Nickachse
k_{det}	Detektionsbin bei der Abstandsmessung
k_f	Dämpferkonstante der Vorderachse
k_{fl}	Dämpferkonstante des linken Teil der Vorderachse
k_{fr}	Dämpferkonstante des rechten Teil der Vorderachse
k_r	Dämpferkonstante der Hinterachse
l_f	Abstand Masseschwerpunkt zu Vorderrad
l_r	Abstand Masseschwerpunkt zu Hinterrad
$l_{C,P}$	Abstand Masseschwerpunkt zu Nickpol
$l_{CP,P}$	Abstand Aufstandspunkt der entsprechenden Achse zu Nickpol
l_0	Federlänge vor dem Wanken
L	Kinetisches Potential
m	Fahrzeugmasse
m_f	Gefederte Masse der Fahrzeugvorderachse
m_{det}	Detektionsbin bei der Geschwindigkeitsmessung

M_e	Drehmoment der Lastmaschinen
M_{Nick}	Nickmoment
$M_{R,i}$	Gesamtdrehmoment aus Widerstandskräften und deren Hebelarm
M_{Wank}	Wankmoment
n_c	Chirpindex
N_A	Anzahl der virtuellen Antennenelemente
N_c	Anzahl der Chirps
N_{xr}	Anzahl der Empfangsantennenelemente
N_{tx}	Anzahl der Sendeantennenelemente
O	Position des Wankpols
P	Position des Nickpols
P_{rx}	Empfangsleistung
$P_{\text{RZS,rx}}$	Empfangsleistung Radarzielsimulator
P_{tx}	Sendeleistung
q_1, q_2	Generalisierte Koordinaten
Q_1, Q_2	Generalisierte Kräfte
r_{dyn}	Dynamischer Rollradius
$\mathbf{r}_j$	Vektor der virtuellen Verschiebungen
R	Abstand
R_{det}	Detektierter Objektabstand
$R_{\text{sim,Obj}}$	Simulierter Objektabstand
$R_{\text{R,RZS}}$	Realer Abstand zwischen Radar und RZS
s_A	Signale des räumlichen Spektrums
s_F	Federspurweite einer Achse
s_{Ff}	Federspurweite der Vorderachse
s_{Fr}	Federspurweite der Hinterachse
s_R	Resultierendes Signal
s_{rx}	Sendesignal eines Radars

s_{tx}	Empfangssignal eines Radars
t	Zeit
t_c	Zeit innerhalb eines Chirps
T	Kinetische Energie
T_s	Zeitdauer der Chirprampe
T_c	Zeitdauer des Chirps
v	Fahrzeuggeschwindigkeit
v_{sim}	Simulierte Fahrzeuggeschwindigkeit
V	Potentielle Energie
W	Virtuelle Arbeit
z	Abstand von Radbefestigung zu Masseschwerpunkt
z_{cfl}	Abstand von Radbefestigung zu linkem Achsaufhängungspunkt an der Vorderachse
z_{cfr}	Abstand von Radbefestigung zu rechtem Achsaufhängungspunkt an der Vorderachse
z_f	Abstand von Radbefestigung zu Achsaufhängungspunkt an der Vorderachse
z_{fl}	Abstand von Radbefestigung zu linkem Teil des Achsaufhängungspunktes an der Vorderachse
$z_{fl,o}$	Abstand von Radbefestigung zu linkem Radträger der Vorderachse
z_{fr}	Abstand von Radbefestigung zu rechtem Teil des Achsaufhängungspunktes an der Vorderachse
z_r	Abstand von Radbefestigung zu Achsaufhängungspunkt an der Hinterachse
$z_{rl,o}$	Abstand von Radbefestigung zu rechtem Radträger der Vorderachse
z_{vor}	Einfederung des Fahrzeugs durch Eigengewicht

Griechische Symbole

α	Steigungswinkel
α_{det}	Detektierter Einfallswinkel in Azimut
β_{det}	Detektierter Einfallswinkel in Elevation
δ	Lenkwinkel
$\Delta\varphi_{\text{rx}}$	Phasenversatz des Empfangssignals
$\Delta\varphi_{\text{A}}$	Phasenversatz der virtuellen Elemente
φ	Wankwinkel
Φ	Phasenwinkel bei Start eines Chirps
φ_{rx}	Phasenwinkel des Empfangssignals
φ_{tx}	Phasenwinkel des Sendesignals
φ_{ZF}	Phasenwinkel der Zwischenfrequenz
λ	Wellenlänge der Trägerfrequenz
ψ	Signaleinfallswinkel in Azimut
σ	Effektive Radarquerschnitt
σ_{sim}	Simulierter effektiver Radarquerschnitt
τ	Zeitversatz zwischen gesendetem und empfangenem Signal
τ_0	Initialer Zeitversatz zwischen gesendetem und empfangenem Signal
τ_{RZS}	Zeitversatz zwischen gesendetem und empfangenem Signal durch den RZS
θ	Signaleinfallswinkel in Elevation
ϑ	Nickwinkel

1 Einleitung

1.1 Motivation

In den vergangenen Jahren hat die Entwicklung von Fahrerassistenzsystemen (FAS) und automatisiertem Fahren enorme Fortschritte gemacht. Die Entwicklung der FAS begann mit einfachen Längsführungssystemen, wie dem Antiblockiersystem (ABS) oder dem Elektronisches Stabilitätsprogramm (ESP), und entwickelte sich weiter zu Systemen für die gleichzeitige Quer- und Längsführung, wie den Abstandsregeltempomaten (ACC) mit Spurhalte- und Spurwechselassistenten. Mit zunehmender Automatisierung der Fahrzeuge wird die Operational Design Domain (ODD) immer umfangreicher und komplexer. Die ODD definiert den fahrzeugseitigen Operationsraum, in dem ein automatisiertes Fahrzeug sicher agieren kann. Wird die ODD verlassen, kann das Fahrzeug die Fahraufgabe nicht mehr sicher gewährleisten und übergibt (aktuell SAE Level 3) die Fahraufgabe wieder an den Fahrer. Mit einer komplexeren und umfangreicheren ODD werden folglich die Sensorsysteme und die damit verbundenen Algorithmen komplexer, um die hohen Anforderungen an sicheres autonomes Fahren gewährleisten zu können. Um ein SAE Level 3 System funktionsfähig zu bekommen, werden heutzutage 35 verschiedene Sensoren, darunter Kameras, Radare, Ultraschallsensoren und Lidare eingesetzt [Mer24]. Die Mercedes-Benz Group hat Ende 2024 eine Zulassung für SAE Level 3 bis 95 km/h auf Autobahnen erhalten. Durch diese Menge an Sensoren und verarbeitende Algorithmen ist der Testaufwand deutlich gestiegen. Mit weiterer Automatisierung der Fahrzeuge in Richtung SAE Level 4 oder 5 werden die autonomen Systeme noch umfangreichere ODDs bewältigen müssen und die Testaufwände zukünftig weiter steigen.

Der Entwicklungsprozess heutiger FAS orientiert sich an dem *V-Modell* aus der VDI 2206 [VDI21]. Durch diese Vorgehensweise im Entwicklungsprozess gibt es verschiedene Validierungsschritte, um während der Entwicklung einen Abgleich zwischen Anforderungen und entwickelten Funktionen durchführen und Probleme frühzeitig beheben zu können. Die aktuellen Vehicle-in-the-Loop (ViL)-Tests im Freien, wie Testflächen- oder Straßenerprobungen, sind nur bedingt reproduzierbar, da die Tages-, die Jahreszeiten und das Wetter einen großen Einfluss auf die Randbedingungen der Testumgebung haben und sind nicht beeinflussbar. Um die steigende Komplexität der FAS zu handhaben, hat sich deshalb als Zwischenschritt zwischen den Hardware-in-the-Loop (HiL)-Tests und ViL-Tests auf Testflächen eine ViL-Validierung an Fahrzeugprüfständen etabliert. Dieser Zwischenschritt verspricht eine reproduzierbare und kontrollierbare Testumgebung zu schaffen, um FAS auch zukünftig wirtschaftlich und schneller entwickeln und validieren zu können.

In dieser Arbeit wird zur Übersichtlichkeit von FAS gesprochen und meint nicht nur Fahrerassistenzsysteme nach SAE Level 2 sondern auch Fahrfunktionen des automatisierten und autonomen Fahrens der weiteren SAE Level 3 bis 5.

1.2 Zielsetzung und Forschungsfrage

Die Validierung von FAS an Fahrzeugprüfständen ist noch nicht flächendeckend umgesetzt. Um sie am Prüfstand validieren zu können, müssen die relevanten Sensoren entsprechend dem definierten Szenario und Use Case stimuliert werden, damit diese nicht den Innenraum des Prüfstands erfassen, sondern die Umgebung, die in den spezifischen Testfällen digital zusimuliert wird. Ziel ist es, dass das Fahrzeug als eine BlackBox gehandhabt wird und die Verarbeitungskette aus Sense, Plan, Act ohne Eingriff von außen möglich ist. *Sense, Plan, Act* beschreibt die Kette der Informationsverarbeitung, die für das automatisierte Fahren relevant ist. In Sense werden über die Sensoren die Umgebung wahrgenommen und relevante Objekte identifiziert. Anhand dieser Informationen kann die Planung (Plan) der zu fahrenden Route durchgeführt werden. Anschließend wird in Act die geplante Route mit Hilfe

verschiedener Akteure umgesetzt. Für die Stimulation von Kamerasensoren gibt es seit einiger Zeit etablierte Lösungen, die auf dem Markt bereits vertreten sind, wie beispielsweise *SenseInject* oder *Camera-in-the-Loop* von IPG Automotive. Ebenso ist die Stimulation von Ultraschallsensoren bereits Stand der Technik, siehe [Rew18]. Die Radarmanipulation war lange Forschungsbestandteil und die technischen Möglichkeiten zur Stimulation/Manipulation von Radarsensoren wurden erst in den letzten Jahren entwickelt. Erste marktfähige technische Lösungen der Signalmanipulation von Radarsensoren sind verfügbar. Zu nennen sind hier der *Scene Emulator* der Firma Keysight Technologies [Key25] und der *R&S AREG800A* Radarecho-Generator in Kombination mit dem Antennenarray *R&S QAT100* von Rhode & Schwarz [Rho25, Rho26]. Durch diese Lösungen der Radarstimulation können Radarsensoren stimuliert und damit radarbasierte FAS-Funktionen validiert werden. Fortführende Fragestellungen, die eine Abbildung der realen mechanischen Vorgänge auf dem Prüfstand ermöglichen, können damit nicht beantwortet werden. Die technischen Voraussetzungen und die Interaktion des Fahrzeugs auf dem Prüfstand sind bisher noch nicht ausreichend untersucht. Bei der Interaktion stehen vor allem die Aufbaubewegungen des Fahrzeugs im Fokus, da eine unbekannte Bewegung des Fahrzeugs einen großen Einfluss auf die Validierung der FAS hat. Darauf soll im Rahmen dieser Dissertationsschrift eine Antwort gefunden werden. Die Forschungsfrage für diese Arbeit lautet:

Welche Rahmenbedingungen müssen gegeben sein und welche Methoden eignen sich zur realitätsnahen Berücksichtigung von Fahrzeugaufbaubewegungen auf Fahrzeugprüfständen zur Validierung radarbasierter Fahrerassistenzsysteme?

Um diese umfangreiche Frage zu beantworten, kann sie in zwei Unterfragen geteilt werden. Diese lauten:

- 1 Welche Rahmenbedingungen müssen am Fahrzeugprüfstand für die Validierung von radarbasierten Fahrerassistenzfunktionen erfüllt sein?
- 2 Wie wirken sich die am Fahrzeugprüfstand auftretenden Aufbaubewegungen auf die Validierung von

Fahrerassistenzfunktionen aus und wie können diese
Aufbaubewegungen kompensiert werden?

Die gewonnenen Erkenntnisse sollen dazu beitragen, die Testverfahren zu verbessern und die Sicherheit autonomer Fahrzeuge zu erhöhen.

1.3 Aufbau der Arbeit

Zunächst werden in Kapitel 2 die relevanten Grundlagen für diese Arbeit vorgestellt. Diese beinhalten das V-Modell, die Funktionsweise eines Radars und der Radarzielsimulation und die Konventionen für die verwendeten Fahrzeugkoordinatensysteme. Kapitel 3 leitet aus den aktuellen gesetzlichen Regelungen und Validierungsmethoden das Forschungsfeld ab. Die relevanten Forschungsarbeiten zur genannten Forschungsfrage werden analysiert und in Kontext gebracht, um die Forschungslücke herauszuarbeiten. Dabei wird primär auf das ViL-Testen von FAS, die Aufbaubewegungen von Fahrzeugen und der Prüfstandsbezug beider Themen eingegangen. Die technischen Voraussetzungen für eine Validierung von radarbasierten FAS werden in Kapitel 4 dargestellt. Hierbei wird vorrangig auf die Anforderungen an die Prüfumgebung des Fahrzeugprüfstands wie Echtzeitfähigkeit, Sensormodell und Art der Sensorstimulation eingegangen und die gegenseitige Abhängigkeit herausgearbeitet. Zudem wird nochmals ein besonderer Blick auf die Genauigkeit der Zieldarstellung der Radarzielsimulation gelegt und die Auswirkungen der Aufbaubewegungen Nicken und Wanken am Prüfstand auf das Field of View (FoV) des Radars und die Notwendigkeit einer Kompensation erläutert. Kapitel 5 beschäftigt sich mit den Aufbaubewegungen, welche bei Fahrzeugen am Prüfstand auftreten. Die Unterschiede in der Ursache der Nick- und Wankbewegung werden erläutert und es wird zur Modellierung von Nicken und Wanken jeweils ein Bewegungsmodell nach der Lagrange'schen Gleichung II. Art hergeleitet. Abschließend werden die erforderlichen Fahrzeuggrößen benannt, die essenziell für die Bewegungsmodelle sind. Kapitel 6 befasst sich mit der Validierung der Bewegungsmodelle, sowie dem Vergleich von realem

Szenario und dem am Prüfstand durchgeführten Szenario. Die Bewegungsmodelle werden in der Simulation validiert, um erste Untersuchungen bezüglich der Anwendbarkeit und der Güte der Berechnung der Aufbaubewegungen zu erhalten. Darauf aufbauend werden für das Nickmodell Validierungsmessungen am ViL-Fahrzeugprüfstand des KIT-FAST gemacht und die reale Anwendbarkeit untersucht. Nach erfolgter Validierung der Modelle wird gezeigt in Kapitel 7, welche Nickwinkel am Prüfstand bei der Validierung von umfangreicheren Szenarien für die FAS-Funktionen zu erwarten sind und diskutiert inwieweit die Aufbaubewegungen bei heutigen Radarsensoren zu berücksichtigen sind. Die Zusammenfassung der erarbeiteten Ergebnisse wird in Kapitel 8 festgehalten. Abschließend werden im Ausblick Optimierungsmöglichkeiten aufgezeigt und neu entstandene Fragen andiskutiert.

2 Grundlagen

In diesem Kapitel werden die relevanten Grundlagen für das weitere Verständnis der Arbeit erläutert. Es wird auf das V-Modell im Entwicklungsprozess, die Funktionsweise eines Radars und der Radarzielsimulation, sowie auf die verwendeten Koordinatensystemkonventionen eingegangen.

2.1 V-Modell im Entwicklungsprozess automatisierter Fahrfunktionen

Die Funktionalitäten von FAS werden größtenteils in Software abgebildet. Da FAS komplexe Systeme mit vielen Subsystemen und Einzelkomponenten sind, ist die Entwicklung aufwändig. Deshalb ist der Einsatz des V-Modells aus dem Systems-Engineering-Ansatz für die Entwicklung von FAS sinnvoll. Das V-Modell stellt einen chronologischen Prozess entlang des Vs dar, siehe Abb. 2.1. Die linke Seite des Vs ist der absteigende Ast, die rechte Seite ist der aufsteigende Ast. Der absteigende Ast besteht aus der Definition der Anforderungen an das zu entwickelnde System. Daraus werden entlang des absteigenden Astes Anforderungen und Spezifikationen an Subsysteme und einzelne Komponenten abgeleitet, um die Anforderungen zu erfüllen. Gleichzeitig sollen zu den abgeleiteten Spezifikationen entsprechende Testverfahren definiert werden, um die Einhaltung der geforderten Spezifikationen zu überprüfen. Nach der Ableitung der Spezifikationen folgt die Entwicklung des Systemkomponenten. Das Testen im aufsteigenden Ast des Vs beginnt bei der Verifizierung auf der Komponentenebene und geht über zu den Subsystemen bis schließlich das Gesamtsystem validiert wird.

Um eine hohe Entwicklungsqualität zu ermöglichen, wird das V-Modell um den In-the-Loop-Ansatz ergänzt, siehe Abb. 2.1. Dies bedeutet, dass parallel zu der Anforderungsdefinition Tests mittels digitaler Modelle in Form von Model-in-the-Loop (MiL) durchgeführt werden. Treten in dieser frühen Phase schon Probleme oder Änderungswünsche an den Anforderungen auf, so können diese noch einfach gelöst, geändert oder angepasst werden. Je später Fehler im Laufe der Entwicklung auftreten, desto aufwändiger ist deren Korrektur. Nach den MiL-Tests folgen Software-in-the-Loop (SiL)-, HiL- und ViL-Tests. Für die Entwicklung von FAS sind physische HiL-Tests die Validierung von Hardwarekomponenten in Kombination mit der dazugehörigen entwickelten Software. Der Rest des Fahrzeugs und der relevanten Funktionalitäten werden hinzusimuliert. Sind die HiL-Tests erfolgreich, werden die Komponenten in das Gesamtfahrzeug eingebaut und eine Gesamtfahrzeugvalidierung als ViL-Test durchgeführt. Diese unterteilt sich meist in Tests auf Testflächen und die Straßenerprobung und werden nacheinander durchlaufen. Für die Validierung auf Testflächen kann mit verschiedenen Methoden validiert werden. Zum Einen kann man mit Hilfe von Simulationen die Sensorik im Fahrzeug manipulieren und erhält dadurch die Möglichkeit mit einem realen Fahrzeug in verschiedenen virtuellen Szenarien die FAS zu validieren [Boc07, Boc08, Fay17, Fay19]. Zum Anderen können mit Dummy-Fahrzeugen, sogenannten *Global Vehicle Targets* [Eur25], verschiedenste Szenarien nachgebaut und die FAS unter realen Umweltbedingungen validiert werden.

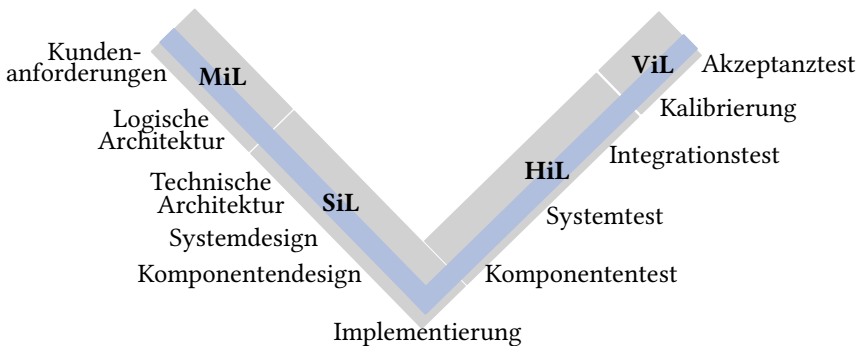


Abbildung 2.1: V-Modell des Entwicklungsprozesses; eigene Darstellung nach [Hak15, S. 130]

2.2 Funktionsweise Radar und Radarzielsimulation

Der Beitrag der vorliegenden Arbeit fokussiert sich auf die Nutzung eines Radarzielsimulator (RZS) , der eine Over-the-Air (OTA)-Stimulation des Radarsensors vornimmt. Um die Funktionsweise der Signalmanipulation zu verstehen, werden zuerst die Radargrundlagen mit Chirp Sequence erläutert und dann der Bezug zur OTA-Stimulation hergestellt. Die dargestellten Effekte sind zur Veranschaulichung vereinfacht, um eine grundlegende Funktionsweise zu zeigen. Dadurch soll gezeigt werden, an welchen Stellen die Radarzielsimulation eingreifen kann. Die Chirp-Sequence-Modulation zur Messung von Geschwindigkeit und Abstand wurde in [Kue20] genannt und die Herleitung der Radargleichungen basieren auf [Die23, S. 8-12]. Für ein vertiefendes Verständnis zu Radarsignalen allgemein wird auf [Die23, Sch16a] verwiesen.

2.2.1 Grundlagen Radar mit Chirp Sequence

Heutige Radarsensoren im Automobilbereich arbeiten im Frequenzbereich von 76 – 77 GHz [AUM25] oder 77 – 81 GHz [Rob26] und nutzen verschiedene Modulationsarten, unter anderem die Frequency Modulated Continuous Wave (FMCW). Um die Funktionsweise eines heutigen Radars zu veranschaulichen, werden anhand der in Abb. 2.2 dargestellten Chirp-Sequenz-Funktion die relevanten Gleichungen angegeben. Eine Messung besteht aus mehreren ausgesendeten und empfangenen Chirps. Ein Chirp beschreibt in der Signaltechnik ein Signal mit zeitlich veränderter Frequenz. Für die Anwendung im Automotive ist es relevant die Relativgeschwindigkeit und Abstand zu Objekten gleichzeitig zu erfassen. Dafür bietet der Einsatz der Frequenzmodulation die passende Lösung, vgl. [Pat17].

Wie aus Abb. 2.2 zu entnehmen ist, besteht das Sendesignal eines einzelnen Chirps aus einer kontinuierlich steigenden Frequenz über die Zeit und kann

nach [Die23] als

$$f_{\text{tx}}(t_c) = f_{\min} + \frac{B}{T_s} t_c, \quad t_c \in [0, T_s] \quad (2.1)$$

beschrieben werden. $f_{\min}$ beschreibt die Startfrequenz des Chirps, B ist die Bandbreite zwischen $f_{\min}$ und $f_{\max}$. T_s ist die Zeitdauer der Chirprampe und T_c die gesamte Zeitdauer des Chirps. Die Zeit innerhalb eines Chirps wird als $t_c \in [0, T_s]$ bezeichnet. Aus der Frequenz erhält man durch Integration die Phase des Signals, vgl. [Die23].

$$\varphi_{\text{tx}}(t_c) = 2\pi \int_0^{t_c} f_{\text{tx}}(t') dt' = 2\pi \left[f_{\min} \cdot t_c + \frac{B}{2T_s} t_c^2 \right] \quad (2.2)$$

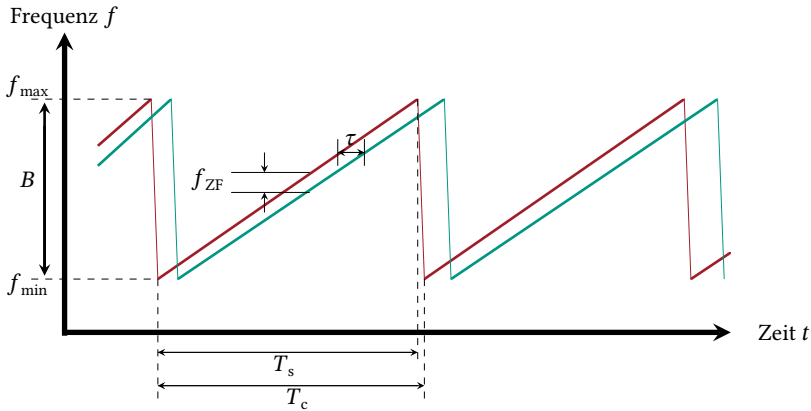


Abbildung 2.2: Chirp Sequence FMCW von gesendeten (rot) und empfangenen (grün) Signalen und wird zur Vereinfachung ohne Dopplerfrequenzverschiebung eines Radars dargestellt, angelehnt an [Die23]

Die Gleichung des Sendesignals des Radars ergibt sich nach [Die23] durch Einsetzen des Phasenwinkels in die allgemeine Exponentialdarstellung eines

Signals und unter Vernachlässigung der Amplitude folgende Formel:

$$s_{\text{tx}} = \exp \{j \varphi_{\text{tx}}(t_c)\} = \exp \left\{ j 2\pi \left[f_{\min} \cdot t_c + \frac{B}{2T_s} \cdot t_c^2 \right] \right\} \quad (2.3)$$

Für eine einzelne Messung sendet der Radar mehrere Chirps N_c . Die Phase und das ausgesendete Signal eines Chirps des Messsignals kann mit folgenden Gleichungen ausgedrückt werden, vgl. [Die23]:

$$\varphi_{\text{tx}}(t_c, n_c) = 2\pi \left[f_{\min} \cdot t_c + \frac{B}{2T_s} \cdot t_c^2 \right] + \Phi(n_c), \quad n_c \in [0, N_c - 1] \quad (2.4)$$

$$s_{\text{tx}}(t_c, n_c) = \exp \{j \varphi_{\text{tx}}(t_c, n_c)\} = \exp \left\{ j 2\pi \left[f_{\min} \cdot t_c + \frac{B}{2T_s} \cdot t_c^2 \right] + \Phi(n_c) \right\} \quad (2.5)$$

Die Größe Φ stellt den Phasenwinkel beim Start des ausgesendeten n_c -ten Chirps dar. Dies liegt an dem Zurücksetzen der Frequenz auf $f_{\min}$ nach einem Chirp. Der Phasenwinkel wird nicht zurückgesetzt, sondern bleibt als integrale Größe bestehen, wodurch über den Chirpindex n_c eine eindeutige Zuordnung der Phase zum entsprechenden Chirp des Messsignals gewährleistet ist. Das vom Radar wieder empfangene Signal und dessen Phase kann man durch einen Zeitversatz τ des ausgesendeten Signals beschreiben. Daraus folgen nach [Die23] für das Empfangssignal s_{rx} und dessen Phase φ_{rx} :

$$\varphi_{\text{rx}}(t_c, n_c) = \varphi_{\text{tx}}(t_c - \tau, n_c) \quad (2.6)$$

$$s_{\text{rx}}(t_c, n_c) = s_{\text{tx}}(t_c - \tau, n_c) \quad (2.7)$$

Das Signal s_{ZF} der Zwischenfrequenz f_{ZF} , siehe Abb. 2.2, erhält man durch Multiplikation des Sendesignals s_{tx} mit der komplex Konjugierten des Empfangssignals s_{rx}^* , vgl. [Die23]. Sie ist der Anteil der Frequenzverschiebung, um die das Empfangssignal zum Sendesignal durch Abstand und Dopplergeschwindigkeit verschoben ist, siehe f_{ZF} in Abb. 2.2. Das bedeutet, dass die Zwischenfrequenz direkt abhängig zum Abstand und Relativgeschwindigkeit

zwischen Radarsensor und Objekt ist und sich diese Größen daraus berechnen lassen.

$$\begin{aligned} s_{ZF}(t_c) &= s_{tx}(t_c, n_c) \cdot s_{rx}^*(t_c, n_c) \\ &= \exp \left\{ j 2\pi \left[f_{\min} \tau + \frac{B}{2T_s} (2\tau t_c - \tau^2) \right] \right\} \end{aligned} \quad (2.8)$$

Die Phase der Zwischenfrequenz φ_{ZF} berechnet sich nach [Die23] aus der Differenz der Phasen von Sende- und Empfangssignal:

$$\begin{aligned} \varphi_{ZF}(t_c) &= \varphi_{tx}(t_c, n_c) - \varphi_{rx}(t_c, n_c) \\ &= 2\pi \left[f_{\min} \tau + \frac{B}{2T_s} (2\tau t_c - \tau^2) \right] . \end{aligned} \quad (2.9)$$

Der Abstand R eines Objektes mit der Relativgeschwindigkeit v kann durch den initialen Abstand R_0 zu Beginn der Messung und den zurückgelegten Weg während der Messung wie folgt ausgedrückt werden, vgl. [Die23]:

$$R = R_0 + v \cdot (t + n_c T_c) \quad . \quad (2.10)$$

Die Relativgeschwindigkeit des Objektes kann während einer Messung als konstant angenommen werden. Übersetzt man diesen Abstand in den Zeitbereich, so ergibt sich aus dem Abstand eine initiale Verzögerung τ_0 plus die Zeitdauer, die durch die Bewegung des Objektes hervorgerufen wird, vgl. [Die23]. Das ausgesendete Signal, das sich mit der Lichtgeschwindigkeit c_0 ausbreitet, erreicht den Sender wieder nach einer Laufzeit von:

$$\tau = \frac{2R}{c_0} = \tau_0 + \frac{2v \cdot (t_c + n_c T_c)}{c_0} \quad (2.11)$$

Die Lichtgeschwindigkeit c_0 muss bei der Messung in Medien aufgrund der Dämpfung durch die Gruppengeschwindigkeit v_{gr} ersetzt werden. Setzt man nun Gleichung (2.11) in Gleichung (2.9) ein und formt diese um, so erhält man nach [Die23] die Phase der Zwischenfrequenz, aus der man die relevanten Informationen des Objektes, wie Abstand, Geschwindigkeit und bei mehreren Antennen auch den Eintrittswinkel bestimmen kann:

$$\begin{aligned}
\varphi_{ZF}(t_c, n_c) = 2\pi \left[\underbrace{\left(\frac{B}{T_s} \tau_0 \left(1 - \frac{2v}{c_0} \right) + f_{\min} \frac{2v}{c_0} \right) \cdot t_c}_{\text{Abstandsterm}} \right. \\
+ \underbrace{\left(\frac{2v}{c_0} \left(f_{\min} - \frac{B}{T_s} \tau_0 \right) \right) \cdot n_c T_c}_{\text{Geschwindigkeitsterm}} \\
+ \left(\frac{B}{T_s} \frac{2v}{c_0} \left(1 - \frac{v}{c_0} \right) \right) \cdot t_c^2 - \left(\frac{B}{T_s} \frac{2v^2}{c_0^2} \right) \cdot (n_c T_c)^2 \\
+ \underbrace{\left(\frac{B}{T_s} \frac{2v}{c_0} \left(1 - \frac{2v}{c_0} \right) \right) \cdot t_c \cdot n_c T_c}_{\text{Abstands-Doppler-Migration}} + \underbrace{\tau_0 \left(f_{\min} - \frac{B}{2T_s} \tau_0 \right)}_{\text{Einfallswinkel}} \left. \right] .
\end{aligned} \tag{2.12}$$

Der erste Term der Phase beschreibt einen linearen Anstieg der Phase in Abhängigkeit der Zeit. Dabei hat der initiale Abstand zum Objekt durch die initiale Zeitverschiebung τ_0 einen maßgeblichen Einfluss auf die Phase des Signals. Dieser Term kann dann weiter verwendet werden, um den Abstand zum Objekt zu berechnen. Der markierte Abstandsterm beinhaltet den Anteil $f_{\min} \frac{2v}{c_0}$, der proportional abhängig von der Geschwindigkeit des Objektes ist. Dieser Anteil ist als Abstands-Doppler-Kopplung bekannt und beeinflusst die Genauigkeit der Abstandsschätzung durch die Relativgeschwindigkeit zwischen Sender und Objekt. Der „Geschwindigkeitsterm“ zeigt einen linear ansteigenden Phasenverlauf entlang des Chirp-Index n_c auf. Aus diesem Term lässt sich die Dopplerverschiebung, die das Signal erfährt, isolieren und kann in einer weiteren Verarbeitung zur Bestimmung der Geschwindigkeit verwendet werden. [Die23]

$$f_D = \frac{2v}{c_0} f_{\min} \tag{2.13}$$

Die *Abstands-Doppler-Migration* ist ein Effekt, der sich durch den sich verändernden Abstand des Objektes während der Messung und durch die Dopplerverschiebung ergibt. Dieser Term spielt für die Signalverarbeitung bei der Radarzielsimulation eine große Rolle und wurde in [Die21] untersucht. Der letzte Term stellt den Phasenanteil dar, mit dem der Eintrittswinkel θ , siehe Abb. 2.3, berechnet werden kann, wenn mindestens zwei Empfangsantennen verwendet werden. [Die23]

Für die Automotiveanwendung von FMCW-Radaren dürfen folgende Vereinfachungen getroffen werden, siehe [Die23, Sch16a]: Die Fahrzeuggeschwindigkeiten sind sehr viel kleiner als die Ausbreitungsgeschwindigkeit der Radarstrahlen ($v \ll c_0$). Die Frequenzbandbreite ist sehr viel kleiner als die genutzte Frequenz, also $B \ll f_{\min}$ gilt. Ebenso ist zu vereinfachen, dass die initiale Verzögerung sehr viel kleiner ist als die Zeitdauer der Chirprampe und entsprechend $\tau_0 \ll T_s$ angenommen werden darf.

Mit diesen Vereinfachung und einer weiteren Vereinfachung, dass nur die Geschwindigkeits- und Abstandsterme aus Gleichung (2.12) betrachtet werden, um rudimentäre Zusammenhänge aufzuzeigen, reduziert sich die Phase der Zwischenfrequenz φ_{ZF} zu folgender Gleichung, vgl. [Die23, Sch16a]

$$\varphi_{ZF}(t_c, n_c) = 2\pi \left[\frac{B}{T_s} \tau_0 \cdot t_c + f_{\min} \frac{2v}{c_0} \cdot n_c T_c \right] \quad (2.14)$$

und das Signal der Zwischenfrequenz lässt sich durch folgende Formel beschreiben:

$$s_{ZF}(t_c, n_c) = \exp\{j \varphi_{ZF}\} = \exp \left\{ j 2\pi \left[\frac{B}{T_s} \tau_0 \cdot t_c + f_{\min} \frac{2v}{c_0} \cdot n_c T_c \right] \right\} \quad (2.15)$$

Da das Signal der Zwischenfrequenz die Reflexionen aller im Sichtfeld befindlichen Detektionen überlagert enthält und dieses Signal nur als zeitdiskretes Abtastsignal vorliegt, kann aus der Formel Gleichung (2.14) nicht direkt die Abstands- und Geschwindigkeitsinformation extrahiert werden. Dafür ist im

weiteren Prozess eine sukzessive Anwendung der Fast Fourier Transformation (FFT) notwendig und die Abstands- und Geschwindigkeitsmessung wird im Folgenden genauer erläutert.

2.2.1.1 Entfernungsmessung

Die folgenden Signalverarbeitungen zur Entfernung-, Geschwindigkeits- und Winkelmessung werden hier nur komprimiert mit den wichtigsten relevanten Zusammenhängen wiedergegeben. Für ausführliche Erklärungen zu der Signalverarbeitung wird auf weitere Literatur [Ric10, Sch16a, Pat17, Die23] verwiesen.

Für die digitale Auswertung der Zwischenfrequenz muss das Signal s_{ZF} in ein diskretes Signale umgewandelt werden. Durch das Anwenden einer FFT über die Abtastwerte eines einzelnen Chirps, im Weiteren Range-FFT genannt, ergibt sich für das verarbeitete Zwischenfrequenzsignal s_R nach der Range-FFT, vgl. [Die23]:

$$s_R(k, n_c) = N_s \cdot \text{sinc}(B\tau_0 - k) \cdot \exp\left\{j 2\pi \left[\frac{2v}{\lambda} T_c \cdot n_c + \frac{B\tau_0 - k}{2} \left(1 - \frac{1}{N_s} \right) \right]\right\} \quad (2.16)$$

Die Range-FFT wandelt das abgetastete Zwischenfrequenzsignal vom Zeitbereich in den Frequenzbereich um. Dabei ergibt sich ein diskretes Frequenzspektrum, das aus einer Anzahl der Samples pro Chirp N_s besteht und in der Signalverarbeitung als Bin bezeichnet wird. Jeder Bin $k \in [0, N_s - 1]$ entspricht dabei einem bestimmten Frequenzintervall der Bandbreite B . λ ist die Wellenlänge des Signals. Das Maximum der sinc-Funktion, auch Spaltfunktion genannt, ergibt sich für $\text{sinc}(x)$ bei $x = 0$. Der Detektionswert ergibt sich daher stets aus der Bedingung, dass das Argument der sinc-Funktion null wird und damit der Bin-Index genau mit der physikalischen Messgröße des Ziels übereinstimmt. Daraus resultiert für den Detektionsbin k_{det} , vgl. [Die23]:

$$k_{\text{det}} = B\tau_0 \quad (2.17)$$

Bei gängigen Automotiveradaren beträgt die Dauer eines Chirps ca. $30\mu\text{s}$ nach [Tex20] und [Win26, S.247]. Unter der Berücksichtigung der bereits genannten Vereinfachung, dass $v \ll c_0$ und damit sich das Fahrzeug während eines Chirps nicht wesentlich bewegt hat, ist der Abstand zum Fahrzeug nahezu unverändert. [Die23]:

$$R_{\text{det}} = k_{\text{det}} \cdot \frac{c_0}{2B} = R_0 \quad (2.18)$$

2.2.1.2 Geschwindigkeitsmessung

Für die Ermittlung der Relativgeschwindigkeit des Objekts zum Radar wird das Ergebnissignal der Range-FFT verwendet und entlang der Anzahl der Chirps N_c eine weitere FFT durchgeführt, im Weiteren Doppler-FFT genannt. Das resultierende Signal der Geschwindigkeitsbestimmung lautet: [Die23]

$$s_R(k, n_c) = N_s N_c \cdot \text{sinc}(B\tau_0 - k) \cdot \text{sinc}\left(\frac{2v}{\lambda} T_m - m\right) \cdot \exp\left\{j\pi \left[(B\tau_0 - k)\left(1 - \frac{1}{N_s}\right) + \left(\frac{2v}{\lambda} T_m - m\right)\left(1 - \frac{1}{N_c}\right)\right]\right\} \quad (2.19)$$

T_m entspricht der Gesamtdauer der Messung und berechnet sich aus der Anzahl der Chirps N_c multipliziert mit der Dauer der Chirps T_c . Der Bin der Doppler-FFT ist mit $m \in [0, N_c - 1]$ analog zu k der dimensionlose Zähler. Das Maximum der zweiten sinc-Funktion ergibt sich nach [Die23] für:

$$m_{\text{det}} = \frac{2v}{\lambda} T_m \quad (2.20)$$

Aus dieser Gleichung können die Dopplerfrequenz und die Relativgeschwindigkeit des Objekts ermittelt werden. [Die23]

$$f_{D,\text{det}} = \frac{m_{\text{det}}}{T_{\text{m}}} = \frac{2v}{\lambda} \quad (2.21)$$

$$v_{\text{det}} = m_{\text{det}} \cdot \frac{\lambda}{2T_{\text{m}}} = \frac{f_{\text{D}}}{2} \lambda = v \quad (2.22)$$

2.2.1.3 Winkelmessung

Um die Winkelposition eines Zielobjektes zu bestimmen, kann man sich zu Nutze machen, dass die reflektierte elektromagnetische Welle an den Empfangsantennen des Radars mit einem relativen Phasenversatz zwischen den Empfangssignalen eintrifft, siehe Abb. 2.3. Der Phasenversatz tritt auf, da die Signale zu den verschiedenen Empfangsantennen eine minimale unterschiedliche Weglänge Δr zurückzulegen hat. Das äußert sich in einer entsprechend unterschiedlichen Laufzeitverzögerung τ_0 und lässt damit einen eindeutigen Zusammenhang mit dem Phasenversatz herstellen. Für die Winkelmessung sind mindestens zwei Empfangsantennen notwendig. Für den einfachen Fall einer Sendeantenne und N_{rx} Empfangsantennen gilt nach [Die23] für den Zeitversatz τ der Zusammenhang:

$$\tau = \tau_0 + \frac{d_{\text{rx}} \sin(\psi)}{c_0} \cdot n_{\text{rx}} \quad (2.23)$$

ψ wird als Einfallswinkel zwischen der Boresight-Achse (Richtung des größten Antennengewinns) und der reflektierten Welle bezeichnet. Der auftretende Phasenversatz $\Delta\varphi$ ergibt sich für die Empfangsantenne $n_{\text{rx}} \in [0, N_{\text{rx}} - 1]$ mit dem Antennenabstand d_{rx} als:

$$\Delta\varphi_{\text{rx}} = 2\pi \frac{d_{\text{rx}} \sin(\psi)}{\lambda} \cdot n_{\text{rx}} \quad (2.24)$$

Virtuelles Antennenarray

Sind mehrere Sende- und Empfangsantennen im Radarsensor verbaut, (heutiger Automotivestandard), lässt sich ein virtuelles Antennenarray bilden, denn jede Empfangsantenne empfängt die reflektierten Wellen von jeder einzelnen Sendeantenne. Mit N_{tx} Sende- und N_{rx} Empfangsantennen entstehen $N_A = N_{\text{tx}} \cdot N_{\text{rx}}$ virtuelle Antennenelemente. Der relative Phasenversatz der virtuellen Elemente mit dem Elementabstand d_A ist nach [Die23]:

$$\Delta\varphi_A = 2\pi \frac{d_A \sin(\psi)}{\lambda} \cdot n_A \quad , \quad n_A \in [0, N_A - 1] \quad (2.25)$$

Digitales Beamforming

Um die Winkelinformationen aus der relativen Phasenverschiebung zu erhalten, kann die Methode des Digitalen Beamformings angewendet werden.

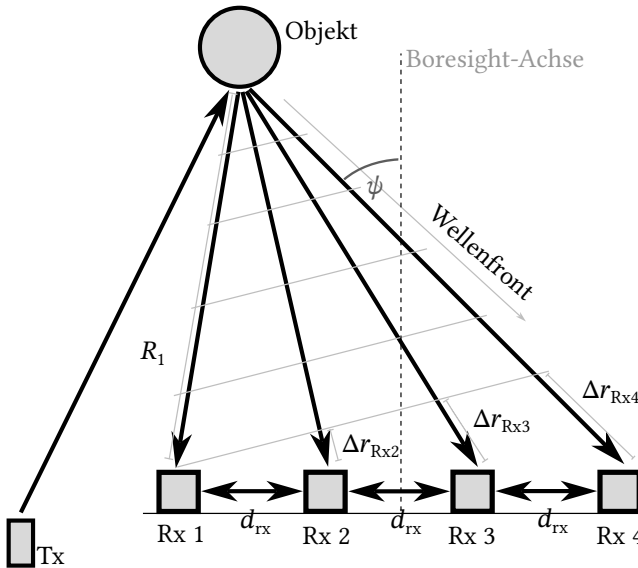


Abbildung 2.3: Darstellung der Weglängendifferenz für die Winkelmessung von Radarsensoren am Beispiel einer Sendeantenne und vier Empfangsantennen

Es erzeugt, ähnlich zu einer FFT, ein Pseudospektrum, das es ermöglicht die räumlichen Winkelanteile zu berechnen. [Die23]

Dazu wird, wie beim virtuellen Antennenarray, von mehreren Sende- und Empfangsantennen ausgegangen. Im Folgenden wird das Digitale Beamforming zuerst für eine eindimensionale Betrachtungsweise (Azimuthwinkel ψ) hergeleitet und dann auf das Zweidimensionale erweitert (Azimuthwinkel ψ und Elevationswinkel θ).

Eindimensionales Beamforming

Die Phase der Zwischenfrequenz aus Gleichung (2.12) kann auf die winkelabhängigen Terme reduziert werden und lautet nach [Die23]:

$$\varphi_{ZF}(n_A) = 2\pi \left[\frac{d_A \sin(\psi)}{\lambda} \cdot n_A + \tau_0 f_{\min} \right] \quad (2.26)$$

Daraus kann der Beamsteering-Vektor berechnet werden und ist nach [Die23] definiert als:

$$b_{1D}(n_A, \alpha) = \exp \left\{ -j 2\pi \frac{d_A \sin(\alpha)}{\lambda} \cdot n_A \right\} \quad (2.27)$$

α bezeichnet den gesuchten Auswertungswinkel in Azimuth-Richtung und es gilt $\alpha \in [-90^\circ, 90^\circ]$. Die Anwendung des Beamforming-Vektors auf die Zwischenfrequenz aus Gleichung (2.26) ergibt laut [Die23] ein räumliches Spektrum:

$$s_A(\alpha) = N_A \cdot \text{sinc} \left(\frac{d_A}{\lambda} [\sin(\psi) - \sin(\alpha)] N_A \right) \cdot \exp \left\{ j 2\pi \left[\tau_0 f_{\min} + \frac{d_A \sin(\psi)}{\lambda} \frac{N_A - 1}{2} \right] \right\} \quad (2.28)$$

Das Maximum dieser sinc-Funktion tritt bei $\alpha_{\det} = \psi$ auf, womit sich der detektierte Einfallswinkel $\alpha_{\det}$ eindeutig bestimmen lässt.

Zweidimensionales Beamforming

Ist das Antennenarray zweidimensional verteilt, so kann der Phasenversatz der virtuellen Elemente wie folgt ausgedrückt werden: [Die23]

$$\Delta\varphi_A = 2\pi \frac{\sin(\psi) \cos(\theta) \cdot d_{\text{rx}} n_{\text{rx}} + \sin(\theta) \cdot d_{\text{tx}} n_{\text{tx}}}{\lambda} \quad (2.29)$$

Vereinfacht kann angenommen werden, dass die Sende- und Empfangsantennen jeweils nur in eine Raumrichtung verteilt sind. In der Herleitung von [Die23] sind die Sendeantennen horinzotal verteilt und die Empfangsantennen vertikal. $\theta \in [-90^\circ, 90^\circ]$ beschreibt den Elevationswinkel, $d_{\text{rx}} n_{\text{rx}}$ die horizontale und $d_{\text{tx}} n_{\text{tx}}$ die vertikale Position des virtuellen Elements.

Aus dem relativen Phasenversatz ergibt sich für die Phase der Zwischenfrequenz: [Die23]

$$\varphi_{\text{ZF}}(n_{\text{tx}}, n_{\text{rx}}) = 2\pi \left[\frac{\sin(\psi) \cos(\theta) \cdot d_{\text{rx}} n_{\text{rx}} + \sin(\theta) \cdot d_{\text{tx}} n_{\text{tx}}}{\lambda} + \tau_0 f_{\text{min}} \right] \quad (2.30)$$

Ein zweidimensionaler Beamsteering-Vektor kann nach [Die23] wie folgt definiert werden:

$$b_{2\text{D}}(n_{\text{tx}}, n_{\text{rx}}, \alpha, \beta) = \exp \left\{ -j \frac{2\pi}{\lambda} [d_{\text{rx}} \sin(\alpha) \cos(\beta) \cdot n_{\text{rx}} + d_{\text{tx}} \sin(\beta) \cdot n_{\text{tx}}] \right\} \quad (2.31)$$

Mit dessen Hilfe kann das zweidimensionale Fourier-Beamforming durchgeführt werden. Diese führt nach [Die23] zu einem Ergebnissignal:

$$\begin{aligned} s_A(\alpha, \beta) = & N_A \cdot \text{sinc} \left(\frac{d_{\text{rx}}}{\lambda} [\sin(\psi) \cos(\theta) - \sin(\alpha) \cos(\beta)] N_{\text{rx}} \right) \\ & \cdot \text{sinc} \left(\frac{d_{\text{tx}}}{\lambda} [\sin(\theta) - \sin(\beta)] N_{\text{tx}} \right) \cdot \\ & \exp \left\{ j 2\pi \left[\tau_0 f_{\text{min}} + \frac{d_{\text{rx}}}{\lambda} \sin(\psi) \cos(\theta) \frac{N_{\text{rx}} - 1}{2} + \frac{d_{\text{tx}}}{\lambda} \sin(\theta) \frac{N_{\text{tx}} - 1}{2} \right] \right\} \end{aligned} \quad (2.32)$$

Basierend auf dieser Signalfunktion kann zusätzlich der Eintrittswinkel in Elevation berechnet werden. Aus den sinc-Funktionen des Signals ergeben sich für die Winkel:

$$\sin(\alpha_{\text{det}}) \cos(\beta_{\text{det}}) = \sin(\psi) \cos(\theta) \quad (2.33)$$

$$\sin(\theta) = \sin(\beta) \quad (2.34)$$

$$\alpha_{\text{det}} = \psi \quad (2.35)$$

$$\beta_{\text{det}} = \theta \quad (2.36)$$

2.2.2 Radarzielsimulation

Die nachfolgende Herleitung der Gleichungen der Radarzielsimulation basieren auf [Die23, S. 32-33]. Um den Radarsensor zu stimulieren, müssen die ausgesendeten und vom RZS empfangenen Signale manipuliert werden, um die simulierten Objektinformationen in das Signal zu integrieren. Vor allem handelt es sich um eine Veränderung der Informationen der Objekte zu Abstand, Geschwindigkeit und die effektive Reflexionsfläche, im Weiteren Radar Cross Section (RCS) genannt. Der RCS gibt an, wie groß die Rückstrahlung der reflektierten Strahlen an einem Objekt zurück zum Radar ist. Dadurch wird in Automotive-Anwendungen maßgeblich beeinflusst, ob ein Objekt als relevantes Objekt identifiziert wird oder nicht. Der Zeitversatz τ_{RZS} kann durch den Abstand $R_{\text{sim,Obj}}$ nach [Die23] dargestellt werden

$$\tau_{\text{RZS}} = \frac{2 R_{\text{sim,Obj}}}{c_0} \quad . \quad (2.37)$$

Daraus kann man den abstandsbedingten Frequenzanteil $f_{\text{R,RTS}}$ am RZS bestimmen und damit einen direkten Einfluss auf die Phasenverschiebung der Zwischenfrequenz f_{ZF} des Radars nehmen, wie bereits in Gleichung (2.12) dargestellt.

$$f_{\text{R,RTS}} = \frac{B}{T_s} \tau_{\text{RZS}} = \frac{2B R_{\text{sim,Obj}}}{T_s c_0} \quad . \quad (2.38)$$

Somit wird eine Signallaufzeit wie bei einem realen Ziel ermöglicht und der Radar erkennt diesen Abstand in seiner eigenen Signalverarbeitung.

Die zweite zu verändernde Information ist die Relativgeschwindigkeit des Objekts zum Radarsensor, also dem eigenen Fahrzeug. Wie im vorherigen Kapitel 2.2.1 erläutert, zeigt sich eine Relativbewegung zweier Objekte in einer Dopplerverschiebung des ausgesendeten Signals. Deshalb macht man sich bei der Radarzielsimulation diese Eigenschaft zu nutze und verschiebt nach [Die23] die Frequenz des empfangenen Signals um

$$f_{D,RZS} = \frac{2v_{\text{sim}}}{c_0} f_{\text{min}} \quad . \quad (2.39)$$

Um den RCS zu manipulieren greift man auf die Radargrundgleichung zurück. Die Radargrundgleichung beschreibt die empfangene Leistung der von einem Ziel reflektierten Radarwellen, siehe [Ric10]. Diese lautet nach [Ric10]:

$$P_{\text{rx}} = \frac{P_{\text{tx}} G^2 \sigma \lambda^2}{(4\pi)^3 R^4} \quad (2.40)$$

Die Empfangsleistung P_{rx} ist abhängig von der Sendeleistung P_{tx} , dem Antennengewinn G , dem RCS σ , sowie der Wellenlänge λ und dem Abstand R zwischen Objekt und Radar. Den Antennengewinn kann man als Wirkungsgrad der Antenne beschreiben. Die Empfangsleistung des RZS ist bei einem Abstand $R_{\text{R,RZS}}$ von Radar zu RZS, vgl. [Die23]:

$$P_{\text{RZS,rx}} = \frac{P_{\text{tx}} G G_{\text{tx,Radar}} G_{\text{RZS}} \lambda^2}{(4\pi)^2 R_{\text{R,RZS}}^2} \quad . \quad (2.41)$$

Die Signalleistung, die nach Manipulation durch den RZS am Radar wieder empfangen wird, errechnet sich nach [Die23] folgendermaßen:

$$P_{\text{Radar,rx}} = \frac{P_{\text{tx}} G^2 G_{\text{tx,Radar}}^2 G_{\text{RZS}} \lambda^4}{(4\pi)^4 R_{\text{R,RZS}}^4} \quad . \quad (2.42)$$

Die notwendige künstliche Verstärkung G_{RZS} zur Simulation eines virtuellen Ziels mit einem RCS von σ_{sim} in einer Entfernung von $R_{\text{sim,Obj}}$ erhält man

durch Gleichsetzen der Gleichungen (2.40) und (2.42), vgl. [Die23].

$$G_{\text{RZS}} = \frac{\sigma_{\text{sim}}}{R_{\text{sim,Obj}}^4} \frac{4\pi R_{\text{R,RZS}}^4}{G_{\text{tx,Radar}}^2 \lambda^2} . \quad (2.43)$$

2.3 Fahrzeugkoordinatensysteme

Die Koordinatensysteme, die in dieser Arbeit verwendet werden, beziehen sich auf die Definition nach der DIN-Norm DIN ISO 8855 [DIN11]. Sie sind als Rechtssystem definiert und sind in Abb. 2.4 visualisiert. Die DIN ISO 8855 unterscheidet zwischen dem ortsfesten, horizontierten und dem fahrzeugfesten Koordinatensystem für Personenkraftwagen (PKW). Das ortsfeste Koordinatensystem (X_E, Y_E, Z_E) ist mit seinem Ursprung fest auf der Horizontalebene fixiert und basiert auf dem inertialen Bezugssystem. Die Lage des Ursprungs kann vom Nutzer beliebig festgelegt werden. Es ist fixiert und führt keine translatorischen noch rotatorische Bewegungen aus und ist somit immer an einem statischen Fixpunkt orientiert. Das horizontierte Koordinatensystem (X, Y, Z) liegt mit seiner XY -Ebene parallel zur X_E, Y_E -Ebene des ortsfesten Systems. Es macht nur eine rotatorische Bewegung um die Z -Achse mit. Meistens bewegt sich der Ursprung des horizontierten Koordinatensystems mit dem Ursprung des fahrzeugfesten Systems mit. Das fahrzeugfeste Koordinatensystem (X_V, Y_V, Z_V) ist im Fahrzeugreferenzpunkt festgelegt. Dieser wiederum wird meist in den Masseschwerpunkt der gefederten Fahrzeugmasse gelegt, ist aber abhängig von den Anforderungen auch an anderen Stellen definierbar. Die Winkel sind laut DIN ISO 8855 gemäß der Rechten-Hand-Regel positiv definiert. Die Gierbewegung ist die Drehung um die Z_E -Achse und der Gierwinkel γ liegt zwischen der X_E und der X -Achse. Die Nickbewegung beschreibt die Rotation um die Y -Achse und der Nickwinkel ϑ liegt zwischen der X und der X_V -Achse. Die Wankbewegung ist die rotatorische Bewegung um die X_V -Achse. Der Wankwinkel φ liegt zwischen der Y und der Y_V -Achse.

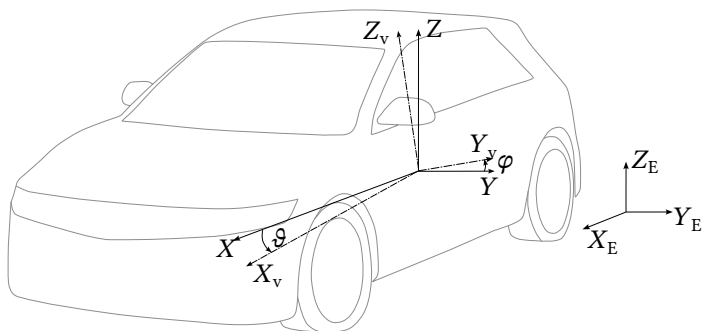


Abbildung 2.4: Darstellung der Fahrzeugkoordinatensysteme nach DIN ISO 8855 [DIN11]

3 Absicherung von Fahrerassistenzsystemen

Da die Forschung und Entwicklung im Bereich des Validierens von FAS ein hochdynamischer Forschungsbereich ist, wird versucht einen möglichst umfassenden und genauen Überblick über die wichtigsten Arbeiten bezogen auf den Forschungsbedarf zu geben und dies ausreichend darzulegen. Die relevanten Forschungsarbeiten zu diesem Forschungsfeld sind in Tabelle 3.1 dargestellt und den Bereichen „ViL-FAS-Testing“, „Aufbaubewegung“ des Fahrzeugs und dem „Prüfstandsbezug“ zugeordnet. Beginnend mit der aktuellen Gesetzgebung für die Freigabe von FAS wird dann auf die dafür relevanten Normen eingegangen. Darauf aufbauend folgt ein Einblick in die Entwicklung von Absicherungsvorgehen von der Testfläche auf den Prüfstand. Anschließend werden für die Arbeit relevante Vorarbeiten im prüfstandsbasierten Validieren von FAS in den Kontext eingeordnet und die Forschungslücke herausgearbeitet.

3.1 Gesetzliche Rahmenbedingungen zur Zulassung automatisierter Fahrzeuge

Die Autonome-Fahrzeuge-Genehmigungs-und-Betriebs-Verordnung (AFGBV) regelt in Anlage 1, welche Anforderungen zu erfüllen sind, damit ein automatisiertes oder autonomes Fahrzeug eine Straßenzulassung erhält [BRD22]. Dabei wird unter anderem auf die ISO 26262 und ISO 21448 verwiesen, die ein automatisiertes Fahrzeug hinsichtlich der Sicherheitsanforderungen erfüllen muss. Ebenso verweist die Durchführungsverordnung 2022/1426 der

EU-Kommission auf diese beiden Normen [EU22]. Darüber hinaus nennt die EU die UN R157 [ECE21] für den Zulassungsprozess und die New Assessment/Test Method for Automated Driving (NATM) [ECE23] für die Validierung von FAS als relevante Regelwerke.

3.1.1 ISO 26262

Die ISO 26262 definiert die funktionalen Sicherheitsprozesse in der Automobilindustrie und ist eine spezifische Anpassung des Standards IEC 61508 auf elektrische/elektronische Systeme in Fahrzeugen. Ziel der Norm ist es, Prozessschritte bereitzustellen, um die funktionale Sicherheit von entwickelten Elektrik/Elektronik (E/E)-Systemen zu gewährleisten und somit „unangemessene Risiken [...] aufgrund von Gefahren [...] durch fehlerhaftes Verhalten von E/E-Systemen“ zu vermeiden [ISO18]. Nach Festlegung der funktionalen Spezifikation des Systems erfolgt eine Gefahrenanalyse und Risikobewertung. Aus denen wird anhand verschiedener Kriterien, Schweregrad, Exposition und Beherrschbarkeit das resultierende Automotive Safety Integrity Level (ASIL) anhand einer Matrix bestimmt. Beim Schweregrad wird zwischen leichten bis lebensbedrohlichen Verletzungen klassifiziert. In der Exposition wird zwischen sehr niedriger bis hoher Wahrscheinlichkeit unterschieden und die Beherrschbarkeit wird von einfach bis schwierig unterteilt. Ein ASIL-Level klassifiziert somit ein risikobasiertes Sicherheitsziel. Das zu entwickelnde System wird auf Grundlage dieser Ergebnisse entworfen und ein Sicherheitskonzept aufgestellt. Die Hardware- und Softwareentwicklung erfolgt gemäß dem V-Modell in parallelen Durchläufen. Integrationstests der Komponenten und Validierung der Sicherheitsziele werden entsprechend dem V-Modell auf der rechten Seite des Modells durchgeführt. Für eine detaillierte Darstellung der Norm wird auf das vollständige Dokument verwiesen [ISO18]. Jedoch kann es passieren, dass es bei einer nach ISO 26262 korrekt entwickelten Fahrfunktion zu Fehlfunktionen kommt. Dies liegt vor allem daran, dass die ISO 26262 den Fokus auf Fail-Safe, also dem Erreichen eines sicheren Systemzustands nach einem Systemfehler, setzt. Es wird in dieser Norm aber nicht auf die unterschiedlichen Gegebenheiten wie Wetter, Tages- und Jahreszeit und den damit einhergehenden ändernden Randbedingungen

für das FAS eingegangen, vgl. [PTC22]. Dafür wurde die ISO 21448, auch Safety Of The Intended Functionality (SOTIF) genannt, eingeführt.

3.1.2 ISO 21448 (SOTIF)

Die SOTIF ist speziell für die Sicherheit von vorgesehenen Funktionalitäten in Fahrzeugen entwickelt worden. Im Gegensatz zur ISO 26262 und anderen „klassischen“ Sicherheitsstandards befasst sich SOTIF mit Risiken, die trotz korrekt arbeitender Systeme unvorhergesehen auftreten. Die zu testenden Szenarien werden nach SOTIF in einer 2x2 Matrix beschrieben die als Variablen „Bekannt“ und „Unbekannt“ und auf der anderen Achse „Gefährlich“ und „Ungefährlich“ hat. Daraus ergeben sich 4 mögliche Konstellationen denen ein Szenario zugeordnet werden kann. Der erste Sektor (Sektor 1), siehe Abb. 3.1, beinhaltet Szenarien, die „Bekannt“ und „Ungefährlich“ sind. Im zweiten Sektor (Sektor 2) werden „Bekannte“ und „Gefährlich“ Szenarien einsortiert. In Sektor 3 werden „Unbekannte“ Szenarien eingeordnet, welche „Gefährlich“ sind und dementsprechend das größte Risiko bilden. Im letzten Sektor (Sektor 4) werden „Unbekannte“ Szenarien mit „Ungefährlich“ Risiko eingestuft. Ziel der SOTIF ist es zu Beginn des Entwicklungszustands eine möglichst große Anzahl an Szenarien zu kennen und die Fahrfunktion so zu optimieren, dass dieses Szenario als „Ungefährlich“ beschrieben werden kann. Hierbei sollte vor allem der Fokus darauf gelegt werden, Szenarien, die „Gefährlich“ sind, in ihrem Risiko zu reduzieren, indem diese Szenarien in der Entwicklung der automatisierten Fahrfunktion berücksichtigt werden. Dadurch kann der Sektor 2 möglichst klein gehalten werden. Ebenso wird bei Sektor 3 verfahren,

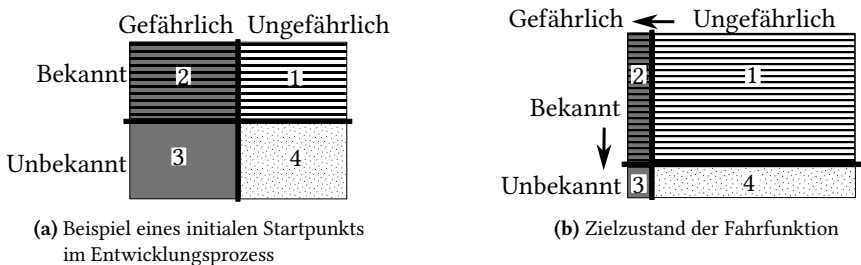


Abbildung 3.1: Darstellung des Ziels durch Anwendung der SOTIF vgl. [ISO22]

da dieser das größte Sicherheitsrisiko beinhaltet, da „Unbekannt“ ist, ob die automatisierte Fahrfunktion in diesen speziellen Szenarien überhaupt korrekt reagiert. Hierbei gilt es außerdem die „Unbekannten“ Szenarien aus dem „Unbekannten“ Bereich in den bekannten Bereich zu übertragen. Dadurch kann der Sektor 3 reduziert werden, siehe Abb. 3.1b. Um dieses Ziel der SOTIF zu erreichen, gibt die Norm einen iterativen Prozess vor, wie möglichst viele „Bekannte“ Situationen identifiziert werden können. Dazu wird wissensbasiert mittels Simulationen, Experteneinschätzungen, Datenanalysen aus beispielsweise Unfalldatenbanken, Ableitung aus Anwendungsfällen und Feldbeobachtungen durch Realdaten und Testfahrten gearbeitet.

3.2 Entwicklung der Absicherungsvorgehensweise von FAS

Um FAS nachweislich als sicher zu deklarieren und auch bei der Bevölkerung Akzeptanz zu erhalten, dürfen diese höchstens eine ähnliche Fehlerrate oder besser aufweisen als menschliche Fahrer. Das bedeutet, dass eine Obergrenze an Fehlern pro gefahrenen Kilometern nachgewiesen werden muss. Diese statistische Betrachtung haben bereits [Hak15, S. 1173], [Wac15] und [Kal16] ausführlich beschrieben. Die errechneten Ergebnisse zeigen, dass die Absicherung über die statistischen Fehlerraten einen nicht vertretbaren Testaufwand von mehreren Millionen Kilometern benötigen. Dies ist aufgrund von Zeit- und Kostenaufwänden nicht umsetzbar.

Deshalb wurde eine alternative Absicherungsmöglichkeit gesucht und mit dem szenariobasierten Testen ein vielversprechender Ansatz gefunden. Nach [Men18] können Szenarien helfen, Anforderungen an die notwendigen Soft- und Hardwarekomponenten abzuleiten und deren Sicherheit im Validierungsschritt nachzuweisen. Hierbei sollen nur die besonders kritischen Fahrsituationen getestet und validiert werden. Wenn ein automatisiertes Fahrzeug diese kritischen Situationen sicher beherrscht, dann ist davon auszugehen, dass auch alle nicht kritischen Situationen sicher gefahren

werden [Men18]. Dadurch ist es möglich, die Testumfänge bedeutend zu reduzieren und wirtschaftlich umzusetzen. Während der Entwicklung von FAS wird ein Großteil der Entwicklungs- und Testarbeit durch Testszenarien in der Simulation und an HiL-Prüfständen durchgeführt. Gegen Ende des Entwicklungsprozesses der FAS und für die Zulassung werden die Szenarien auf abgesperrten Testgeländen durchgeführt, um möglichst viele reale Umgebungsvariablen kontrollieren zu können. EuroNCAP hat hierbei als Verbraucherorganisation einen großen Einfluss auf die Umsetzung der Szenarien auf Testgeländen gehabt. Dabei werden meist Dummy-Fahrzeuge, -Menschen und -Zweiradfahrer gemäß dem definierten Szenario bewegt. Um ein möglichst reproduzierbares Verhalten der bewegten Objekte zu ermöglichen und werden diese auf Schienen befestigt. Dadurch werden die Start- und Endpositionen und die Bewegungen der Objekte über die Schienen reproduzierbar definiert. Ebenso können mobile Plattformen mit unterschiedlichen Aufbauten eingesetzt werden, um verschiedene dynamische Verkehrsteilnehmer, wie Kleinwagen, Mittelklassewagen oder Motorradfahrer darzustellen [Eur25].

[Boc07, Boc08] zeigte bereits erste Ansätze, wie man die physischen Tests und Objekte in einen hybriden Testaufbau aus realer Testumgebung mit simulativen Szenarien und Objekten umsetzen kann. Dieser Ansatz auf der Testfläche mit einer simulativen Umgebung wurde von vielen weiterentwickelt und erforscht. [Fay17, Fay19] entwickelte ein Verfahren, mit dem in der Simulation ein automatisierter Kreuzungsassistent validiert werden konnte. [Tet18] legte den Fokus auf eine möglichst detaillierte Darstellung des Verkehrs für das automatisierte Testfahrzeug auf der Prüffläche.

Außerdem spielt die Reproduzierbarkeit der Szenarien eine bedeutende Rolle, um die Validierung der Fahrfunktion effizient und sicher zu gewährleisten. Jedoch ergibt sich durch das Testen auf dem Testgelände die Herausforderung, dass die Umweltbedingungen nicht wirklich beeinflussbar sind und man demnach von Jahreszeit, Tageszeit und Wetterbedingung abhängig ist. Ein Teil der Umweltfaktoren auf realem Testgelände kann beim ViL über die Simulation

kompensiert werden, jedoch kommt auch das ViL-Testen an seine Grenzen, wenn die Fahrbahnoberfläche nass oder glatt ist und die Fahrdynamik beeinflusst wird. Dies erschwert und verzögert die Validierung von FAS. Ebenso besitzt aufgrund der hohen Verletzungsgefahr bei einer Fehlfunktion des FAS in Kombination mit hohen Geschwindigkeiten das szenariobasierte Testen auf dem Testgelände seine Limitierung.

3.3 Prüfstandtestverfahren zum Validieren von FAS

Um die Herausforderungen bei der Entwicklung und Prüfung von FAS auf effiziente Weise zu bewältigen, wurden unter anderem in der NATM [ECE23] in den letzten Jahren neuartige Prüfparadigmen vorgeschlagen, die auf Fahrzeugprüfstände abzielen. Diese Prüfstände können in Rollenprüfstände und Antriebsstrangprüfstände unterschieden werden. Beide Prüfstandstypen haben ihre Stärken und Schwächen im Hinblick auf die Erprobung radar-basierter FAS. Der Aufbau von Rollenprüfständen ist der am häufigsten verwendete Prüfstandstyp und in der Industrie weit verbreitet. Er zeichnet sich durch seine Flexibilität in der Forschung und Entwicklung aus. So können Abgasmessungen zur Zertifizierung und ebenso Akustikuntersuchungen bei Vorbeifahrten durchgeführt werden [Pau14]. Durch den Aufbau von Rollenprüfständen ist die Montage von Fahrzeugen einfach, da das Fahrzeug ebenerdig auf den Prüfstand gefahren wird. Es kann ohne weiteren Konfigurationsaufwand gefesselt werden. Durch die Rollenkrümmung und die Fesselung wird der Reifen auf den Rollen verformt und verändert dadurch den Rollwiderstand. Ohne eine Korrektur sind die vom Prüfstand simulierten Fahrwiderstände fehlerhaft. Die SAE J1263 [Per09] beschreibt die genaue Vorgehensweise, um durch Ausrollversuche auf Teststrecke und Prüfstand und den daraus resultierenden Anpassungen in den Modellen in der Prüfstandsumgebung die Vergleichbarkeit von Straße zu Rollenprüfstand herzustellen. In den meisten Rollenprüfständen treibt je eine Rolle eine Achse an. Für die Validierung von FAS wird meist ein 4x4 Rollenprüfstand eingesetzt. Das bedeutet, dass jedes Rad durch eine Rolle angetrieben wird und damit

radindividuell Lasten und Geschwindigkeiten geregelt werden können. Diese Rollen sind über die Breite der Achse starr und können keine Reifenbewegungen durch Lenken ermöglichen. Damit sind Rollenprüfstände ohne weitere Anpassungen für längsdynamische Assistenzsysteme einsatzfähig. Dies zeigt sich in den ersten Ansätzen des ViL-Testings von Assistenzsystemen, wie in [Gie06] beschrieben. Sobald allerdings eine Lenkbarkeit durch beispielsweise eine Kurve oder die Funktion eines Ausweichassistenten erforderlich ist, kann dies auf einem Rollenprüfstand aktuell nicht ohne Modifikationen umgesetzt werden. Um die Lenkfähigkeit zu garantieren ist es möglich, die Lenkung des Testfahrzeugs zu umgehen, indem dessen Spurstange von der Zahnstange und dem Radträger getrennt wird. Ein Lenkkraftmodul mit angepasster Spurstange wird an der Zahnstange der Lenkung befestigt und ist mit dem Prüfstand gekoppelt. Das Lenkkraftmodul kann über einen Linearaktor auftretende Lenkkräfte aus der Simulationsumgebung des Prüfstands an der Fahrzeuglenkung simulieren, ohne dass sich die Räder auf den Rollen bewegen müssen. [För19]. Möglich ist auch, die abgekoppelte Lenkung durch eine digitale Lenkung mittels eines USB-Lenkkrads zu ersetzen [Gal14]. Allerdings tritt dabei der Nachteil auf, dass nicht das Gesamtfahrzeug und alle mechatronischen Komponenten auf Funktionalität getestet werden können. Um die Lenkung des Fahrzeugs bei der Validierung von Assistenzsystemen zu testen, muss der Aufbau des Rollenprüfstands deutlich erweitert und komplexer werden. Dies beinhaltet für die Vorderachse, dass jedes Rad von einem eigenen Rollenmechanismus angetrieben wird. Dieser besteht aus zwei Rollen, in deren Mitte das entsprechende Vorderrad des Fahrzeugs sitzt und drehbar gelagert ist. Das ermöglicht, dass sich das Rollenaggregat mit den Rädern der Vorderachse während der Fahrt drehen kann [Sol19, Wan20]. Die Veröffentlichungen [Ahl20, Zei19] setzen lenkbare Flachbahnen an Stelle von Rollen ein. Bedingt durch den hohen Aufbau des Prüfstands ist keine ebenerdige Befahrung zu Montagezwecken möglich. In explizit diesen Arbeiten wurde die Möglichkeit der Lenkfähigkeit auf den Vorteil der einfachen Montage des Versuchsfahrzeugs verzichtet. Prinzipiell ist es aber möglich einen lenkbaren Flachbahnprüfstand ebenerdig befahrbar zu machen, in dem dieser in eine entsprechend tiefe Grube gebaut wird.

Antriebsstrangprüfstände haben durch ihren grundlegenden Aufbau deutliche Vorteile bei der Adaption der Lenkbarkeit. Diese Prüfstände sind generell so aufgebaut, dass jede Radnabe mit einem eigenen Elektromotor über eine Welle verbunden ist. So kann radindividuell der Fahrwiderstand gestellt und die Räder angetrieben werden. Allerdings müssen für den Antriebsstrangprüfstand die Räder demontiert werden, was eine zusätzliche Rollwiderstandssimulation und damit einhergehend eine sehr genaue Reifensimulation erfordert, um bei den Fahrwiderständen vergleichbare Ergebnisse zur Straße zu erhalten. Um bei diesen Prüfständen die Lenkfähigkeit des Fahrzeugs zu ermöglichen, gibt es bisher zwei Möglichkeiten. Zum einen kann man die gelenkte Achse, meist die Vorderachse, auf eine bewegliche Unterkonstruktion setzen wie in [Gie20] beschrieben. Zum anderen ist es möglich, die Lenkung auszuhängen und durch ein Lenkkraftmodul zu ersetzen. So kann das Lenkkraftmodul die Lenkbewegung hochdynamisch umsetzen, siehe [Sch16b]. Der Einsatz des Lenkkraftmoduls ist ebenso bei einem Rollenprüfstand anwendbar und kann an diesem Prüfstandstyp eine Lenkfähigkeit des Fahrzeugs ermöglichen. In [Sch07] wird ein Antriebsstrangprüfstand dargestellt, der durch zwei Kreuzzische unter jedem Rad das Lenken ermöglicht. Das selbe Prinzip nutzt der in dieser Arbeit verwendete Antriebsstrangprüfstand am KIT-FAST. Darüber hinaus bietet dieser Prüfstand die Möglichkeit, durch weitere Elektromotoren ein Rückstellmoment entsprechend der Lenkbewegung und des Fahrzustands einzuleiten, um ein reales Fahrgefühl zu ermöglichen. Für eine detailliertere Erläuterung dieser elektromechanischen Einrichtung wird an dieser Stelle auf [Gie20] verwiesen. Durch die Möglichkeit, an diesem Prüfstand reale Lenkbewegungen durchführen zu können, bietet er eine optimale Voraussetzung zur Validierung von FAS.

Neben den Prüfstandsarten und den Methoden, eine realistische Lenkung an den Prüfständen für die Validierung von FAS darzustellen, ist die Vorbereitung der Prüfstände für Validierungsverfahren ein großer Forschungsbereich. [Jia18] zeigt einen Rollenprüfstands Aufbau mit einer Absorberverkleidung und einem in Fahrtrichtung linear geführtem Radarzielsimulator für ACC

Tests. [Gry22, Sie21] beschreiben einen ähnlichen Aufbau mit dem Unterschied, dass ein modulares Abschirmsystem für die Stimulation der Radarsensoren eingesetzt wird und deshalb nicht der gesamte Prüfstandsraum verkleidet sein muss. [Gow18] zeigt eine weitere Methode der OTA-Stimulation mit einem RZS an einem Rollenprüfstand, der ebenfalls aus bewegbaren Antennen aufgebaut ist. Dabei wurde auch eine Verkleidung des Prüfraums für Funktechnik verbaut.

Das Patent [Düs22] und die Veröffentlichung [Lie25] stellen beide eine ähnliche Methode vor, mit der der Radarsensor aus dem Fahrzeug ausgebaut wird und in einem separaten RZS manipuliert wird. Die Verbindung zwischen Radarsensor und Fahrzeug bleibt weiterhin bestehen und ermöglicht dadurch eine Reaktion des Fahrzeugs der entsprechend der Fahrfunktion und dem Testszenario.

3.4 Modellierung der Aufbaubewegungen von Fahrzeugen

Wird der Fahrzeugprüfstand nun für die Validierung von FAS verwendet, ist zu berücksichtigen, dass die eingesetzte Sensorik sensibel auf die Umgebung am Prüfstand reagiert. Vor allem die am Prüfstand auftretenden Aufbaubewegungen, wie Nicken und Wanken, können die Ergebnisse verfälschen. Denkbar sind drei Lösungsansätze:

- 1 Fixierung der Karosserie und Unterbindung der Aufbaubewegung
- 2 Physische Darstellung der Aufbaubewegung wie in bewegter Fahrt auf der Straße mittels Aktuatoren
- 3 Kompensationsmethode: Berechnung der auf der Straße auftretenden Aufbaubewegung in einer Simulation und Modellierung der Aufbaubewegung am Prüfstand. Kompensation der Differenz in der Simulation, sodass das Fahrzeug in der Fahrzeugsimulation den korrigierten Winkel hat

Das Fixieren des Fahrzeugs soll alle sechs Freiheitsgrade und damit alle Bewegungen des Fahrzeugs unterbinden. Eine fahrzeugseitige Befestigung der Fixierung an der Abschleppöse stellt keine ausreichend starre Verbindung dar, weshalb das Fahrzeug beispielsweise an den Schwellern fixiert werden müsste. Diese Fixierungen müssten fahrzeugindividuell entwickelt werden und bedeuten einen großen Aufwand, um die Aufbaubewegung zu unterbinden. Des Weiteren verursacht eine solch starre Fixierung Probleme an anderen Stellen. Am Rollenprüfstand kann das Fahrzeug mittels Gurte oder Ketten niedergespannt und damit die Aufbaubewegung größtenteils unterbunden werden. Das erhöht allerdings die Aufstandskräfte der Reifen an den Rollen und damit die Reibung und Verformung der Reifen. An einem Antriebsstrangprüfstand, wie in dieser Arbeit verwendet, wird ein Niederspannen des Fahrzeugs durch die fixe Anbindung der Radnaben das Fahrwerk verspannen, das wiederum einen Einfluss auf die Lenkbarkeit hat.

Die Fahrbarkeitsanalyse von Fahrzeugen am Fahrzeugprüfstand beschäftigt sich schon länger mit den Fragestellungen, wie man dynamische Effekte am Prüfstand realitätsgetreu abbilden kann und anschließend auf die finale Anwendung auf der Straße übertragen kann. Die Patente [Lis98, Ebn21] haben hierzu schon Methoden erläutert, die sich primär auf die Analyse der auftretenden Effekte des Antriebsstrangs konzentrieren. Des Weiteren beschreibt [Neh06] weitere Methoden die Fahrbarkeit auf einem Rollenprüfstand darzustellen. Für Darstellung der Aufbaubewegung des Fahrzeugs wie in bewegter Fahrt kann man eine hydraulische oder pneumatische Anhebung des Fahrzeugs vornehmen, um den selben Nick- oder Wankwinkel am Prüfstand wie bei der Straßenbewegung zu erhalten [Fac25, AKE25]. Dies benötigt ein Modell des Fahrzeugs, um die Aufbaubewegung entsprechend der Fahrsituation einzustellen. Hierzu hat [Ahl20] ein Modell für die Karosseriebewegung auf einem lenkbaren Flachbahnprüfstand mit Mehrkörpersimulation (MKS) entwickelt. Es ist das Ziel, die realen Aufbaubewegungen des Fahrzeugs auf dem Prüfstand nachzustellen. Der Fokus in dieser Veröffentlichung liegt in der Regelung eines Fahrdynamikprüfstands, sodass die Bewegung korrekt durchgeführt werden kann. Das bedeutet in der Anwendung, dass für jedes Fahrzeug ein korrektes MKS-Modell vorhanden sein muss. Daneben hat sich

[Zei24] mit der Querdynاميkevaluation auf demselben Fahrzeugprüfstand beschäftigt. Beide Arbeiten legen den Fokus auf der Darstellbarkeit einer realen Straßenbewegung, die an dem Prüfstand in dieser Arbeit nicht umsetzbar ist und deshalb eine andere Methode zur Beschreibung der Aufbaubewegungen gefunden werden muss.

Zur simulativen Abbildung der Aufbaubewegungen wurden bereits mehrere Modellierungen publiziert. In der Literatur werden viele Modelle für die Fahrzeugaufhängung und ihre Dynamik für die Fahrt auf der Straße verwendet [Tah21, Cao11, Mat07, Ada14, Frö19]. Ein gängiges Modell zur Beschreibung der Aufbaubewegung ist das Fahrzeugviertelmodell [Ben04], das für die Analyse der vertikalen Bewegung genutzt wird. Das einfache Einspurmodell [Bre15] ist ein ebenes dynamisches Modell zur Beschreibung von Längs- und Querdynamik, das die Bewegungen des Fahrzeugkörpers in z-Richtung in der Regel nicht berücksichtigt. Das Zweispurmodell [Frö19] ist ein besserer Weg, um die Roll- und Nickbewegungen des Fahrzeugkörpers zu beschreiben. Allerdings ist dieses Modell für die Anwendung am Prüfstand nicht geeignet, da es viele Freiheitsgrade besitzt. Dadurch wird das Modell zu komplex und es müssen viele Gleichungen gelöst werden. Mantaras et al. [Mán12] verwendeten ein Fahrzeugdynamikmodell für einen virtuellen Prüfstand. Dieses Modell basiert auf der Reifen-Fahrbahn-Interaktion eines Fahrzeugs auf der realen Straße. Der Prüfstand in der vorliegenden Arbeit weißt jedoch keine Reifen-Fahrbahn-Interaktion auf. Daher ist dieses Modell für das beschriebene Problem nicht geeignet. Darüber hinaus gibt es mehrere Veröffentlichungen, die sich mit der Modellierung der Fahrzeugaufbaubewegungen auf der Straße beschäftigen [Eri07, Guo22, Kan17, Oh13, Sha99, Xu15]. Ähnlich wie [Mán12] verwenden auch diese Publikationen die Reifen-Fahrbahn-Interaktion als Grundlage der Modellierungsansätze.

Ein vielversprechender Ansatz ist die Modellierung der Fahrzeugbewegungen mit der II. Lagrange-Gleichung. Für Noise-Vibration-Harshness (NVH)-Probleme ist die Analyse der Karosseriebewegungen von Straßenfahrzeugen mit der Lagrange-Gleichung ein gängiger Lösungsweg. R. Jazar

[Jaz17] nennt diese Modellart ein *Fahrradmodell* für Fahrzeuge [Jaz17, S.843].

Zusammenfassend lässt sich sagen, dass es bereits viele verschiedene Modellansätze für Fahrzeugkörperbewegungen unter realen Straßenbedingungen gibt. Die meisten von ihnen lassen sich jedoch nur schwer auf die Karosseriebewegungen auf einen Prüfstand übertragen. Die bereits existierenden Methoden eignen sich nur für einen spezifischen Prüfstand und ist auf einen normalen Rollen- oder Antriebsstrangprüfstand nicht übertragbar. Für die Validierung von radarbasierten FAS ist es notwendig, diese Bewegungen zu kennen.

3.5 Identifizierter Forschungsbedarf

Die folgende Tabelle 3.1 zur Identifizierung des vorhandenen Forschungsbedarfs begrenzt sich primär auf Forschungsarbeiten, die einen direkten Bezug zur Forschungsfrage aus Kapitel 1.2 und den bisher in Kapitel 3 vorgestellten Forschungsfeldern des Validierens von FAS. Anschließend wird nun gezeigt, wie sich die vorangegangenen Arbeiten den Themenfeldern *ViL-FAS-Testing*, *Aufbaubewegung* und *Prüfstandsbezug* zugeordnet werden können. Arbeiten, die sich mit dem Testen von FAS auf Testflächen beschäftigen haben, wie beispielsweise [Boc07, Boc08], werden dem ViL-FAS-Testing zugeordnet. Forschungsarbeiten, die die Validierung von FAS am Fahrzeugprüfstand untersucht haben, werden dem ViL-FAS-Testing und dem Prüfstandsbezug zugeordnet. Die Arbeiten von [Ahl20, Zei24] lassen sich zu Aufbaubewegung und Prüfstandsbezug zuordnen.

Tabelle 3.1: Übersicht der einzelnen Veröffentlichungen zum Forschungsthema

VÖ	ViL-FAS- Testing	Aufbau- bewegung	Prüfstands- bezug
[Boc07]	✓		
[Boc08]	✓		
[Fay17]	✓		
[Fay19]	✓		

weiter auf der nächsten Seite

VÖ	ViL-FAS- Testing	Aufbau- bewegung	Prüfstands- bezug
[Sol21]	✓		
[Par20a]	✓		
[Tet18]	✓		
[Gel17]	✓		
[Miq14]	✓		
[Hua16]	✓		
[Li16]	✓		
[Sza21]	✓		
[Sch18a]	✓		
[Don22]	✓		
[Mot18]	✓		
[Neu20]	✓		
[Ber14]	✓		
[Wan20]	✓		✓
[Che24]	✓		✓
[Jia18]	✓		✓
[Sie21]	✓		✓
[Sie24]	✓		✓
[Eng19]	✓		✓
[Sch16b]	✓		✓
[Sch22c]	✓		✓
[Sol19]	✓		✓
[Zei19]	✓		✓
[Gie06]	✓		✓
[För19]	✓		✓
[Gow18]	✓		✓
[Gal14]	✓		✓
[Ver00]	✓		✓
[Ver02]	✓		✓
[Gru17]	✓		✓
[Sch22b]	✓		✓
[För19]	✓		✓
[Gry22]	✓		✓
[Lie25]	✓		✓
[Düs22]	✓		✓

weiter auf der nächsten Seite

VÖ	ViL-FAS- Testing	Aufbau- bewegung	Prüfstands- bezug
[Ada14]		✓	
[Alb07]		✓	
[Amm97]		✓	
[Ben04]		✓	
[Bre15]		✓	
[Cao11]		✓	
[Ers17]		✓	
[Zom91]		✓	
[Eri07]		✓	
[Guo22]		✓	
[Kan17]		✓	
[Oh13]		✓	
[Sha99]		✓	
[Xu15]		✓	
[Frö19]		✓	
[He12]		✓	
[Hei11]		✓	
[Hwa07]		✓	
[Len22]		✓	
[Mat07]		✓	
[Mih18]		✓	
[Par20b]		✓	
[Pfe13]		✓	
[Ril19]		✓	
[San10]		✓	
[Sch18b]		✓	
[Shl91]		✓	
[Zha09]		✓	
[Tah21]		✓	
[Lis98]		✓	✓
[Ebn21]		✓	✓
[Neh06]		✓	✓
[Ahl20]		✓	✓
[Zei24]		✓	✓
[Mán12]		✓	✓

weiter auf der nächsten Seite

VÖ	ViL-FAS- Testing	Aufbau- bewegung	Prüfstands- bezug
[Jaz14]		✓	✓
[Jaz17]		✓	✓
[Zei19]		✓	✓
vorl. Arbeit	✓	✓	✓

Anhand der aufgelisteten Arbeiten ist erkennbar, dass es bereits viele Forschungsaktivitäten im Bereich der Validierung von FAS gibt und sich das ViL-Testen in den letzten Jahren intensiviert hat, um die Validierung im Rahmen des V-Modells zu beschleunigen. Für die Radarstimulation existieren bereits Methoden, wie OTA, mit der der Radarsensor stimuliert werden kann, wie [Die23, Gow18, Lie25] zeigen. Trotz der Anzahl an verschiedenen Methoden der Prüfstandsvalidierung von radarbasierten FAS, wurde bisher noch keine Forschungsarbeiten zu Aufbaubewegungen an einem Fahrzeugprüfstand mit Fokus auf die Validierung von FAS veröffentlicht. Die relevantesten Arbeiten sind [Ahl20, Zei24], die sich intensiv mit Aufbaubewegungen an einem speziellen Flachbahnprüfstand beschäftigt haben, aber nicht den Fokus auf die Validierung von FAS setzen. Mit einem Aufgreifen der relevanten Randbedingungen am Fahrzeugprüfstand, auf Seiten des Prüfstands mit Echtzeitfähigkeit, Sensormodellen und der Art der Stimulation sowie die Berücksichtigung der am Prüfstand auftretenden Fahrzeugaufbaubewegungen entsprechend der Kompensationsmethode aus Kapitel 3.4, schließt die vorliegende Arbeit eine bisher offene Forschungslücke.

4 Testen radarbasierter FAS am Prüfstand

Aufbauend auf der zuvor erarbeiteten Forschungslücke, soll diese Kapitel einen Überblick über die verschiedenen Aspekte geben, die erfüllt und beachtet sein müssen, um eine Validierung von radarbasierten FAS am Fahrzeugprüfstand durchzuführen. Dabei wird ein Spannungsfeld zwischen Echtzeitfähigkeit des Prüfstands, den verwendeten Sensormodellen in der Simulation und deren Abhängigkeit von der Art der Sensorstimulation erläutert. Dafür werden gängige Definitionen von Echtzeitfähigkeit erläutert und ein detaillierter Einblick in die Sensormodellierung von Radarsensoren gegeben. Anschließend werden die verschiedenen Arten der Sensorstimulation erläutert. Nach dem Erläutern des Spannungsfelds wird noch auf die Genauigkeit der Zieldarstellung der Radarzielsimulation eingegangen. Zum Schluss des Kapitels wird die Relevanz der in dieser Arbeit untersuchten Kompensation der Fahrzeugaufbaubewegungen am Prüfstand auf die Radarzielsimulation erläutert und veranschaulicht, wieso eine genaue Kenntnis der Aufbaubewegungen am Prüfstand für die OTA-Validierung von FAS relevant ist.

4.1 Anforderungen an die Prüfumgebung des Fahrzeugprüfstands

Abb. 4.1 zeigt die Herausforderungen, die ein Prüfstandssystem erfüllen muss. Die Art der Sensorstimulation stellt verschiedene Anforderungen an die Sensormodelle in der Simulation. Abhängig von dem Sensormodell und dessen Genauigkeit steigt der Rechenbedarf, was wiederum unter dem Kriterium der

Echtzeit umgesetzt werden muss. Hierbei gilt es einen entsprechenden Kompromiss zu finden.

4.1.1 Echtzeitfähigkeit des Prüfstandsystems

Ausgehend von der DIN 44300 bzw. DIN ISO/IEC 2382-9 definiert [Sch05] die Echtzeitfähigkeit folgendermaßen:

„Unter Echtzeit versteht man den Betrieb eines Rechensystems, bei dem Programme zur Verarbeitung anfallender Daten ständig betriebsbereit sind, derart, dass die Verarbeitungsergebnisse innerhalb einer vorgegebenen Zeitspanne verfügbar sind. Die Daten können je nach Anwendungsfall nach einer zeitlich zufälligen Verteilung oder zu vorherbestimmten Zeitpunkten anfallen.“ [Sch05, S. 39]

[Sch05] klassifiziert Echtzeitsysteme anhand verschiedener Echtzeitbedingungen. Harte Echtzeitsysteme haben eine zeitliche Echtzeitbedingung, die

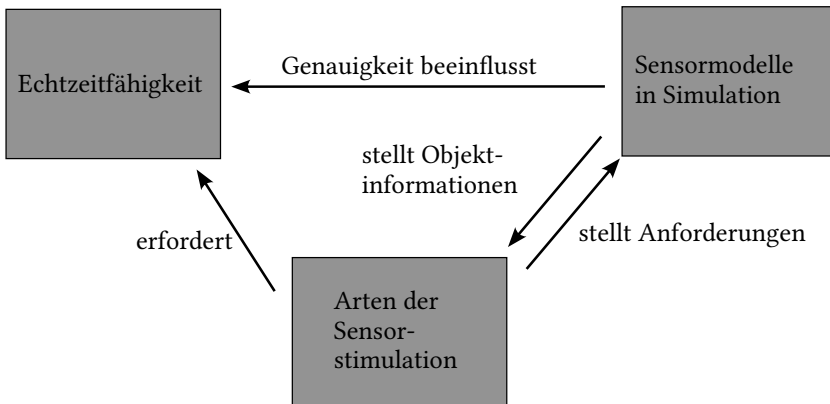


Abbildung 4.1: Zusammenhang zwischen Echtzeitfähigkeit, Sensormodellen und der Art der Sensorstimulation

vom System stets erfüllt werden muss und ein Abweichen davon schwerwiegende Folgen haben kann. Bei weichen Echtzeitsystemen ist ein gelegentliches Verletzen der zeitlichen Echtzeitbedingung des Systems tolerierbar und zieht keine schwerwiegende Folgen nach sich. Weiter kann man die Echtzeitbedingungen wie die oberere Zeitschranke nutzen. Hierbei wird die maximale Zeitspanne festgelegt, die das Echtzeitsystem für die Berechnung eines Zeitschritts brauchen darf. Erst wenn der Rechenschritt die Zeitspanne überschritten hat, ist die Bedingung nicht erfüllt und das System kann in den Fehlermodus wechseln. Bei unteren Zeitschranken wird eine minimale Zeitdauer definiert, die mindestens vergehen muss, bevor der Befehl ausgeführt wird. Das Echtzeitsystem, das in dieser Arbeit verwendet wird, hat in der Simulation eine obere Zeitgrenze von 1 ms. Das bedeutet, dass vor allem bei der Berechnung der Radarstrahlen die Genauigkeit des Sensormodells so gewählt sein muss, dass dieses Kriterium erfüllt ist. Die Echtzeitfähigkeit muss besonders bei der Validierung von FAS berücksichtigt und gewährleistet sein, da ein Zeitversatz eine ungewollte Reaktion der Fahrfunktion auslösen kann. Dies betrifft alle verschiedenen Konstellationen aus Art der Sensorstimulation und Sensormodellierung.

4.1.2 Validität der Sensormodelle in der Simulation am Fahrzeugprüfstand

Nach [Sch22a, Ahn20] kann man zwischen drei verschiedenen Formen der Sensormodelle unterscheiden: ideale, phänomenologische und physikalische Sensormodelle.

Ideale Sensormodelle sind schnell implementierbar und in ihrer Komplexität niedrig gehalten und bilden die Realität weniger detailliert ab. Dadurch können bei gleichzeitiger Technologieunabhängigkeit erste Aussagen zu Funktionalitäten getroffen werden.

Die phänomenologischen Sensormodelle generieren eine Objektliste als Ergebnis. Dabei werden erste physikalische Effekte und technologiespezifische

Fehler des eingesetzten Sensors berücksichtigt.

Physikalische Sensormodelle hingegen simulieren bei aktiven Sensoren wie Radar und Lidar die ausgesendeten elektromagnetischen Wellen. Diese werden an den verschiedenen Objekten und Umgebungsbedingungen des Szenarios reflektiert, gestreut und absorbiert. Daraus ergeben sich möglichst realistische Reflektionen, die die digitalen Sensoren als Eingangsdaten für die folgende Signalverarbeitung und Algorithmen nutzen, vgl. [Sch22a, Ahn20]. Für physikalische Sensoren spielen Materialeigenschaften und Geometrie der Objekte eine große Rolle, da hierdurch die Reflektion, Streuung und Absorption der ausgesendeten Signale stark beeinflusst wird. Abadpour [Aba23] nennt verschiedene Methoden, wie Strahlenverfolgung [Gla07] oder Strahlenstart [Zha98], mit denen die Radarstrahlen realistisch in der Simulation durch Raytracing berechnet werden können. Raytracing ist ein Algorithmus, der eine echtzeitfähige, realistische Strahlenberechnung von Sender bis zum Empfänger der Strahlen durchführt. Der Algorithmus zielt darauf ab, die auftretenden Verdeckungen zwischen Sender und Empfänger der Strahlung zu berechnen und damit die Sichtbarkeit von Objekten im dreidimensionalen Raum wiederzugeben. Dies erfordert hohe Anforderungen an die Hardware des Systems, damit die obere Zeitschrankenbedingung eingehalten werden kann. Die physikalische Berechnung der Strahlung wird mittels einer Graphics Processing Unit (GPU) durchgeführt. Dies bedeutet, dass für eine möglichst realistische Simulation der Szenarien ein Echtzeitrechner mit GPU-Anbindung am Prüfstand notwendig ist.

Für weitere und tiefergehende Informationen zu den drei genannten Modellierungsansätzen wird auf [Cao18] verwiesen.

Aufbauend auf dem physikalischen Sensormodell werden für probabilistische Sensormodelle dem Signal des physikalischen Modells wahrscheinlichkeitsbasierte Unsicherheiten überlagert, sodass beispielsweise bei Regen die empfangenen Signale entsprechend gestört werden, siehe [Gup25, dSP25]. Ebenso kann damit Messrauschen des Radarsensors modelliert werden [McM10]. Dadurch ist es möglich, eine detailliertere Interaktion der ausgesendeten Signale mit der Umgebung darzustellen und realistischere Szenarien darzustellen.

4.1.3 Arten der Sensorstimulation

Zur Manipulation der Sensoren am Prüfstand wird in der Regel auf die Sensorinjektion oder die Stimulation Over-The-Air zurückgegriffen. Beide Methoden werden nun im Folgenden erläutert.

Sensorinjektion

Sensorinjektion oder -simulation genannt, beschreibt eine Möglichkeit der Umgehung der eigentlichen Sensorik und der Injektion der FAS-relevanten Objektlisten oder Rohdaten, siehe Abb. 4.2. Bei der Injektion von Objektlisten wird das Signal künstlich durch eine Simulation erzeugt, Detektionen zu Zielen geclustert, Objekte identifiziert und diese in Form einer Objektliste in das Fahrzeug eingespeist. Beispielsweise werden bei einer Radarsensorinjektion die notwendigen Ziele in einer Fahrzeugsimulation wie beispielsweise *IPG CarMaker* oder *dSPACE ASM* berechnet. Dann werden entsprechend der aktuellen Situation des Szenarios die relevanten Radarziele identifiziert und mit den relevanten Daten (Winkel, Dopplergeschwindigkeit, Abstand und RCS) für die Objektliste, darin abgelegt. Diese Objektliste wird in Echtzeit in das Fahrzeug eingespeist. Darauf basierend kann, je nach FAS, die Objektliste

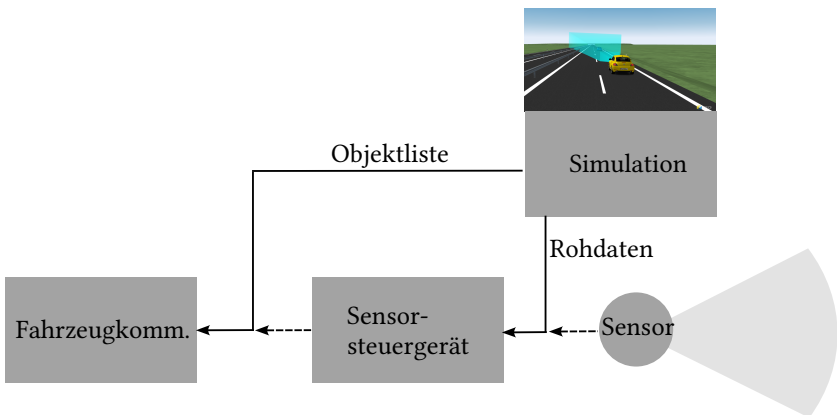


Abbildung 4.2: Schematische Darstellung eines Setups mit Sensorinjektion mittels Objektliste oder Rohdaten

genutzt werden, um diese Fahrfunktion auszuführen.

Neben der Möglichkeit, Objektlisten dem Sensor zu injizieren, ist es auch möglich, Rohdaten per Injektion dem Sensorsteuergerät zuzuführen [Hag19]. Dabei wird nur die Sensorik umgangen und die Rohdaten dem datenverarbeitenden Steuergerät des Sensors zugeführt. Bei der Kamera zum Beispiel, entspricht der Imager der eigentlichen Sensorik und der Kameracontroller, der die Auswertung der Daten vornimmt, ist das datenverarbeitende Steuergerät. Bei einem Radarsensor entsprechend die Sensorik und das Steuergerät dem Antennenarray und dem dazugehörige Radarcontroller.

Die Sensorinjektion kann vor allem eingesetzt werden, wenn großen Datenmengen verarbeitet werden müssten, um das gewünschte Ergebnis zu erhalten. Das ist in einer frühen Phase der Fall, wenn die eigentliche Sensorik und das Steuergerät noch im Designprozess sind, dennoch erste Tests gemacht werden sollen. Des Weiteren kann diese Art der Stimulation bei Sensoren eingesetzt werden, die nach aktuellem Stand der Technik schwer oder gar nicht per OTA zu stimulieren sind. Das ist beispielsweise bei hochauflösenden Lidarsensoren der Fall. Ein weiterer Vorteil ist, dass die Sensorinjektion auf kleinem Raum, beispielsweise im Fahrzeug selbst, stattfinden kann. Dazu wird die notwendige Hardware in den Kofferraum des Fahrzeugs gepackt und man kann von dort direkt auf die Fahrzeugkommunikation zugreifen.

Over-The-Air (OTA) Stimulation

Die OTA-Sensorstimulation bindet im Gegensatz zur Sensorinjektion die eigentliche Sensorik und dessen Steuergerät ein, siehe Abb. 4.3. Weiterhin ist in der Regel ein erhöhter Platzbedarf von Nöten, da die entsprechende Hardware zur Sensorstimulation größer ist. Durch die Größe ist die Mobilität der Stimulationshardware eingeschränkt und es wird angestrebt, diese fest im Prüfstand zu verbauen. Dies kann vor allem an Fahrzeugprüfständen genutzt werden, um effizient verschiedene Fahrzeuge mit unterschiedlichen Sensoren zu validieren. Denn die OTA-Stimulation ist ausgelegt, unabhän-

gig von den Sensorspezifikationen eines Herstellers zu arbeiten. Bei der OTA-Stimulation werden die vom Sensor ausgesendeten Signale empfangen und entsprechend der Ziele aus der Simulation manipuliert zurückgesendet, sodass bei einem Radarsensor die Objekte des Straßenverkehrs aus der Simulation am Fahrzeugprüfstand vorgespielt werden können. Der Empfang und die Verarbeitung der Radarsignale wird von einem Radarzielsimulator (RZS) durchgeführt. Dieser ist aus mehreren Antennenmodulen aufgebaut, bei dem jedes Modul aus einer Empfangs- und einer Sendeantenne besteht. Der genaue Vorgang bei der Radarzielsimulation wurde bereits in Kapitel 2 erklärt. Mit dem RZS können einfache Ziele aus idealen und phänomenologischen Sensormodellen dargestellt werden, was je nach Anwendungen ausreichend ist. Möchte man darüber hinaus ein hochaufgelöstes und realistisches Szenario mit vielen Detektionspunkten durch den RZS darstellen, müssen diese in der Simulation detailliert genug beschrieben werden, wofür sich eine physikalische Sensormodellierung mit Strahlenberechnung eignet. Dadurch können realistische Effekte simuliert werden, die mittlerweile auch von aktuellen Sensoren erwartet werden. Als erforderliche Randbedingung gilt, dass die Polarisation der elektromagnetischen Strahlung bekannt sein muss, da bei der Radarzielsimulation die Antennen entweder horizontal oder vertikal orientiert sein müssen. Bei unterschiedlicher Ausrichtung von

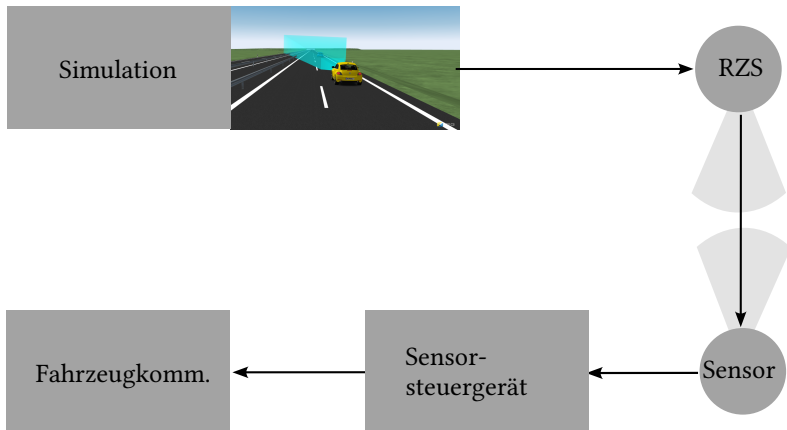


Abbildung 4.3: Schematische Darstellung eines Setups mit OTA-Sensorstimulation am Beispiel der Radarzielsimulation

Sensorantenne und der Antennen des RZS werden die Signale verfälscht. [Sob26] zeigt, dass die Latenzen innerhalb der digitalen Signalmanipulation einen großen Einfluss auf den simulierten Abstand der Objekte hat. Bei der OTA-Stimulation ist zu beachten, dass die elektromagnetische Strahlung des Radars entsprechend am Prüfstand abgeschirmt ist. Hierzu hat [Jia18] eine Testmethodik erläutert, um den Zuverlässigkeit von Radarsensoren zu gewährleisten.

Durch die OTA-Stimulation ist es möglich, die gesamte Kette von Sense-Plan-Act ohne Eingriff von außen validieren zu können. Das Fahrzeug mit seiner verbauten Hard- und Software kann als Blackbox angesehen werden. Aus diesem Grund bietet die OTA-Stimulation eine gute Möglichkeit, um als ViL-Test am Fahrzeugprüfstand eingesetzt zu werden. Das ermöglicht einen wertvollen Zwischenschritt aus der HiL-Validierung von Einzelkomponenten zu ViL-Tests auf nicht vollständig reproduzierbaren Teststrecken.

4.1.4 Schlussfolgerungen aus den Anforderungen

Die Art der Sensorstimulation beeinflusst die Auswahl des Sensormodells und damit die Anforderungen an die echtzeitfähige Berechnung des Szenarios. Die Auswahl der Art der Sensorstimulation wird von dem Testfall festgelegt, da gemäß dem V-Modell zu jeder definierten Anforderung ein Testfall definiert sein muss. Das bedeutet, dass für die Validierung der Entscheidungsfindung (Decision Making) des FAS eine andere Stimulationsart am Fahrzeugprüfstand benötigt wird, als bei einer Perzeptionsvalidierung des Radarsensors. Der Nachweis, ob die Perzeption des Radars korrekt funktioniert, erfordert eine genauere Sensorstimulation (hier OTA) und ein physikalisch korrektes Sensormodell mit probabilistischen Effekten, um dem Sensor eine realistische Umgebung darstellen zu können. Für die Entscheidungsfindung kann ein einfacheres Sensormodell die dafür relevanten Informationen zum Objekt (Abstand und Geschwindigkeit) ermitteln, die per Sensorinjektion dem Fahrzeugsteuergerät gesendet werden. Ebenfalls hängt von dem Testfall im

V-Modell und der Art der Sensorstimulation ab, wie die weiteren Rahmenbedingungen definiert sein müssen. Bei einer OTA-Stimulation sind weitere Rahmenbedingungen am Fahrzeugprüfstand zu beachten, wie die Genauigkeit der Zieldarstellung am RZS oder der Einfluss der Aufbaubewegungen auf die OTA-Stimulation. Auf diese Rahmenbedingungen wird im Folgenden eingegangen.

4.2 Genauigkeit der Zieldarstellung

Damit die Validierung von FAS als valides Werkzeug im V-Modell eingesetzt werden kann, ist es relevant zu untersuchen, ob die mit dem Radarzielsimulator simulierten Ziele mit realen Zielen vergleichbar sind. Nur wenn die simulierten Ziele des RZS vom Radarsensor vergleichbar mit realen Zielen wahrgenommen werden, dann ist die Absicherung am Prüfstand ein sinnvoller Schritt in der Validierung. Es gilt es zu überprüfen, ob einzelne Verkehrsteilnehmer in einem Szenario mit verschiedenen Verkehrsteilnehmern korrekt abgebildet werden. Bei der OTA-Radarzielsimulation ist zu beachten, dass aufgrund der begrenzten Anzahl der Antennenmodule nicht jeder Winkel des FoV durch ein einzelnes Antennenmodul dargestellt werden kann. Dies hat einen maßgeblichen Einfluss auf eine realitätsnahe Darstellung der Ziele und benötigt zusätzliche Ressourcen in der Signalmanipulation des RZS. Deshalb werden Winkelsegmente definiert, die abhängig von der Anzahl der verwendeten Module und des FoV des Radars sind. Es besteht die Möglichkeit, die Ziele mittig im Winkelsegment darzustellen oder die Ziele werden zwischen zwei Winkelsegmenten durch Überlagerung der Signale zweier benachbarter Antennen simuliert. Die genaue Vorgehensweise und notwendige Signalverarbeitung ist in [Die23] detailliert erläutert. Abb. 4.4 visualisiert die Unterschiede in der Winkelauflösung. Ziel 1 wird mittig im Segment dargestellt, wohingegen Ziel 2 zwischen zwei Antennenmodulen positioniert wird.

Neben der korrekten Winkeldarstellung ist es wichtig, dass der Rückstrahlwert (RCS) und die Relativgeschwindigkeit korrekt dargestellt werden und

damit der Radarsensor die korrekten Werte mittels Gleichung (2.42) berechnen kann. Damit der RCS durch den RZS realistisch dargestellt wird, müssen das Sensormodell und die Objekteigenschaften des Ziels ausreichend realistisch sein, wie bereits in Kapitel 4.1.2 erläutert..

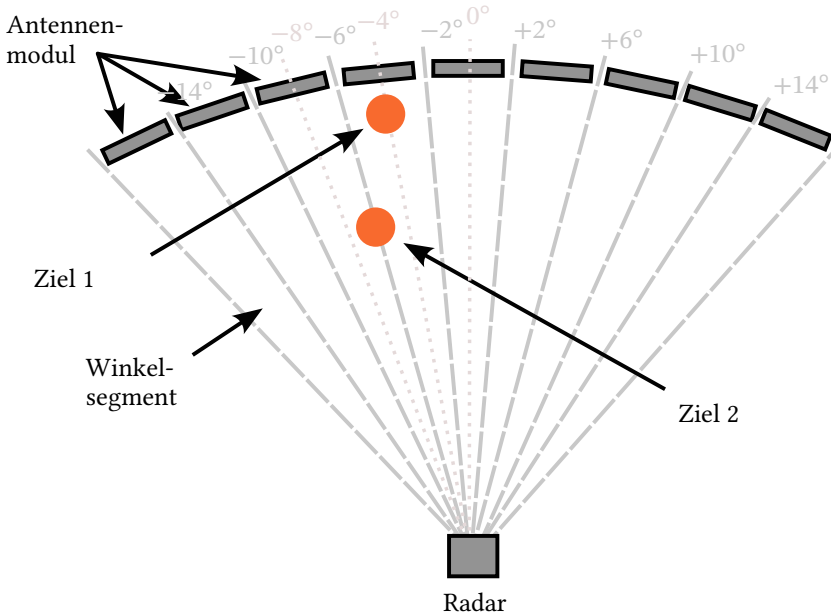


Abbildung 4.4: Darstellung verschiedener Positionen der Ziele durch den RZS; entweder in der Mitte des Winkel-segments (Ziel 1) oder zwischen zwei Winkel-segmenten (Ziel 2)

4.3 Auswirkungen der Aufbaubewegungen auf die Sichtbereiche der Sensoren

Damit eine Validierung von FAS am Fahrzeugprüfstand möglichst fehlerfrei durchgeführt werden kann, müssen neben den bisher genannten Anforderungen und Randbedingungen die Aufbaubewegungen des Fahrzeugs am Prüfstand analysiert und berücksichtigt werden. Der Radarsensor operiert in seinem eigenen Kugel-Koordinatensystem. Innerhalb dieses System ist der Beamsteering-Vektor b_{1D} bzw. b_{2D} fest im Sensorkoordinatensystem definiert, mit dessen Hilfe die Winkelinformationen gewonnen werden können, siehe Gleichungen (2.26) und (2.30) aus Kapitel 2.2.1. Eine Nickbewegung des Fahrzeugaufbaus um den Winkel ϑ rotiert dieses Koordinatensystem relativ zur Messszene und verschiebt den detektierten Elevationswinkel systematisch. Dadurch erweitert sich Gleichung (2.36) zu:

$$\beta_{\text{det}} = \theta + \vartheta \quad (4.1)$$

Eine Wankbewegung um den Wankwinkel φ beeinflusst entsprechend den detektierten Azimutwinkel α_{det} . Dadurch werden alle Detektionen in dem Szenario um den jeweiligen Wankwinkel ϑ bzw. φ im FoV des Sensors verschoben. Obwohl die Aufbaubewegungen meist kleine Winkel verursachen, ist zu berücksichtigen, dass der Radarsensor eine Unterteilung des FoV in verschiedene Winkelsegmente vornimmt. Verschieben sich die Detektionen aufgrund der kleinen Bewegungen innerhalb der bisherigen Winkelsegmente, so hat dies geringe bis keine Auswirkungen auf die nachgelagerten Funktionen, wie Objektidentifikation, -klassifizierung und -Tracking. Werden die Detektionen hingegen über die Grenzen eines Winkelsegments hinaus in ein anderes Winkelsegment verschoben, so können Fehler auftreten, die im Folgenden anhand zweier spezifischer Fehlerarten erläutert werden. Bei der Objektidentifikation kann ein eigentlich vorhandenes Objekt aufgrund der Winkelverschiebung als unplausibel eingestuft und folglich nicht erkannt werden, was als *False Negative* bezeichnet wird. Beim Objekttracking werden typischerweise Kalman-Filter-basierte Tracking-Algorithmen verwendet, die in der Regel längs- und querdynamische Bewegungsmodelle von Objekten beinhalten, siehe [Win26].

Verschiebungen in der Vertikalen können damit nicht adäquat verfolgt werden, was dazu führt, dass der bisherige Track verloren geht und das Objekt als neuer Track geführt wird.

In der Erläuterung der Auswirkungen wird zur einfachen Veranschaulichung von einer einfachen Implementierung von Objektidentifikation, -klassifizierung und -Tracking ausgegangen. In heutigen Fahrzeugen ist eine pauschale Aussage auf die Auswirkungen der Aufbaubewegungen auf das FAS nicht möglich, da viele spezifische Faktoren, wie Sensorsetup, Softwarestand, Sensordatenfusion und Fehlerkorrekturalgorithmen einen großen Einfluss auf die Robustheit des FAS haben. Deshalb sollten die Auswirkungen einer nicht kompensierten Aufbaubewegung individuell betrachtet werden.

Die Verschiebung der Objekte im FoV des Radarsensors aufgrund der Aufbaubewegungen wird im Folgenden genauer erläutert.

4.3.1 Auswirkung der Nickbewegung

Die Herausforderung bei der Validierung von FAS-Funktionen auf Prüfständen ist die Gewährleistung einer präzisen und validen Umweltsensorstimulation unter Berücksichtigung der externen Einflussfaktoren. In diesem Zusammenhang müssen die Karosseriebewegungen des Fahrzeugs auf dem Fahrzeugprüfstand korrekt modelliert werden. Wird die Karosseriebewegung auf dem Prüfstand nicht korrekt in der Sensorsimulation berücksichtigt, führt dies zu einer fehlerhaften Validierung der FAS-Funktion. Es müssen zwei verschiedene Karosseriebewegungen berücksichtigt werden. Die eine ist die Karosseriebewegung in der Fahrzeugsimulation auf dem Prüfstand, die der eines auf der Straße fahrenden Fahrzeugs entspricht. Die andere ist die Karosseriebewegung, die tatsächlich auf dem Prüfstand stattfindet. Die Abb. 4.5 zeigt, wie sich das verfolgte Objekt relativ zum FoV des Sensors bewegt. Abb. 4.5a gibt einen Überblick über die verschiedenen FoVs im Vergleich zum FoV bei kontinuierlicher Fahrt. Die Abb. 4.5b veranschaulicht, wie sich das Objekt im FoV bewegt, wenn das Fahrzeug bremst. Das Objekt vor dem Auto befindet sich immer noch an der gleichen Position, bewegt sich aber im FoV des Sensors

aufgrund der Nickbewegung nach oben. Dieses Verhalten spiegelt die Verschiebung auf der Straße wider, die gleichzeitig mit der Szenariosimulation des Prüfstandes stattfindet. Abb. 4.5c zeigt, dass die Verschiebung auf dem Prüfstand anders ist. Da bei der Fahrzeugsimulation von einem unbewegten Fahrzeug auf dem Prüfstand ausgegangen wird, muss die Eigenbewegung des Fahrzeugs auf dem Prüfstand, wie in Kapitel 3.4 beschrieben, kompensiert werden, siehe Abb. 4.5d. Andernfalls würde die Verschiebung zur simulierten Verschiebung addiert werden.

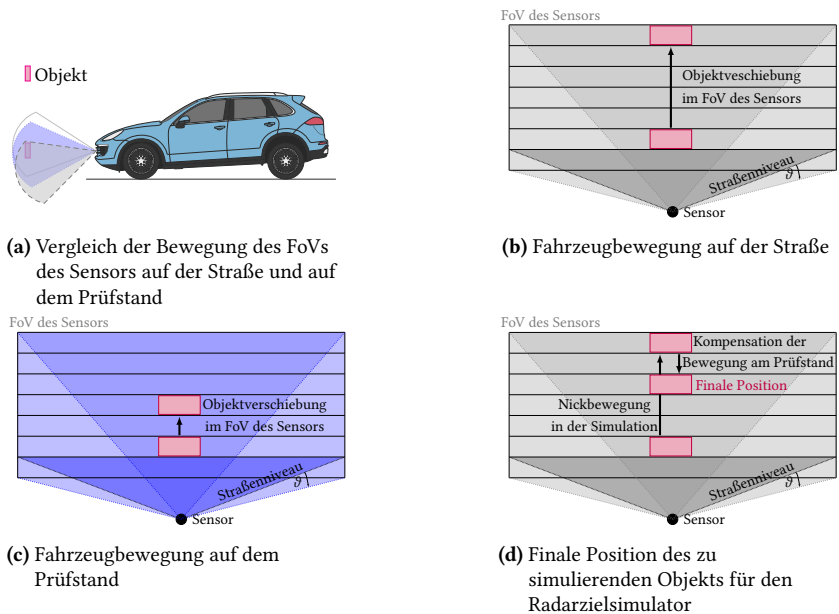


Abbildung 4.5: Objektwerschiebung der verfolgten Objekte durch ein Bremsmanöver; a) Vergleich der Bewegung des FoV auf der Straße und auf dem Prüfstand; b) zeigt die Objektwerschiebung im FoV des Sensors während der Nickbewegung auf der Straße; c) zeigt die Verschiebung im FoV des Fahrzeugs auf dem Prüfstand; d) zeigt die finale Position des Objekts im FoV, wenn die Eigenbewegung des Fahrzeugs am Prüfstand ausgeglichen wird [Kur23], verändert

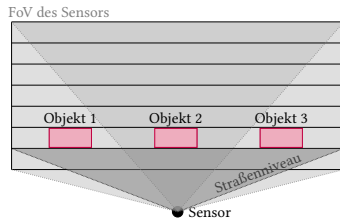
4.3.2 Auswirkung der Wankbewegung

Die Wankbewegung muss bei der Validierung von FAS ebenfalls berücksichtigt und auch die am Prüfstand auftretenden Bewegungen kompensiert werden. Im Gegensatz zur Nickbewegung ist bei der Wankbewegung die Verschiebung eines Objekts im FoV des Sensors abhängig von der Position des Sensors am Fahrzeug und der Position des Objekts im FoV. Befindet sich der Sensor auf dem Wankpol des Fahrzeugs, so ergibt sich nur eine Rotation des Sensors um den entsprechenden Wankwinkel. Sitzt der Sensor aber nicht auf dem Wankpol des Fahrzeugs, so erfährt der Sensor selbst eine Verschiebung und eine Rotation um den Wankwinkel. In dieser Arbeit wird von einem Sensor ausgegangen, der sich in der gleichen XZ-Ebene des Fahrzeugs (siehe Abb. 2.4) und auf der Höhe des Wankpols befindet und die Auswirkungen der Wankbewegung werden in Abb. 4.6 veranschaulicht.

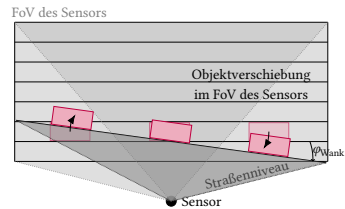
Die Abb. 4.6a zeigt den Ausgangszustand mit drei Objekten im FoV des Sensors. Die Objekte befinden sich auf drei verschiedenen Fahrspuren. Durchfährt das Ego-Fahrzeug eine Kurve, so stellen sich auf der Straße und auf dem Prüfstand unterschiedliche Wankwinkel ein.

Auf der Straße ergibt sich durch die Massenträgheit des Fahrzeugs ein Wankwinkel von bis zu 8° [Ers17, S.35]. Daraus ergeben sich für die drei Objekte im FoV verschiedene Zustandsänderungen, siehe Abb. 4.6b. Objekt 2 befindet sich in der gleichen XZ-Ebene des Fahrzeugs wie der Sensor und erfährt deshalb nur eine reine Rotation im FoV. Befinden sich die Objekte außerhalb der gleichen XZ-Ebene wie der Sensor, so erfahren die Objekte 1 und 3 eine Verschiebung und eine Rotation im FoV des Sensors. In Abb. 4.6c ist für das Szenario die Bewegung der Objekte im FoV am Prüfstand dargestellt. Die Wankbewegung des Fahrzeugs am Prüfstand ist geringer, da es, im Gegensatz zur Straße, keine Trägheitskräfte erfährt. Die drei Objekte erfahren die Rotation und Verschiebungen nach dem gleichen Bewegungsmuster wie auf der Straße in Abb. 4.6b. Die Wankbewegung des Fahrzeugs auf dem Prüfstand kann ohne Berücksichtigung bei der Validierung von FAS zu Fehlern führen und ist entsprechend zu kompensieren. Dabei wird genutzt, dass für die Validierung von FAS am Fahrzeugprüfstand eine Fahrzeugsimulation eingesetzt

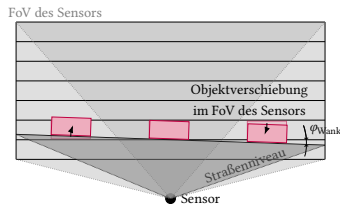
wird, die die reale Bewegung des Fahrzeugs auf der Straße berechnet. Wie in Kapitel 3.4 ausgeführt, ist eine Kompensation in der Fahrzeugsimulation eine geeignete Methode. Die Kompensation der Wankbewegung auf dem Prüfstand ist in Abb. 4.6d dargestellt. Sie zeigt die berechnete Wankbewegung auf der Straße in der Fahrzeugsimulation, die um die Wankbewegung auf dem Prüfstand kompensiert wird.



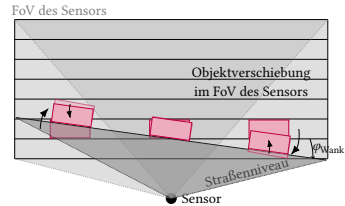
(a) Ausgangszustand mit 3 Objekten im FoV des Sensors



(b) Verschiebung der Objekte aufgrund der Fahrzeugbewegung auf der Straße



(c) Verschiebung der Objekte aufgrund der Fahrzeugbewegung auf dem Prüfstand



(d) Finale Position der zu simulierenden Objekte für den Radarzielsimulator

Abbildung 4.6: Objektverschiebung der verfolgten Objekte durch ein Lenkmanöver; a) Vergleich der Bewegung des FoV auf der Straße und auf dem Prüfstand; b) zeigt die Objektverschiebung im FoV des Sensors während der Wankbewegung auf der Straße; c) zeigt die Verschiebung im FoV des Fahrzeugs auf dem Prüfstand; d) zeigt die finale Position der Objekte im FoV, wenn die Eigenbewegung des Fahrzeugs am Prüfstand kompensiert wird

4.4 Zwischenfazit

In diesem Kapitel wurden die Rahmenbedingungen für ein Prüfstandsystem erläutert, die für eine Validierung von radarbasierten FAS erforderlich sind. Hierbei wurde der Spannungsbereich zwischen Echtzeitfähigkeit und der Genauigkeit der Sensormodellierung in Abhängigkeit von der Art der Sensorstimulation adressiert. Es wurde erarbeitet, dass die Wahl der Sensorstimulation das verwendete Sensormodell beeinflusst, die wiederum von dem definierten Testfall abhängt. Das zeigt, dass die Randbedingungen testfallabhängig sind und nicht allgemeingültig sind. Ebenso sind die entwickelten Algorithmen in der Anwendung sehr verschieden, sodass auch bei den Rahmenbedingungen individuell abgewogen werden muss, welche für den Testfall relevant sind. Es wurde gezeigt, welche Art von Fehlern bei der Validierung von FAS entstehen können, wenn die Aufbaubewegungen bei der OTA-Radarstimulation nicht korrekt berücksichtigt werden. Wie in Kapitel 1.2 erläutert, fehlt bisher ein Modell, das diese Aufbaubewegungen berücksichtigt und kompensiert, denn für eine einwandfreie OTA-Zielsimulation ist dies essenziell. Allerdings ist festzuhalten, dass der erläuterte Unterschied zwischen Fahrzeugaufbaubewegungen und RZS nicht für jeden Radarzielsimulator gelten muss, da es Systeme gibt, die vom Fahrzeug entkoppelte Radarsensoren stimulieren. Außerdem ist die korrekte und realistische Darstellung von Objekten und deren Eigenschaften und Bewegungen in der verwendeten Simulationsumgebung am Prüfstand ein wesentlicher Faktor, von dem in dieser Arbeit ausgegangen wird. Gängige Industrieanwendungen, wie *IPG CarMaker* und *dSpace ASM Traffic* bringen diese bereits mit und werden in dieser Arbeit nicht tiefergehend analysiert.

5 Modellierungsansätze zur Bestimmung prüfstandsbedingter Aufbaubewegungen

Fährt ein Fahrzeug auf einem Prüfstand, so werden durch die Kräfte- und Momentenabstützung beim Antreiben und Bremsen Aufbaubewegungen, wie Nicken und Wanken, hervorgerufen. Die Relevanz der Aufbaubewegung auf die OTA-Stimulation herauszuarbeiten, ist Teil dieses Kapitels. Ebenso werden die Unterschiede zwischen den Aufbaubewegungen auf der Straße und Prüfstand aufgezeigt und anschließend die Bewegungsgleichungen zur Modellierung der Aufbaubewegungen hergeleitet. Diese Bewegungsgleichungen bilden die Grundlage für die Kompensationsmethode aus Kapitel 3.4, die in dieser Arbeit auf Anwendbarkeit für die Validierung von radarbasierten FAS am Fahrzeugprüfstand untersucht wird.

5.1 Unterschiede in den äußeren Kräften auf der Straße im Vergleich zum Fahrzeugprüfstand

Für die Modellierung der Fahrzeugnickbewegung auf Prüfständen ist es notwendig herauszufinden, warum die derzeitigen Ansätze von Fahrzeugmodellen für Straßenbedingungen möglicherweise nicht für die Bedingungen auf einem Prüfstand geeignet sind. Daher ist ein Vergleich der externen Kräfte des Fahrzeugs erforderlich, um herzuleiten, welche Unterschiede in der Ursache der Fahrzeugkörperbewegungen auf der Straße und auf dem Prüfstand gibt.

5.1.1 Fahrzeug auf der Straße

Das Fahrzeug ist auf der realen Straße einer Reihe von äußeren Kräften ausgesetzt. Zu diesen äußeren Kräften gehören die Ergebnisse der inneren Kräfte, die sich aus den Zwangskräften und Antigeometrien der Aufhängung ergeben. Die meisten dieser Kräfte sind als Fahrwiderstandskräfte bekannt, die das Fahrzeug zu überwinden hat. Die Kräfte, die auf ein Fahrzeug wirken, können für jede Steigung freigeschnitten und sind in Abb. 5.1 dargestellt. Diese wurden bereits in [Kur23] veröffentlicht und basieren auf den allgemeinen Fahrwiderstandsformeln, wie in [Ers17, Mat07] beschrieben.

- Gewichtskraft F_C im Masseschwerpunkt C
- Dynamische Radlast F_z im jeweiligen Aufstandspunkt CP
- Reifenwiderstandskraft $F_{R,W}$ im jeweiligen Aufstandspunkt CP
- Trägheitskraft $F_{R,In}$ im Masseschwerpunkt C
- Steigungswiderstand $F_{R,Inc}$ im Masseschwerpunkt C
- Luftwiderstand $F_{R,Air}$ im Luftangriffspunkt D
- Antriebskraft F_D im jeweiligen Aufstandspunkt CP

Die angegebenen Längen beziehen sich auf den Nickpol P , als Rotationszentrum der Nickbewegung. Die nachfolgende Herleitung basiert auf der Annahme einer ebenen Fahrt mit $\alpha = 0$. [Kur23]

Nickbewegung auf der Straße

Die Nickbewegung des Fahrzeugs auf der Straße hängt von den Trägheitskräften, den Beschleunigungs- oder Bremskräften, der Position des Nickpols und den der Nickbewegung entgegenwirkenden Geometrien ab. Zur Vereinfachung bewegt sich der momentane Drehpunkt der Nickbewegung P nicht mit dem Nickwinkel. Für die äußeren Kräfte in Abb. 5.1 sind die folgenden

allgemein gültigen Beziehungen bekannt , siehe[Ers17, Mat07]. [Kur23]

$$F_C = m \cdot g \quad (5.1)$$

$$F_{R,In} = m \cdot \ddot{x} \quad (5.2)$$

$$F_{R,Air} = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot c_w \cdot A \cdot v_{rel}^2 \quad (5.3)$$

$$F_{R,Inc} = F_C \cdot \sin(\alpha) \quad (5.4)$$

$$F_{R,W} = F_{RR} + F_{R\gamma} + F_{RFl} \quad (5.5)$$

$$F_R = F_{R,In} + F_{R,W} + F_{R,Air} + F_{R,Inc} = \sum_{(i)} F_i \quad (5.6)$$

F_{RR} ist die Rollwiderstandskraft, $F_{R\gamma}$ ist die Schräglaufwiderstandskraft, und F_{RFl} ist die Schwallwiderstandskraft, die bei Regen auftritt. Diese Widerstandskraftkomponenten werden nicht im Detail erläutert und es wird an dieser Stelle auf [Ers17] verwiesen. Zur Vereinfachung werden die Widerstandskräfte und ihre Hebelarme vom Auftreffpunkt bis zur Mitte des Nickpols im Gesamtdrehmoment $M_{R,i}$ zusammengefasst, vgl. [Kur23]

$$M_{R,i} = \sum_{(i)} F_i \cdot h_i \quad (5.7)$$

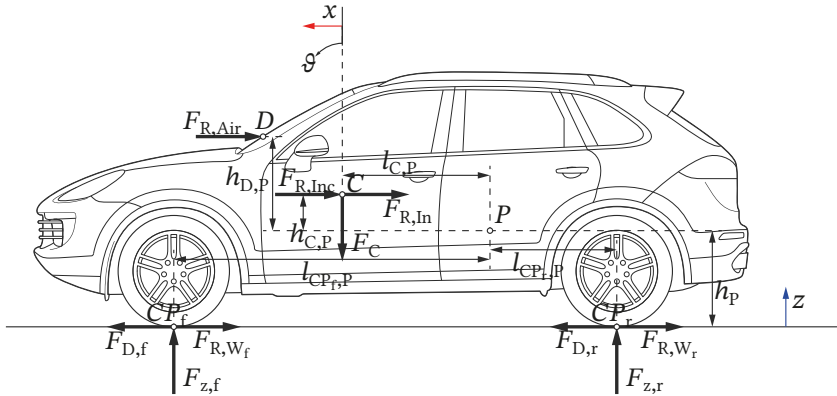


Abbildung 5.1: Äußere Kräfte am Fahrzeug auf der Straße [Kur23], basierend auf [car22]

Die Summe aller Drehmomente in P mit Gleichung (5.7) ist nach [Kur23]

$$\begin{aligned} \sum M^{(P)} = & -M_{R,i} - F_D \cdot h_P + F_C \cdot l_{C,P} - F_{z,f} \cdot l_{CP_r,P} \\ & + F_{z,r} \cdot l_{CP_r,P} - \ddot{\Theta} \cdot J_{yy} = 0 \quad . \end{aligned} \quad (5.8)$$

Die Gleichung (5.8) wird später für den Vergleich zwischen der Nickbewegung auf der Straße und auf dem Prüfstand benötigt, vgl. [Kur23].

Wankbewegung auf der Straße

Die Beschreibung der Wankbewegung bei einer Kurvenfahrt ist lange bekannt und wird an dieser Stelle anhand eines einfachen Ersatzmodells eines Fahrzeugs in zwei Schritten nach [Ers17] hergeleitet, Abb. 5.2. Zuerst wird die Wankbewegung ohne Stabilisator hergeleitet, siehe Abb. 5.2a, und anschließend um den Stabilisator ergänzt, siehe Abb. 5.2b.

Folgende Annahmen sind der Herleitung zu Grunde zu legen: Es gibt keinen Seitenwind, der ein zusätzliches Moment verursachen würde. Der Wankpol wird als starr angenommen und die Bewegung des Schwerpunkts ist aufgrund kleiner Winkel vernachlässigbar gering.

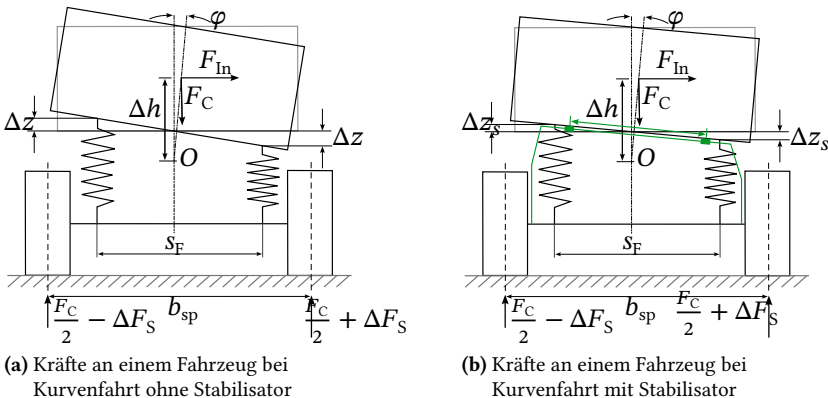


Abbildung 5.2: Kräfte an einem Fahrzeug bei Kurvenfahrt angelehnt an [Ers17, S. 113]

Die bei der Kurvenfahrt auftretende Querbeschleunigung a_y löst eine Trägheitskraft F_{In} aus.

$$F_{\text{In}} = m \cdot a_y \quad (5.9)$$

Die am Schwerpunkt des Aufbaus angreifende Trägheitskraft F_{In} verursacht durch den Hebelarm Δh von Schwerpunkt des Fahrzeugs zum Wankpol O ein Wankmoment M_{Wank} :

$$M_{\text{Wank}} = F_{\text{In}} \cdot \Delta h \cos \varphi + F_{\text{C}} \cdot \Delta h \cdot \sin \varphi \quad . \quad (5.10)$$

Durch die Annahme der kleinen Winkel folgen:

$$\cos \varphi \approx 1 \quad (5.11)$$

$$\sin \varphi \approx 0 \quad . \quad (5.12)$$

Daraus reduziert sich Gleichung (5.10) zu:

$$M_{\text{Wank}} = F_{\text{In}} \cdot \Delta h \quad . \quad (5.13)$$

Die Gewichtskraft des Fahrzeugs und die Verschiebung der Gewichtsverteilung durch die Massenträgheit führt zu einem Wankmoment und resultiert in einer Änderung der Radlasten rechts und links, die über die Aufbaufedern des Fahrzeugs abgestützt werden müssen. Dafür wird ein Momentengleichgewicht für Wankmoment und Federkräfte um den Wankpol O aufgestellt, siehe Gleichung (5.14). Es wird vereinfacht angenommen, dass Vorder- und Hinterachse die Trägheitskraft zu gleichen Teilen abstützen und nur die Vorderachse nach Abb. 5.2a betrachtet wird. Die Federlänge l_0 beschreibt die Länge der Feder vor dem Wanken und Δz gibt die Längenänderung der Feder an.

$$\sum M^{(O)} = -\frac{F_{\text{In}}}{2} \cdot \Delta h + \Delta z c_f \cdot \frac{s_{\text{FF}}}{2} + \Delta z c_f \cdot \frac{s_{\text{FF}}}{2} \quad (5.14)$$

Die Größe s_F beschreibt die jeweilige Federspurweite für die Vorderachse s_{FF} . Nach Umformungen ergibt sich für das Wankmoment nach [Ers17]:

$$F_{In} \cdot \Delta h = 2 \cdot c_f \cdot \Delta z \cdot s_{FF} \quad (5.15)$$

Nach [Ers17] besteht zwischen dem Wankwinkel und der Federänderung der näherungsweise Zusammenhang:

$$\Delta z = \varphi \cdot \frac{s_F}{2} \quad (5.16)$$

Setzt man diese Formel und Gleichung (5.9) in Gleichung (5.15) und formt dann nach dem Wankwinkel φ um, so erhält man analog zu [Ers17] eine Abhängigkeit des Wankwinkels von der auftretenden Querbeschleunigung:

$$\varphi = \frac{\Delta h}{c_f \cdot s_{FF}^2} \cdot m a_y \quad (5.17)$$

Erweitert man nun das Fahrzeugmodell aus Abb. 5.2a um einen Stabilisator, wie in Abb. 5.2b gezeigt, so erweitert sich Gleichung (5.15) um die Drehfederanteile des Stabilisators zu:

$$F_{In} \cdot \Delta h = 2 \cdot c_f \cdot \Delta z_s \cdot s_{FF} + 2 \cdot c_{Stab} \cdot s_{Stab} \cdot \Delta z_s \quad (5.18)$$

Mit

$$\Delta z_s = \varphi \cdot \frac{s_{Stab}}{2} \quad (5.19)$$

ergibt sich, wie in [Ers17] beschrieben, für den resultierenden Wankwinkel folgende Abhängigkeit von der Querbeschleunigung:

$$\varphi = \frac{\Delta h}{c_f \cdot s_{FF}^2 + c_{Stab} \cdot s_{Stab}^2} \cdot m a_y \quad (5.20)$$

5.1.2 Fahrzeug auf dem Prüfstand

Der im Rahmen der vorliegenden Arbeit vorgestellte Fahrzeugprüfstand ist ein Antriebsstrangprüfstand. Das Besondere an dieser Art von Prüfstand ist, dass die Reifen demontiert werden müssen. Eine genauere Beschreibung des Prüfstands finden Sie unter Kapitel 6.2. An einem Fahrzeug auf dem Prüfstand treten folgende Kräfte und Momente auf, siehe Abb. 5.3: [Kur23]

- Gewichtskraft F_C im Masseschwerpunkt C
- Dynamische Radlast F'_z im jeweiligen Radträgermittelpunkt CP
- Drehmoment der elektrischen Lastmaschinen M_E in der entsprechenden Radnabe

Das von den elektrischen Lastmaschinen bereitgestellte Drehmoment beruht auf der Annahme, dass das Fahrzeug auf dem Prüfstand denselben Widerstandskräften ausgesetzt ist wie ein Fahrzeug auf der Straße. Dies ist notwendig, um eine realistische Übertragbarkeit von der Straße auf den Prüfstand zu gewährleisten. Die Widerstandskräfte auf dem Prüfstand werden in Fahrzeugsimulationen berechnet. Bei diesen Berechnungen wird das Fahrzeug so

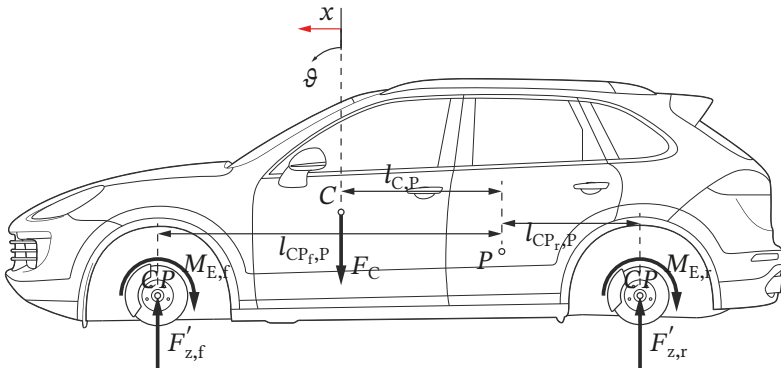


Abbildung 5.3: Äußere Kräfte an einem Fahrzeug auf dem Fahrzeugprüfstand [Kur23], basierend auf [car22]

behandelt, als ob es auf der Straße fahren würde, um eine realistische Widerstandskraft zu ermitteln. Die Kräfte wirken auch in der Fahrzeugsimulation im Kontaktpunkt zwischen dem Reifengummi und der Straßenoberfläche. Auf Antriebsstrangprüfständen können die Widerstandskräfte jedoch nur durch das Drehmoment in den Radnaben des Vehicle under Test (VuT) und nicht durch Kräfte eingeleitet werden. Dazu muss ein Moment der Fahrwiderstandskräfte der Fahrzeugsimulation F_R aus Gleichung (5.6) mit dem dynamischen Reifenradius r_{dyn} berechnet werden, das das VuT am Prüfstand überwinden muss: [Kur23]

$$M_e = F_R \cdot r_{\text{dyn}} \quad (5.21)$$

Aufgrund der fehlenden Längsbewegung des Fahrzeugs wirkt keine Trägheitskraft im Masseschwerpunkt. Um ein realistisches Bewegungsverhalten zu erreichen, ist es notwendig, das auf den Beschleunigungswiderstand entfallende Drehmoment in der Radnabe zu simulieren. Dieses muss bei der Berechnung des Drehmoments für die elektrischen Lastmaschinen berücksichtigt werden. [Kur23]

Nickbewegung auf dem Prüfstand

Die Nickbewegung des Fahrzeugs am Prüfstand erhält man durch die Drehmomentenbilanz in P , vgl. [Kur23].

$$\begin{aligned} \sum M^{(P)} = & -M_{E,f} - M_{E,r} + F_C \cdot l_{C,P} - F'_{z,f} \cdot l_{CP_f,P} \\ & + F'_{z,r} \cdot l_{CP_r,P} - \ddot{\theta} \cdot J_{xx} = 0 \end{aligned} \quad (5.22)$$

Im Vergleich von Gleichung (5.22) mit Gleichung (5.8) zeigt sich, dass die fehlende Trägheitskraft am Fahrzeugprüfstand den Unterschied zwischen Straße und Fahrzeugprüfstand ausmacht.

Das bedeutet, dass die Beschreibung der Nickbewegung auf der Straße nicht mit der auf dem Prüfstand übereinstimmt und nicht unverändert auf den Prüfstand übertragbar ist.

In Anbetracht der Validierung von FAS auf dem Prüfstand ergibt sich, dass ein Modell für die Nickbewegung des Fahrzeugs erforderlich ist. Die Herausforderung für dieses Modell besteht darin, dass das Modell als generische Anwendung mit einem Minimum an inneren Fahrzeugparametern verwendet werden sollte. Die Größen $l_{C,P}$, $l_{CP_f,P}$ und $l_{CP_r,P}$ in Gleichung (5.22) sind zu fahrzeugspezifisch und nicht frei zugänglich. Außerdem ist die Messung der dynamischen Radlast auf diesem Prüfstand nur schwer zu realisieren. Deshalb kann dieser Modellansatz nicht verwendet werden und es wird ein anderer Ansatz benötigt, um dieses Problem zu lösen.[Kur23]

Wankbewegung auf dem Prüfstand

Durch die stationäre Positionierung des Fahrzeugs auf einem Fahrzeugprüfstand erfährt es keine realen Beschleunigungen. Wie in Gleichung (5.17) ersichtlich folgt aus einer Querschleunigung $a_y = 0$, dass keine Trägheitskräfte das Fahrzeug zum Wanken bringen und deshalb der Hauptfaktor des Wankens nicht existiert. Daraus resultiert für die Wankbewegung am Prüfstand, dass kleine Wankwinkel an einem lenkbaren Prüfstand auftreten können und der Wankwinkel sich aus der Kinematik der Radaufhängungen beim Lenkvorgang ergibt. Ein ähnliches Verhalten ist auch in der realen Anwendung auf der Straße zu beobachten, nämlich dem Lenken im Stand, wie es bei Parkiersituationen des Öfteren vorkommt. Auch hierbei ist eine Wankbewegung nur aufgrund der Kinematik hervorgerufen. Ein Unterschied zwischen Lenken im Stand auf der Straße und auf dem Prüfstand besteht in dem Verhalten des Reifens. Am Prüfstand in dieser Arbeit sind die Reifen abmontiert und die Radträger auf einem Kreutztisch gelagert und entspräche einem Lenken auf vereister Fahrbahn mit geringem Reibkoeffizienten und sollte für kleine Wankwinkel eine hinreichende Annäherung sein.

5.2 Modellierung der Nickbewegung auf einem Fahrzeugprüfstand

Das Bewegungsmodell wurde bereits in [Kur23] hergeleitet und wurde für diese Arbeit teilweise verfeinert, indem die Federvorspannung explizit aufgenommen wird.

Um Bewegungsgleichungen für das Fahrzeug auf dem Prüfstand herzuleiten, gibt es verschiedene Möglichkeiten: die Beschreibung mittels dem 2. Newtonschen Gesetz, nach *d'Alembert* oder die *Lagrange'schen Gleichungen II. Art*. Die Bewegungsgleichungen werden mittels Lagrange-Gleichungen II. Art hergeleitet, da sie eine systematische, energiebasierte Beschreibung ermöglichen, ohne auftretende Zwangskräfte explizit berechnen zu müssen. Die unabhängigen Freiheitsgrade des Systems können in Form von generalisierten Koordinaten beschrieben werden. Für jede generalisierte Koordinate wird eine Bewegungsgleichung benötigt, um das Bewegungsproblem des Systems zu lösen. Da dieses Modell die Nickbewegung lösen soll, ist es nur notwendig, eine Hälfte des Fahrzeugs zu betrachten. Das Modell basiert auf dem Vokabular der weiteren Veröffentlichungen von Jazar, siehe [Jaz17, Jaz14].

Das abgebildete Fahrzeugmodell zeigt ein vereinfachtes Auto, das auf einem Antriebsstrangprüfstand montiert ist, Abb. 5.4. Es besteht aus zwei Radaufhängungen, die über einen starren Körper miteinander verbunden sind. Die Federung wird durch eine ideale Feder und einen idealen Dämpfer an jedem Rad modelliert. Die Gewichtskraft F_C und das Nickmoment M_{Nick} greifen im Masseschwerpunkt C an. Das Nickmoment M_{Nick} ist die Summe aller Drehmomente der elektrischen Lastmaschinen, welche die Antriebswiderstandskräfte während des Prüfstandbetriebs simulieren. Der Abstand vom Masseschwerpunkt zum Vorderrad wird mit l_f beschrieben, l_r ist der Abstand zum Hinterrad.

Das Fahrzeug hat im Gesamten sechs Freiheitsgrade, die entweder über Randbedingungen eliminiert werden können oder in die generalisierten Koordinaten aufgenommen werden müssen. Das montierte Fahrzeug kann sich auf dem Prüfstand in x- und y-Richtung nicht bewegen. Dies wird realisiert, indem nach dem Einfedern des Fahrzeugs an der Hinterachse die Position der Endanschläge des Kreuztisches so gewählt werden, dass nur minimale Bewegungen möglich sind und man es deshalb als fest vereinfachen kann. An der Vorderachse werden größere Bewegungen zugelassen, um die Lenkfähigkeit zu ermöglichen. Die Bewegungen in x- und y-Richtung durch Lenken sind ebenfalls klein und können vernachlässigt werden. Ebenso ist eine Gierbewegung durch die Montage nicht möglich. Dadurch reduzieren sich die möglichen Freiheitsgrade von sechs auf drei. Da dieses Modell nur eine ebene Betrachtung in Längsrichtung berücksichtigt wird und in der Längsdynamik kein Wanken auftritt, wird die Wankbewegung zunächst nicht genauer betrachtet. Daraus resultieren für das Modell zwei Freiheitsgrade: der Nickwinkel ϑ und der zeitabhängige vertikale Abstand des Schwerpunkts z_C vom Boden. Somit kann man von einem Nick-Hubmodell sprechen, was im Weiteren als Nickmodell bezeichnet wird. Die beiden genannten Freiheitsgrade werden durch zwei generalisierte Koordinaten q_1 und q_2 beschrieben, vgl. [Kur23].

$$q_1 = z_C \quad (5.23)$$

$$q_2 = \vartheta \quad (5.24)$$

q_1 beschreibt den zeitabhängigen Translationsfreiheitsgrad des Fahrzeugs in

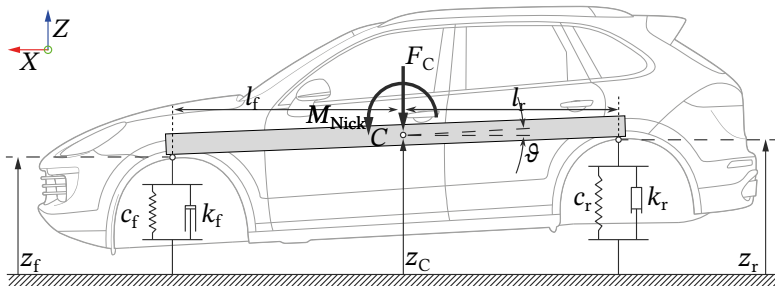


Abbildung 5.4: Modell zur Beschreibung der Nickbewegung des Fahrzeugs am Fahrzeugprüfstand; [Kur23] verändert

Richtung der z -Achse. q_2 beschreibt den rotatorischen Freiheitsgrad um die y -Achse des Fahrzeugs. Außerdem ist es wichtig zu beachten, dass die Masse m in der Gewichtskraft F_C die Hälfte der gefederten Masse des Fahrzeugs darstellt.

Außerdem gibt es zwei Hilfsvariablen z_f für die Bewegung der Fahrzeugfront und z_r für die Bewegung des hinteren Teils des Fahrzeugs. Beide Variablen können in Abhängigkeit von den generalisierten Koordinaten nach [Kur23] ausgedrückt werden:

$$z_f = z_C - l_f \sin \vartheta \quad (5.25)$$

$$z_r = z_C + l_r \sin \vartheta \quad . \quad (5.26)$$

Die allgemeine Lagrange'sche Gleichung ist definiert als, vgl. [Hib21]:

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial L}{\partial \dot{q}_i} - \frac{\partial L}{\partial q_i} = Q_i \quad . \quad (5.27)$$

Das kinetische Potential des Fahrzeugs L ist das Ergebnis der Differenz aus der kinetischen Energie T und der potentiellen Energie V aller potentiellen Kräfte im System (z. B. Gewichtskraft, Federkraft, ...).

$$L = T - V \quad (5.28)$$

Die kinetische Energie besteht aus der Bewegung des Schwerpunkts und der Rotation um den Nickpol nach [Kur23]:

$$T = \frac{1}{2} m \dot{z}_C^2 + \frac{1}{2} J_{yy} \dot{\vartheta}^2 \quad . \quad (5.29)$$

Die potentielle Energie besteht im Wesentlichen aus der Federenergie und dem gravitatorischen Potential des Schwerpunktes, vgl. [Kur23]:

$$V = \frac{1}{2} c_f (z_{\text{vor}} + h - z_f)^2 + \frac{1}{2} c_r (z_{\text{vor}} + h - z_r)^2 + m g (z_C - h) \quad . \quad (5.30)$$

Die Größe h beschreibt den Abstand zwischen Schwerpunkt und dem Boden im statischen Zustand t_0 .

$$h = z_C(t_0) \quad (5.31)$$

z_{vor} ist der Federweg der Federvorspannung aus der Einfederung des Fahrzeugs durch sein Eigengewicht. Dies wird vereinfacht als gleiche Konstante für Vorder- und Hinterachse angenommen. Bedingt durch den Prüfstands-aufbau (siehe Abb. 6.7) gibt es einen Abstand zwischen Boden und der Befestigung des Rads am Prüfstand, der sich während der Nickbewegung minimal ändert. Da jedoch diese Änderung deutlich geringer ist, als die Änderung durch Ein- bzw. Ausfedern, kann vereinfacht angenommen werden, dass dieser Abstand gleich bleibt. Die Größe z_f beschreibt demnach die Länge der Feder im ein- bzw. ausgefederten Zustand. Der Term $h - z_f$ beschreibt die Einfederung bzw. $h - z_r$ die Ausfederung aufgrund der Nick-Hubbewegung. Aus den Gleichungen (5.29) und (5.30) ergibt sich nach [Kur23] die Gleichung für das kinetische Potential des Fahrzeugs beim Nicken:

$$L = \frac{1}{2} m \dot{z}_C^2 + \frac{1}{2} J_{yy} \dot{\vartheta}^2 - \frac{1}{2} c_f (z_{\text{vor}} + h - z_f)^2 - \frac{1}{2} c_r (z_{\text{vor}} + h - z_r)^2 - m g (z_C - h) \quad (5.32)$$

Außerdem muss die virtuelle Arbeit δW bestimmt werden, um die generalisierten Kräfte Q_1 und Q_2 zu erhalten. Mit Hilfe dieser Kräfte können schließlich die Bewegungsgleichungen formuliert werden.

Der Ansatz für die virtuelle Arbeit δW im ebenen und nichtvektoriellen Fall mit einer expliziten Erweiterung der Drehmomente (siehe Gl. 5.9 in [Mar20, S.220]) ist definiert als, vgl. [Kur23]:

$$\delta W = \sum_{j=1}^n \mathbf{F}_j \cdot \delta \mathbf{r}_j + \sum_{k=1}^m M_k \delta \phi_k \stackrel{!}{=} \sum_{i=1}^f Q_i \delta q_i \quad (5.33)$$

F_j sind die Vektoren der potentiallosen Kräfte und M_k sind die potentiallosen Momente, welche nicht in V berücksichtigt wurden. In diesem Modell gilt für die virtuelle Arbeit δW Gleichung (5.33) nach [Kur23]:

$$\delta W = -k_f \dot{z}_f \delta z_f - k_r \dot{z}_r \delta z_r + M_{\text{Nick}} \delta \vartheta \quad . \quad (5.34)$$

Die Zeitableitungen $\dot{z}_f$, $\dot{z}_r$ und die virtuellen Verrückungen δz_f und δz_r müssen in Abhängigkeit der generalisierten Koordinaten beschrieben werden. Daraus ergibt sich für die zeitlichen Ableitungen $\dot{z}_f$, $\dot{z}_r$, vgl. [Kur23]:

$$\dot{z}_f = \dot{z}_C - l_f \dot{\vartheta} \cos \vartheta \quad (5.35)$$

$$\dot{z}_r = \dot{z}_C + l_r \dot{\vartheta} \cos \vartheta \quad . \quad (5.36)$$

Die virtuellen Verrückungen δz_f und δz_r können mit Hilfe der allgemeinen Gleichung für die virtuelle Verschiebungen $\delta \mathbf{r}_j$ (siehe Gl. 5.6a in [Mar20, p.220]) berechnet werden.

$$\delta \mathbf{r}_j = \sum_{(i)} \frac{\partial \mathbf{r}_j}{\partial q_i} \delta q_i \quad (5.37)$$

Die virtuelle Verrückung auf Höhe der Vorderachse des Fahrzeugs δz_f ist nach [Kur23] definiert als:

$$\begin{aligned} \delta z_f &= \frac{\partial z_f}{\partial q_1} \delta q_1 + \frac{\partial z_f}{\partial q_2} \delta q_2 = \frac{\partial z_f}{\partial z_C} \delta z_C + \frac{\partial z_f}{\partial \vartheta} \delta \vartheta \\ &= \delta z_C - l_f \cos \vartheta \delta \vartheta \quad . \end{aligned} \quad (5.38)$$

Mit der gleichen Berechnungsweise von Gleichung (5.37) mit der zweiten Verrückung der Hinterachse δz_r ergibt sich für diese Verrückung folgende Gleichung, vgl. [Kur23]:

$$\delta z_r = \delta z_C + l_r \cos \vartheta \delta \vartheta \quad . \quad (5.39)$$

Setzt man Gleichungen (5.35), (5.36), (5.38) und (5.39) in Gleichung (5.34) ergibt sich als Ergebnis die Gleichung der virtuellen Arbeit, die beim Nicken des

Fahrzeugs geleistet wird, vgl. [Kur23]

$$\begin{aligned}\delta W &= M_{\text{Nick}} \delta \vartheta - k_f (\dot{z}_C - l_f \dot{\vartheta} \cos \vartheta) (\delta z_C - l_f \cos \vartheta \delta \vartheta) \\ &\quad - k_r (\dot{z}_C + l_r \dot{\vartheta} \cos \vartheta) (\delta z_C + l_r \cos \vartheta \delta \vartheta) \\ &\stackrel{!}{=} Q_1 \delta z_C + Q_2 \delta \vartheta \quad .\end{aligned}\tag{5.40}$$

Da in dieser Gleichung zwei Verrückungen enthalten sind, werden die vorhandenen Terme zu den beiden Verrückungen zusammengefasst, sodass man Q_1 als Funktion von δz erhält. Für $\delta \vartheta$ werden die Terme in Q_2 zusammengefasst. So ergibt sich für Q_1 nach [Kur23] folgender Zusammenhang

$$Q_1 = -k_f (\dot{z}_C - l_f \dot{\vartheta} \cos \vartheta) - k_r (\dot{z}_C + l_r \dot{\vartheta} \cos \vartheta) \quad .\tag{5.41}$$

Für Q_2 ergibt sich, vgl. [Kur23]:

$$\begin{aligned}Q_2 &= M_{\text{Nick}} + k_f l_f \cos \vartheta (\dot{z}_C - l_f \dot{\vartheta} \cos \vartheta) \\ &\quad - k_r l_r \cos \vartheta (\dot{z}_C + l_r \dot{\vartheta} \cos \vartheta) \quad .\end{aligned}\tag{5.42}$$

Mit dem kinetischen Potential L und den generalisierten Kräften Q_1 und Q_2 ist es möglich mit der Lagrange-Gleichung, Gleichung (5.27), die Nickbewegung des Fahrzeugs zu beschreiben. Diese Gleichung ist zuerst für $i = 1$ und anschließend für $i = 2$ gelöst. Setzt man $q_1 = z_C$ für $i = 1$ in L aus Gleichung (5.32) und formt diese Differentialgleichung um so erhält man nach [Kur23]:

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial L}{\partial \dot{z}_C} = m \ddot{z}_C \tag{5.43}$$

$$\begin{aligned}\frac{\partial L}{\partial z_C} &= -m g + c_f (z_{\text{vor}} + h - z_C + l_f \sin \vartheta) \\ &\quad + c_r (z_{\text{vor}} + h - z_C - l_r \sin \vartheta) \quad .\end{aligned}\tag{5.44}$$

Um die erste Bewegungsgleichung zu erhalten, werden Gleichungen (5.43) und (5.44) entsprechend in Gleichung (5.27) gleichgesetzt, sodass gilt, vgl.

[Kur23]

$$m \ddot{z}_C + m g - c_f(z_{\text{vor}} + h - z_C + l_f \sin \vartheta) - c_r(z_{\text{vor}} - z_C - l_r \sin \vartheta) \stackrel{!}{=} Q_1 \quad . \quad (5.45)$$

Nach einigen Umformungen ergibt sich aus Gleichung (5.45) mit einsetzen von Gleichung (5.41), vgl. [Kur23]:

$$m \ddot{z}_C + (k_f + k_r) \dot{z}_C + (c_f + c_r) z_C + (k_r l_r - k_f l_f) \dot{\vartheta} \cos \vartheta + (c_r l_r - c_f l_f) \sin \vartheta = -m g + (c_f + c_r)(z_{\text{vor}} + h) \quad . \quad (5.46)$$

Für die zweiten Bewegungsgleichung mit $q_2 = \vartheta$ werden die folgenden Differentialgleichungen gelöst, vgl. [Kur23]:

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial L}{\partial \dot{\vartheta}} = J_{yy} \ddot{\vartheta} \quad (5.47)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial L}{\partial \vartheta} = & -c_f(z_{\text{vor}} + h - z_C + l_f \sin \vartheta) l_f \cos \vartheta \\ & + c_r(z_{\text{vor}} + h - z_C - l_r \sin \vartheta) l_r \cos \vartheta \quad . \end{aligned} \quad (5.48)$$

Die Gleichungen (5.42), (5.47) und (5.48) werden, wie bei Gleichung (5.46), gleichgesetzt, umgeformt und vereinfacht. Daraus ergibt sich die zweite Bewegungsgleichung, vgl. [Kur23]:

$$\begin{aligned} M_{\text{Nick}} = J_{yy} \ddot{\vartheta} + & (k_f l_f^2 + k_r l_r^2) \dot{\vartheta} \cos^2 \vartheta + (c_f l_f^2 + c_r l_r^2) \sin \vartheta \cos \vartheta \\ & + (k_r l_r - k_f l_f) \dot{z}_C \cos \vartheta + (c_r l_r - c_f l_f) z_C \cos \vartheta \\ & + (c_f l_f - c_r l_r) h \cos \vartheta + (c_f l_f - c_r l_r) z_{\text{vor}} \cos \vartheta \quad . \end{aligned} \quad (5.49)$$

Mit den beiden Bewegungsgleichungen Gleichungen (5.46) und (5.49) ist es möglich, die Nickbewegung eines Fahrzeugs auf einem Prüfstand zu beschreiben. Die Umformungen zur numerischen Lösung und Anwendung der Differentialgleichungen (DGL) der Bewegungsgleichungen sind in Kapitel 6.1.1 zu finden.

Erforderliche Randbedingungen und Modelleingangsparameter

Einzigste Eingangsvariable dieses Modellansatzes ist das gemessene Drehmoment M_{Nick} der Lastmaschinen am Prüfstand, das bereits an jedem Fahrzeugprüfstand gemessen wird. Somit ist dieser Modellansatz unabhängig von einem bestimmten Prüfstand und kann für andere Fahrzeugprüfstände verwendet werden. Das Modell benutzt die Vereinfachung, dass die Nickbewegung um den Schwerpunkt geschieht und nicht im den Nickpol. Dies führt zu einer Abweichung und wird in Kapitel 6.1.1 durch Simulationen aufgegriffen. Darüber hinaus funktioniert das Modell jedoch nur bei Prüfständen, bei denen das Fahrzeug nicht gefesselt werden muss. Die Fesselung führt zu zusätzlichen Kräften auf das System, die im Modell ergänzt werden müssten. Außerdem müssten die Kräfte an den Fesselungen beim Einsatz des Modells am Prüfstand gemessen werden, um diese im Modell mit berücksichtigt zu können. Des Weiteren wird die Nickbewegung des Fahrzeugs durch die Fesselung verringert. Daher ist dieses Modell nicht direkt auf Rollenprüfstände übertragbar, da bei dieser Prüfstandsart eine Fesselung des Fahrzeugs notwendig ist, sondern bedarf einer weiterführenden Anpassung, die jedoch nicht Bestandteil dieser Arbeit ist. Denkbar ist ein analytischer Zusatzterm zur Berücksichtigung der Fesselung.

Neben dem Drehmoment als variable Größe werden für das Modell weitere statische Größen benötigt:

- Die Hälfte der gefederten Masse des Fahrzeugs in dieser Arbeit als m beschrieben
- Das Rotationsträgheitsmoment um die Nickachse des Fahrzeugs J_{yy}
- Federkonstante der Feder an der Vorderachse c_f und der Hinterachse c_r
- Der Federweg der Federvorspannung z_{vor}
- Den initialen Abstand h des Fahrzeugschwerpunkts zum Boden des Prüfstands, wie in Abb. 5.4 dargestellt

- Die Dämpferkonstante des Dämpfers an der Vorderachse k_f und der Hinterachse k_r . Diese wird in dieser Arbeit für Zug- und Druckstufe als Konstante verwendet
- Den horizontalen Abstand zwischen Schwerpunkt und Vorderachse l_f
- Den horizontalen Abstand zwischen Schwerpunkt und Hinterachse l_r

Zur Ermittlung des Rotationsträgheitsmoments J_{yy} gibt es bereits verschiedene Methoden, wie in [Roz10, Zhe15, Don02, Sch22c] zu lesen. Um die Abstände des Schwerpunkts zu Vorder- und Hinterachse zu bestimmen, ist es relevant die Position des Schwerpunkts zu kennen. Eine experimentelle Methode der Schwerpunktsbestimmung ist in [Frö19] ausführlich beschrieben.

5.3 Modellierung der Wankbewegung auf einem Fahrzeugprüfstand

Das Modell, auf dem die Herleitung der Bewegungsgleichungen der Wankbewegungen basieren, ist ähnlich aufgebaut wie das Modell für die Nickbewegung, siehe Abb. 5.5. Es besteht aus zwei Feder-Dämpfereinheiten, die über einen starren Körper miteinander verbunden sind. Zusätzlich verbindet ein Stabilisator die beiden Feder-Dämpfereinheiten. Das System besitzt zwei Freiheitsgrade mit zwei generalisierten Koordinaten, den Abstand des Massenschwerpunktes z_C zum Boden und den Wankwinkel φ . Der Wankwinkel φ ist entsprechend der in Kapitel 2.3 beschriebenen Orientierung gemäß DIN ISO 8855 definiert. Die gefederte Masse der Vorderachse des Fahrzeugs ist entsprechend der Gewichtsverteilung zwischen Vorder- und Hinterachse zu berücksichtigen und ist in dieser Arbeit als m_f beschrieben. Wie in Kapitel 5.1.2 beschrieben, resultiert die Wankbewegung am Prüfstand aus der Kinematik der Radaufhängung während des Lenkens. Deshalb kann für die Modellierung der Wankbewegung die Abstandsänderung zwischen Boden und Radmittelpunkt nicht vernachlässigt werden. Deshalb ist die Höhe der Vorderachse in zwei unterschiedliche Längen unterteilt und muss entsprechend berücksichtigt werden. Der Abstand zwischen Boden und Radmittelpunkt ist als Größe

$z_{fr,o}$ bzw. $z_{fl,o}$ beschrieben. Die Federlänge während der Wankbewegung ist die Größe z_{cfl} und die Ausgangslänge der Feder im statischen Zustand ist als z_s definiert.

Die Ausgangsgleichung für die II. Lagrangesche Gleichung ist im Folgenden nochmals allgemein dargestellt.

$$L = T - V \quad (5.50)$$

Durch den vereinfachten Modellaufbau, dreht sich der starre Körper um seinen Schwerpunkt, der gleichzeitig den Wankpol darstellt. Die kinetische Energie des Modells wird durch die Bewegung des Schwerpunktes basierend auf der Rotation um die Wankachse und der Hubbewegung entlang der Z-Achse ermittelt.

$$T = \frac{1}{2} m_f \dot{z}_C^2 + \frac{1}{2} J_{xx} \dot{\phi}^2 \quad (5.51)$$

Die potenzielle Energie des Modells ist die Summe der Energien aus den Aufbauedern, dem Stabilisator des Fahrzeugs, da er als Hooksche Feder modelliert wird, und der potentiellen Energie der gefederten Fahrzeugmasse im Schwerpunkt.

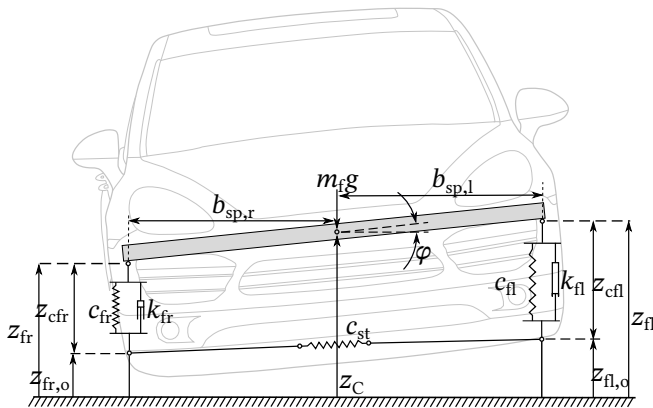


Abbildung 5.5: Modell zur Beschreibung der Wankbewegung des Fahrzeugs am Fahrzeugprüfstand

$$\begin{aligned}
V = & \frac{1}{2} c_{\text{fr}} (z_{\text{vor}} + z_s - z_C + b_{\text{sp},r} \sin \varphi + z_{\text{fr},o})^2 \\
& + \frac{1}{2} c_{\text{fl}} (z_{\text{vor}} + z_s - z_C - b_{\text{sp},l} \sin \varphi + z_{\text{fl},o})^2 \\
& + m_f g (z_C - z_s) + \frac{1}{2} c_{\text{st}} (b_{\text{sp},l} \sin \varphi - z_{\text{fl},o} + b_{\text{sp},r} \sin \varphi + z_{\text{fr},o})^2 \quad (5.52)
\end{aligned}$$

Die Federenergie setzt sich aus der Einfederung des Fahrzeugs z_{vor} , die durch das Eigengewicht verursacht wird und der Längenänderung der Feder während der Hub-Wankbewegung zusammen. Letztere kann beispielhaft für die linke Seite wie folgt beschrieben werden.

$$z_s - z_{\text{cfl}} = z_s - (z_C + b_{\text{sp},l} \sin \varphi - z_{\text{fl},o}) = z_s - z_C - b_{\text{sp},l} \sin \varphi + z_{\text{fl},o} \quad (5.53)$$

Verrechnet man Gleichungen (5.51) und (5.52), so erhält man für das Ergebnis aus kinetischer und potentieller Energie des Modells:

$$\begin{aligned}
L = & \frac{1}{2} m_f \dot{z}_C^2 + \frac{1}{2} J_{\text{xx}} \dot{\varphi}^2 - \frac{1}{2} c_{\text{fr}} (z_{\text{vor}} + z_s - z_C + b_{\text{sp},r} \sin \varphi + z_{\text{fr},o})^2 \\
& - \frac{1}{2} c_{\text{fl}} (z_{\text{vor}} + z_s - z_C - b_{\text{sp},l} \sin \varphi + z_{\text{fl},o})^2 - m g (z_C - z_s) \\
& - \frac{1}{2} c_{\text{st}} (b_{\text{sp}} \sin \varphi - z_{\text{fl},o} + z_{\text{fr},o})^2 \quad (5.54)
\end{aligned}$$

Die Bestimmung der virtuellen Arbeit durch virtuelle Verrückungen beinhaltet alle potentiallosen Kräfte und Momente, analog zu Gleichung (5.34).

$$\delta W = -k_{\text{fl}} \dot{z}_{\text{cfl}} \delta z_{\text{cfl}} - k_{\text{fr}} \dot{z}_{\text{cfr}} \delta z_{\text{cfr}} \quad (5.55)$$

Beschreibung der Variablen in Abhängigkeit der generalisierten Koordinaten. Hierzu werden die Größen z_{cfl} , z_{cfr} , $\dot{z}_{\text{cfl}}$, $\dot{z}_{\text{cfr}}$, δz_{cfl} und δz_{cfr} folgendermaßen definiert.

$$z_{\text{fl}} = z_{\text{fl},o} + z_{\text{cfl}} = z_C + b_{\text{sp},l} \sin \varphi \quad (5.56)$$

$$z_{\text{fr}} = z_{\text{fr},o} + z_{\text{cfr}} = z_C - b_{\text{sp},r} \sin \varphi \quad (5.57)$$

Die beiden Gleichungen werden nach den relevanten Größen umgestellt, so dass sich eine Abhängigkeit der Federbeinänderung z_{cfl} bzw. z_{cfr} von der generalisierten Koordinate z ergibt:

$$z_{\text{cfl}} = z_C + b_{\text{sp,l}} \sin \varphi - z_{\text{fl,o}} \quad (5.58)$$

$$z_{\text{cfr}} = z_C - b_{\text{sp,r}} \sin \varphi - z_{\text{fr,o}} \quad (5.59)$$

Hierbei ist zu berücksichtigen, dass die Längen von Federbein z_{cfl} , z_{cfr} und die Höhe des Radmittelpunktes über dem Boden $z_{\text{fl,o}}$, $z_{\text{fr,o}}$ Funktionen vom Lenkwinkel δ sind und sich in Abhängigkeit von diesem verändern. Die Spurweite ändert sich in Abhängigkeit der Einfederung [Ers17] und wird in dieser Arbeit als konstant angenommen. Es ergeben sich die zeitlichen Ableitungen der beiden Größen:

$$\dot{z}_{\text{cfl}} = \dot{z}_C + b_{\text{sp,l}} \dot{\varphi} \cos \varphi - \dot{z}_{\text{fl,o}} \quad (5.60)$$

$$\dot{z}_{\text{cfr}} = \dot{z}_C - b_{\text{sp,r}} \dot{\varphi} \cos \varphi - \dot{z}_{\text{fr,o}} \quad (5.61)$$

Die virtuellen Verschiebungen errechnen sich in diesem Modell nach dem gleichen Vorgehen wie beim Nickmodell in Gleichung (5.37).

$$\begin{aligned} \delta z_{\text{cfl}} &= \frac{\partial z_{\text{cfl}}}{\partial q_1} \delta q_1 + \frac{\partial z_{\text{cfl}}}{\partial q_2} \delta q_2 = \frac{\partial z_{\text{cfl}}}{\partial z_C} \delta z_C + \frac{\partial z_{\text{cfl}}}{\partial \varphi} \delta \varphi \\ &= \delta z_C + b_{\text{sp,l}} \cos \varphi \delta \varphi \quad . \end{aligned} \quad (5.62)$$

Mit der gleichen Berechnungsweise von Gleichung (5.62) mit der zweiten Verrückung δz_{vr} ergibt sich für diese Verrückung folgende Gleichung.

$$\delta z_{\text{cfr}} = \delta z_C - b_{\text{sp,r}} \cos \varphi \delta \varphi \quad . \quad (5.63)$$

Setzt man die virtuellen Verschiebungen wieder in Gleichung (5.55) ein so erhält man eine Abhängigkeit der nicht-konservativen Kräfte und Momente

von den generalisierten Koordinaten:

$$\begin{aligned}\delta W &= -k_{fl} (\dot{z}_C + b_{sp,l} \dot{\varphi} \cos \varphi - \dot{z}_{fl,o}) (\delta z_C + b_{sp,l} \cos \varphi \delta \varphi) \\ &\quad - k_{fr} (\dot{z}_C - b_{sp,r} \dot{\varphi} \cos \varphi - \dot{z}_{fr,o}) (\delta z_C - b_{sp,r} \cos \varphi \delta \varphi) \\ &\stackrel{!}{=} Q_1 \delta z_C + Q_2 \delta \varphi \quad .\end{aligned}\tag{5.64}$$

Durch Koeffizientenvergleich ergibt sich für Q_1 :

$$Q_1 = -k_{fl} (\dot{z}_C + b_{sp,l} \dot{\varphi} \cos \varphi - \dot{z}_{fl,o}) - k_{fr} (\dot{z}_C - b_{sp,r} \dot{\varphi} \cos \varphi - \dot{z}_{fr,o}) .\tag{5.65}$$

Nach einigen Umformungen ergibt sich für Q_2 :

$$\begin{aligned}Q_2 &= \dot{z}_C \cos \varphi (k_{fr} b_{sp,r} - k_{fl} b_{sp,l}) - \dot{\varphi} \cos^2 \varphi (k_{fr} b_{sp,r}^2 + k_{fl} b_{sp,l}^2) \\ &\quad + \cos \varphi (k_{fl} b_{sp,l} \dot{z}_{fl,o} - k_{fr} b_{sp,r} \dot{z}_{fr,o}) \quad .\end{aligned}\tag{5.66}$$

Nun können die beiden Bewegungsgleichungen für die Modellierung der Wankbewegung des Fahrzeugs auf dem Prüfstand für die beiden generalisierten Koordinaten $q_1 = z_C$ und $q_2 = \varphi$ berechnet werden.

Für $q_1 = z_C$ ergibt sich:

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial L}{\partial \dot{z}_C} = m_f \ddot{z}_C\tag{5.67}$$

$$\begin{aligned}\frac{\partial L}{\partial z_C} &= +c_{fr} (z_{vor} + z_s - z_C + b_{sp,r} \sin \varphi + z_{fr,o}) \\ &\quad + c_{fl} (z_{vor} + z_s - z_C - b_{sp,l} \sin \varphi + z_{fl,o}) - m_f g \quad .\end{aligned}\tag{5.68}$$

Nach einigen Umformungen ergibt sich nach dem Einsetzen von Gleichungen (5.54), (5.65) und (5.68) in Gleichung (5.27) die erste Bewegungsgleichung zur Beschreibung des Wankens des Fahrzeugs:

$$\begin{aligned}
 & m_f \ddot{z}_C - c_{fr} (z_{vor} + z_s - z_C + b_{sp,r} \sin \varphi + z_{fr,o}) \\
 & - c_{fl} (z_{vor} + z_s - z_C - b_{sp,l} \sin \varphi + z_{fl,o}) + m_f g \\
 & = -k_{fl} (\dot{z}_C + b_{sp,l} \dot{\varphi} \cos \varphi - z_{fl,o}) - k_{fr} (\dot{z}_C - b_{sp,r} \dot{\varphi} \cos \varphi - z_{fr,o}). \quad (5.69)
 \end{aligned}$$

Für die zweite generalisiert Koordinate $q_2 = \varphi$ ergibt sich:

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial L}{\partial \dot{\varphi}} = J_{xx} \ddot{\varphi} \quad (5.70)$$

$$\begin{aligned}
 \frac{\partial L}{\partial \varphi} = & -c_{fr} b_{sp,r} \cos \varphi (z_{vor} + z_s - z_C + b_{sp,r} \sin \varphi + z_{fr,o}) \\
 & + c_{fl} b_{sp,l} \cos \varphi (z_{vor} + z_s - z_C - b_{sp,l} \sin \varphi + z_{fl,o}) \\
 & - c_{st} b_{sp} \cos \varphi (b_{sp} \sin \varphi - z_{fl,o} + z_{fr,o}) \quad . \quad (5.71)
 \end{aligned}$$

Nach Gleichsetzen von Gleichungen (5.66), (5.70) und (5.71) nach Gleichung (5.27) und einigen Umformungen erhält man die zweite Bewegungsgleichung:

$$\begin{aligned}
 & J_{xx} \ddot{\varphi} + c_{fr} b_{sp,r} \cos \varphi (z_{vor} + z_s - z_C + b_{sp,r} \sin \varphi + z_{fr,o}) \\
 & - c_{fl} b_{sp,l} \cos \varphi (z_{vor} + z_s - z_C - b_{sp,l} \sin \varphi + z_{fl,o}) \\
 & + c_{st} b_{sp} \cos \varphi (b_{sp} \sin \varphi - z_{fl,o} + z_{fr,o}) \\
 & = \dot{z}_C \cos \varphi (k_{fr} b_{sp,r} - k_{fl} b_{sp,l}) - \dot{\varphi} \cos^2 \varphi (k_{fr} b_{sp,r}^2 + k_{fl} b_{sp,l}^2) \\
 & + \cos \varphi (k_{fl} b_{sp,l} \dot{z}_{fl,o} - k_{fr} b_{sp,r} \dot{z}_{fr,o}) \quad (5.72)
 \end{aligned}$$

Liegt der Wankpol mittig zwischen den Radträgern, ergibt sich aufgrund der Symmetrie, dass die entsprechenden Hebelarme zwischen Wankpol und Räder des Fahrzeugs auf beiden Seiten identisch sind. Daraus folgt, dass $b_{sp,l} = b_{sp,r} = \frac{b_{sp}}{2}$ ist. Berücksichtigt man zudem noch, dass die Federkonstanten $c_{fl} = c_{fr} = c_f$ und Dämpferkonstanten $k_{fl} = k_{fr} = k_f$ für beide Seiten gleich

sich, so lassen sich Gleichungen (5.69) und (5.72) zu nachfolgenden Bewegungsgleichungen vereinfachen.

$$m_f \ddot{z}_C - 2c_f(z_{\text{vor}} + z_s - z_C + z_f) + m_f g = -k_f(2\dot{z}_C - \dot{z}_{fl,o} - \dot{z}_{fr,o}) \quad (5.73)$$

$$\begin{aligned} J_{xx} \ddot{\varphi} + c_f \frac{b_{sp}}{2} \cos \varphi (b_{sp} \sin \varphi + z_{fr,o} - z_{fl,o}) \\ + c_{st} b_{sp} \cos \varphi (b_{sp} \sin \varphi - z_{fl,o} + z_{fr,o}) \\ = -\frac{b_{sp}^2}{2} \dot{\varphi} \cos \varphi^2 k_f + \frac{b_{sp}}{2} \cos \varphi k_f (\dot{z}_{fl,o} - \dot{z}_{fr,o}) \end{aligned} \quad (5.74)$$

Erforderliche Randbedingungen und Modelleingangsparameter

Randbedingungen

Als Randbedingungen gelten, dass von einer gleichmäßigen Gewichtsverteilung rechts und links ausgegangen wird, um durch die Symmetrie das Modell zu vereinfachen. Des Weiteren muss auch hier die Federvorspannung durch das Eigengewicht berücksichtigt werden. Durch die nicht gleiche Gewichtsverteilung zwischen Vorder- und Hinterachse der meisten Fahrzeuge, kann die Masse nicht als die Hälfte angenommen werden, sondern muss über die Summe der Radlasten an Vorder- bzw. Hinterachse für jedes Fahrzeug einzeln ermittelt werden. Des Weiteren beinhaltet das Modell die Vereinfachung, dass das Fahrzeug um den Schwerpunkt wankt und nicht um den Wankpol. Die dadurch auftretenden Fehler werden in den Simulationen, siehe Kapitel 6.1.2, thematisiert. Wie bereits zu Beginn des Kapitels beschrieben, resultiert die Wankbewegung am Prüfstand aus der Kinematik der Radaufhängung während des Lenkens. Deshalb kann für die Modellierung der Wankbewegung die Abstandsänderung zwischen Boden und Radmittelpunkt nicht vernachlässigt

werden. Daraus folgt, dass die Höhe der Vorderachse in zwei unterschiedliche Längen unterteilt und entsprechend berücksichtigt werden muss. Des Weiteren wird der Stabilisator abweichend von der üblichen Darstellung als Drehfeder als Hooksche Linearfeder modelliert, wie in [IPG24, S. 218] beschrieben. Der Stabilisator wird hier nicht als Drehfeder modelliert, weil die Verdrehung des Stabilisators ungleich dem Wankwinkel ist, da dies abhängig von den Aufhängungspunkten an der Karosserie ist. Dafür wäre ein Übersetzungsverhältnis von Stabilisator zu Karosseriewinkel erforderlich. Zudem sind die Stabilisatoren keine Drehfeder mit konstantem Durchmesser, sodass auch hier Anpassungen für jeden Stabilisator notwendig sind. Deshalb wird der Ansatz mit der Hookschen Feder gewählt.

Mit der Herleitung nach Lagrange wird zur Reduktion der Komplexität das Fahrzeug in seinen Grundzügen dargestellt. Dies gilt es vor allem bei der Wankbewegung zu bedenken, da diese maßgeblich durch die Kinematik der Achse definiert ist. Durch die Vereinfachung der Radaufhängungen ist es nicht möglich verschiedene Radaufhängungen gleich gut abzubilden. Betrachtet man die weit verbreiteten Radaufhängungen, *McPherson* und *Doppelquerlenker (DQL)* in Abb. 5.6, wird deutlich, dass sich beide Radaufhängungen in den oberen Aufhängungspunkten deutlich unterscheiden. Die *McPherson*-Aufhängung in Abb. 5.6a ist durch einen unteren Drei-Punkt-Lenker und durch das Federbein definiert. Die Anbindung des Federbeins am Radträger erfolgt mittels des Dämpfers als Drehschubgelenk und lässt die translatorische und eine rotatorische Bewegung der Achse zu.

Das Schema einer DQL-Aufhängung in Abb. 5.6b zeigt einen oberen und einen unteren Querlenker sowie ein Federbein, das auf dem unteren Querlenker angebunden ist. Demnach ist keine direkte Verbindung zwischen Radträger und Federbein gegeben.

Bezogen auf das hergeleitete Wankmodell, Abb. 5.5, zeigt sich, dass ein Unterschied in der Anbindung des Federbeins an den Radträger besteht. Im Modell ist eine Anbindung des Federbeins an den Radträger definiert und entspricht

damit dem Schema einer McPherson-Aufhängung. Die DQL-Aufhängung erfüllt diese Anbindung nicht, woraus zu schlussfolgern ist, dass bei anderen Radaufhängungen als der McPherson-Aufhängung Abweichungen zu erwarten sind, siehe Simulationsergebnisse in Kapitel 6.1.2.

Eingangsparameter

Das hergeleitete Wankmodell benötigt Eingangsvariable, die sich aus der gegebenen Fahrwerkskinematik ableiten lassen:

- Die Position des Radträgers rechts $z_{fr,o}$ und links $z_{fl,o}$

Für die Position des Radträgers benötigt man genaue Kenntnis über das Verhalten des Fahrwerks während des Lenkens. Durch den Lenkwinkel und einer spärischen oder einer räumlichen Radaufhängung ändern sich Vorspur und Sturz, was wiederum die Position der Radaufhängung definiert. Ist eine solche Kinematik vorhanden, kann man durch Messen des Lenkwinkels die Variable berechnen und den Wankwinkel berechnen.

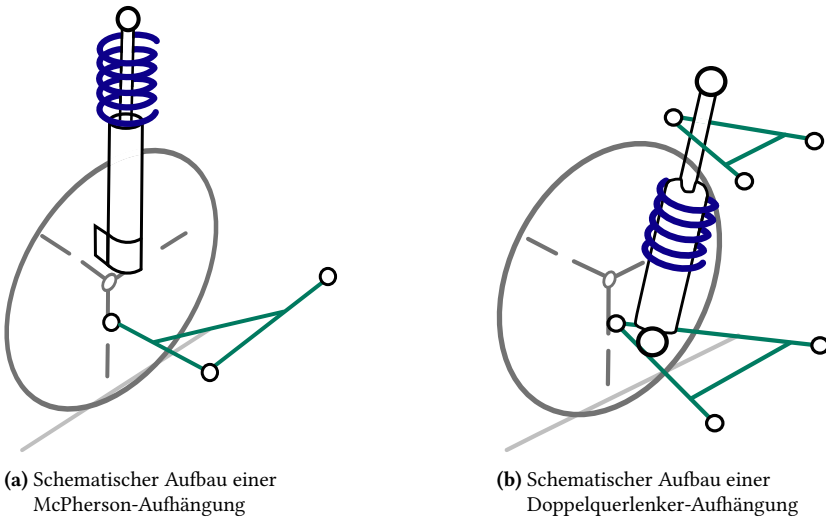


Abbildung 5.6: Schematischer Aufbau verschiedener Achsaufhängungen, [Ers17] verändert

Die weiteren Modelleingangsparameter können als Konstanten in das Modell eingesetzt werden. Diese sind:

- Die gefederte Masse des Fahrzeugs entsprechend der Gewichtsverteilung und ist in dieser Arbeit als m beschrieben
- Das Rotationsträgheitsmoment um die Wankachse des Fahrzeugs J_{xx} . Die Wankachse wird als konstant angenommen.
- Die Spurbreite des Fahrzeugs b_{spur} und wird als konstant angenommen.
- Die Federkonstante der Vorderachse c_f
- Die Dämpferkonstante des Dämpfers an der Vorderachse k_f . Diese wird in dieser Arbeit für Zug- und Druckstufe als gleicher konstanter Wert verwendet.
- Die Federsteifigkeit des Stabilisators c_{st}
- Den Abstand von Boden zu Fahrzeugschwerpunkt h im statischen Zustand, wie in Abb. 5.5 dargestellt

5.4 Zusammenfassung

In diesem Kapitel wurde der Fokus auf die Mechanik des Fahrzeugs gelegt und mögliche Modelle der Beschreibung von Nicken und Wanken hergeleitet. Zuerst wurde hergeleitet, dass die Momente, die am Prüfstand durch Antreiben und Bremsen auftreten, sich von den Momenten auf der Straße unterscheiden. Die Herleitung der Modelle zur Beschreibung von Nick- und Wankbewegung basieren auf den Lagrange'schen Gleichungen II. Art. Die beiden Modelle zur Beschreibung der Aufbaubewegungen werden genutzt, um die in Kapitel 3.4 und 4.3 erläuterte Kompensation der Aufbaubewegungen in der Fahrzeugsimulation am Prüfstand durchzuführen, sodass der real auftretende Nick- oder Wankwinkel in der Simulation entsprechend berücksichtigt wird. Ohne eine solche Kompensation würde das gesamte FoV des Radarsensors um den entsprechenden Winkel verschoben, was die nachgelagerten Funktionen

wie Objektidentifikation, -klassifizierung und -Tracking erheblich beeinflussen kann. Infolgedessen würde die zu validierende Fahrfunktion auf fehlerbehafteten Sensordaten basieren, was Funktionsfähigkeit einschränken kann und die Aussagekraft der Validierung gefährdet. Ziel in der vorliegenden Arbeit ist es, dass zum Einsatz dieser beiden Bewegungsmodelle am Prüfstand nur auf Messsensorik für Drehzahl, Drehmoment und Lenkwinkel zurückgegriffen wird. Für das Nickmodell werden die Radmomente und für das Wankmodell der aktuell anliegende Lenkwinkel benötigt. Für jedes Modell wurden spezifisch die relevanten Messgrößen und Konstanten beschrieben und erläutert. Die beiden Modelle werden nun im Folgenden validiert, um die Anwendbarkeit im realen Einsatz am Prüfstand zu analysieren und gegebenenfalls Maßnahmen abzuleiten.

6 Validierung der Modelle der Aufbaubewegungen

Dieses Kapitel ist unterteilt in drei Abschnitte. Teil eins des Kapitels beschäftigt sich mit der simulativen Validierung der Modelle zur Beschreibung der Aufbaubewegungen. Dabei werden die zuvor hergeleiteten Modelle mit einem in IPG CarMaker (CM) erstellten Fahrzeugmodell verglichen. Darauf aufbauend wird das Nickmodell mit realen Messdaten am *ViL-Prüfstand* des KIT-FAST validiert.

6.1 Simulative Validierung der Aufbaubewegungen

In diesem Unterkapitel werden die Modelle zur Berücksichtigung der Wank- und Nickbewegung in einer simulativen Umgebung mit IPG CM-Fahrzeugmodellen validiert. Der Vorteil hierbei liegt in der einfachen Adaption der Szenarien und der kontrollierten Umgebung, die Anpassungen von Randbedingungen unkompliziert ermöglichen.

6.1.1 Validierung des Nickmodells in der Simulation

Zur ersten Validierung des Nickmodells wurde eine simulative Untersuchung mit Hilfe von IPG CarMaker durchgeführt. Die Herausforderung dabei liegt in der simulativen Abbildung des Prüfstands, da IPG CarMaker typischerweise Straßenfahrten simuliert und bisher keine digitale Prüfstandsumgebung bietet. Jedoch ist es möglich die Simulation zu manipulieren und das Fahrzeug

auf der Stelle fahren zu lassen. Dadurch werden die Trägheitskräfte auf Null gesetzt und der größte Unterschied zwischen Straße und Prüfstand hergestellt, wie in Kapitel 5.1 hergeleitet. Das Szenario wurde so gewählt, dass das Fahrzeug in IPG CarMaker auf bis zu 50 km/h beschleunigt und anschließend die Geschwindigkeit für einige Sekunden hält. Danach erfolgt das Abbremsen bis zum Stillstand. Das verwendete Fahrzeug besitzt Hinterradantrieb und ist ein nicht validiertes Fahrzeugmodell aus der Standardbibliothek von IPG CM. Die relevanten Fahrwerksparameter und andere zugehörige Eingangsgrößen (siehe Kapitel 5.2) wurden aus IPG CM in das Modell übertragen. Es wurde außerdem darauf geachtet, dass das CM-Fahrzeug keine Nebenfeder- und Dämpferraten besitzt. Deshalb kann ein gleiches Verhalten modelliert werden, obwohl nicht perfekte Fahrzeugparameter verwendet werden.

Abgeleitete Modellgleichungen

Die Bewegungsgleichungen, Gleichungen (5.46) und (5.49), des Nickmodells werden numerisch gelöst und es werden vier DGL 1.Ordnung benötigt. Daraus ergeben sich folgende Gleichungen:

$$\dot{z}_C = \frac{dz_C}{dt} \quad (6.1)$$

$$\begin{aligned} \ddot{z}_C = & + \frac{c_f}{m} (z_{\text{vor}} + h - z_C + l_f \sin \vartheta) + \frac{c_r}{m} (z_{\text{vor}} + h - z_C - l_r \sin \vartheta) \\ & - \frac{k_f - k_r}{m} \dot{z}_C + \frac{\dot{\vartheta} \cos \vartheta}{m} (l_r k_r - l_f k_f) - g \end{aligned} \quad (6.2)$$

$$\dot{\vartheta} = \frac{d\vartheta}{dt} \quad (6.3)$$

$$\begin{aligned} \ddot{\vartheta} = & \frac{c_r l_r \cos \vartheta}{J_{yy}} (z_{\text{vor}} + h - z_C - l_r \sin \vartheta) \\ & - \frac{c_f l_f \cos \vartheta}{J_{yy}} (z_{\text{vor}} + h - z_C + l_f \sin \vartheta) \\ & + \frac{\dot{z}_C \cos \vartheta}{J_{yy}} (k_f l_f - k_r l_r) - \frac{\dot{\vartheta} \cos^2 \vartheta}{J_{yy}} (k_f l_f^2 + k_r l_r^2) + \frac{M_{\text{Nick}}}{J_{yy}} \end{aligned} \quad (6.4)$$

Simulationsergebnisse

Die Abb. 6.1 zeigt im unteren Graph die Summe der auftretenden Momente an den Rädern auf der Straße über die Simulationszeit aufgetragen. Diese Momente sind die Eingangsgröße, mit der das Modell den auftretenden Nickwinkel berechnet. Der obere Graph in Abb. 6.1 vergleicht den in CM simulierten Nickwinkel mit dem Ergebnis des Nickmodells ebenfalls in Abhängigkeit der Zeit des Testszenarios. Hierbei wird der simulierte Wert aus CM als Referenzwert definiert, da in CM die Berechnung der Aufbaubewegung anhand eines detaillierten Fahrzeugmodells durchgeführt wird. Die in CM simulierten Nickwinkel entsprechen dem Nickwinkel um den Nickpol des Fahrzeugs. Damit ist es möglich den Fehler durch die Modellvereinfachungen (Nickbewegung um Schwerpunkt) des in der vorliegenden Arbeit hergeleiteten Modells zu analysieren, wie bereits in Kapitel 5.3 angemerkt wurde. Es ist zu erkennen, dass das Modell schwingt und jeweils nach den Anregungen durch Antreiben oder Bremsen einige Zeit braucht, bis die Schwingung abgeklungen ist. Das hergeleitete Modell berechnet an den entscheidenden Zeitpunkten einen Nickwinkel, der geringe Abweichungen vom Referenzwert aufweist.

Um einen statistischen Vergleichswert zu erhalten und beurteilen zu können, wie nah der berechnete Wert an dem Referenzwert liegt, wird der Root Mean Square Error (RMSE) verwendet, siehe Tabelle 6.1. Dazu wurde das Szenario

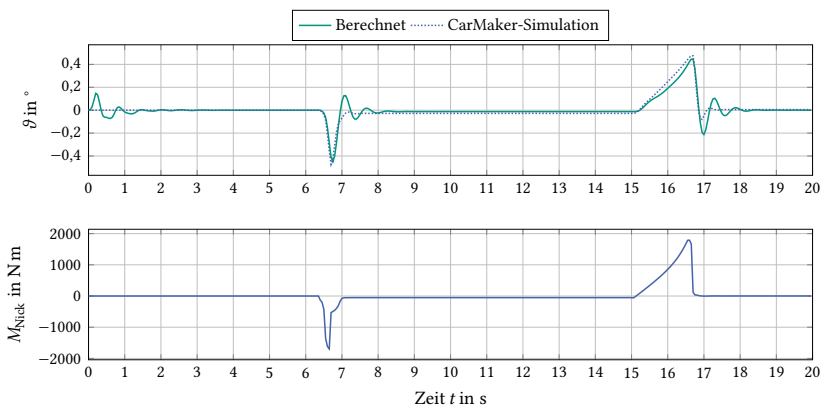


Abbildung 6.1: Simulative Validierung des Modells ohne Nebenfederarten

in vier Abschnitte unterteilt: Simulationsstart, Anfahren, Konstantfahrt und Bremsen. Der Simulationsstart wurde für einige Sekunden gewählt, sodass sich das Fahrzeug in der CM-Simulation setzen kann das Fahrzeug aus dem Ruhezustand starten kann. Das Nickmodell schwingt zu Beginn der Simulation und berechnet im Gegensatz zur CM-Simulation für die ersten Sekunden einen maximalen Nickwinkel von $\vartheta = 0,150^\circ$. Durch die Schwingung des Nickmodells erhöht sich der RMSE für diesen Abschnitt. Nach einigen Sekunden ist die Schwingung abgeklungen und auch das Nickmodell befindet sich dann in einem ruhigen Ausgangszustand. Beim Anfahren liegen berechneter und tatsächlich auftretender Nickwinkel in der CM-Simulation eng beieinander, siehe Tabelle 6.1. Der RMSE liegt mit $0,0590^\circ$ deutlich erhöht und lässt sich durch die Schwingung des Nickwinkels im Modell begründen, die einen deutlichen Fehler verursacht, siehe Abb. 6.1. Die Konstantfahrt zeichnet sich durch einen konstanten Fehler zwischen CM-Simulation und berechnetem Nickwinkel aus, siehe Tabelle 6.1. Da die in der CM-Simulation und im Modell verwendeten Fahrzeugparameter identisch sind, ist die bereits in Kapitel 5.3 genannte unterschiedliche Position des Nickpols als Fehlerursache anzusehen. Des Weiteren sind die Feder- und Dämpfungsraten als konstante Werte im Berechnungsmodell eine weitere Fehlerursache.

Um ein besseres Verständnis über die Sensibilität des in der vorliegenden Arbeit hergeleiteten Nickmodells zu bekommen, werden die beiden wichtigen Parameter, Feder- und Dämpfungsraten, verändert und die Auswirkungen auf den modellbasierten Nickwinkel untersucht, siehe Abb. 6.2. Es zeigt sich, dass eine Erhöhung der Dämpfung eine geringe Auswirkung auf die Maximalwerte der Nickbewegung hat. Mit steigender Dämpfung reduziert sich die Abklingzeit

Tabelle 6.1: Vergleich des maximalen Nickwinkels zwischen simuliertem Nickwinkel in CM (Referenz) und berechnetem Nickwinkel anhand des Modells in den verschiedenen Zeitabschnitten mit RMSE-Wert

Abschnitt	Zeitbereich	ϑ CM-Simulation	ϑ Modell	RMSE
Simulationsstart	0–6,5 s	0°	$0,150^\circ$	$0,0261^\circ$
Anfahren	6,5–8,5 s	$-0,485^\circ$	$-0,450^\circ$	$0,0590^\circ$
Konstantfahrt	8,5–15 s	$-0,028^\circ$	$-0,012^\circ$	$0,0156^\circ$
Bremsen	15–18 s	$0,481^\circ$	$0,450^\circ$	$0,0548^\circ$
Gesamt	0–20 s	-	-	$0,0336^\circ$

der Schwingung und entspricht einem System mit erhöhter Dämpfung. Erhöht man die Federraten im Nickmodell, so hat dies deutliche Auswirkungen auf die absoluten Werte der Nickbewegung, da hohe Federsteifigkeiten die Bewegung nur reduziert zulassen. Deutlich wird dies schon bei der Verdopplung der Federsteifigkeit, da im Vergleich zu einfachen Federsteifigkeiten eine Halbierung der Maximas erzeugt wird. Bei weiterer Erhöhung der Steifigkeiten verändern sich die Ergebnisse nicht mehr so sehr. Aus der Parametervariation ergibt sich, dass eine leicht erhöhte Dämpfungsrates die Schwingungen schneller abklingen lässt und gleichzeitig eine geringe Veränderung der Maximalwerte. Auf Änderungen der Federsteifigkeiten reagiert das Modell sensitiv.

Zusammenfassend kann man festhalten, dass das Modell eine ausreichende Güte besitzt um in realen Messungen validiert zu werden. Beim Antreiben und Bremsen werden die Referenzwerte in den lokalen Maxima zu 90 % korrekt abgebildet und sind damit ausreichend genau für weitere Validierungsschritte. Jedoch ist noch nicht abschließend geklärt, wieso die Lösung der DGL anfängt zu schwingen. Dies weist auf ein steifes Verhalten der Gleichungen hin. Es ist zu untersuchen, ob dieses Verhalten auch bei realen Messdaten auftritt. Dies wird im Unterkapitel, Kapitel 6.3, genauer betrachtet.

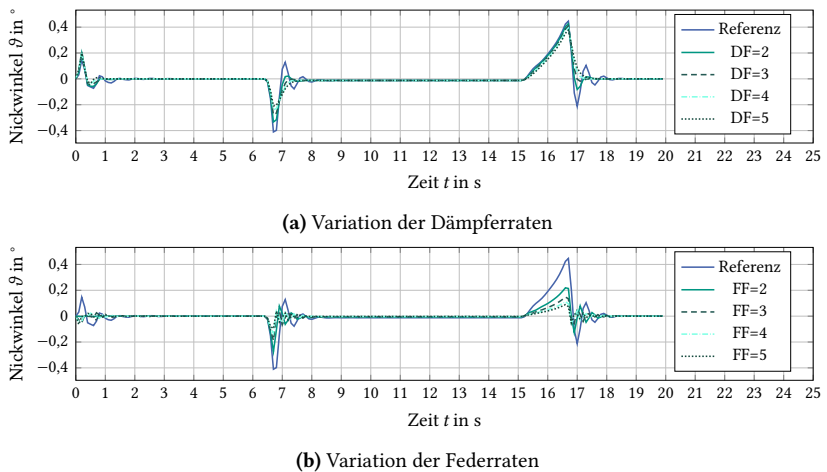


Abbildung 6.2: Variation der Feder- und Dämpfungsrates des Nickmodells

6.1.2 Validierung des Wankmodells in der Simulation

Um das Wankmodell universell und ohne viel Aufwand einsetzen zu können, werden zur simulativen Validierung generische Fahrzeugachsen verwendet. Ziel der simulativen Untersuchung ist zu identifizieren, inwieweit das Wankmodell verschiedene Typen der Achsaufhängung abbilden kann. Potentielle Fehler wurden bereits im Kapitel der Herleitung diskutiert. Dazu werden als gängige Vertreter der Einzelradaufhängungen die *McPherson*- und die *DQL-Aufhängung* gewählt. Außerdem werden zwei Fahrzeuge mit den beiden verschiedenen Radaufhängungen ausgewählt, die die selben Szenarien durchlaufen werden. Untersucht werden soll, ob das Modell in der Lage ist verschiedene Achstypen darzustellen und damit breiter eingesetzt werden kann oder ob spezielle Anpassungen notwendig sind.

Szenarioentwicklung

Zur Validierung des Wankmodells für den Fahrzeugprüfstand muss ein Szenario entwickelt werden, das in einer simulierten Straßenumgebung wie IPG CarMaker, die Fahrzeugbewegungen am Prüfstand optimal wiedergibt. Das Fahrzeug am Prüfstand besitzt durch die Befestigung am Prüfstand keine realen Beschleunigungen, sodass ein Szenario benötigt wird, bei dem auch in der Realität keine nennenswerten Trägheitskräfte auftreten. Dies ist am besten durch ein Lenkmanöver im Stand darzustellen, wie es bei Parkiersituationen auftreten kann. Hierbei ist die auftretenden Wankbewegung allein durch die Achskinematik verursacht. Als Randbedingungen wird der am Prüfstand maximal umsetzbare Lenkwinkel von $\alpha = \pm 20^\circ$ gewählt.

Das Szenario besteht aus 3 Teilen, siehe Abb. 6.3 und zeigt den Lenkwinkelverlauf abhängig von der Simulationszeit. Teil 1 dauert acht Sekunden und ist zu Beginn der Simulation dazu gedacht, das Fahrzeug in der Simulation in einen stabilen Zustand zu bekommen. Würde die Lenkwinkelvorgabe direkt mit Simulationsstart beginnen, könnte das zu Fehlern in der Fahrzeugbewegung führen, da es eine kurze Zeit benötigt, bis sich das Fahrzeug in

der Simulation korrekt eingefedert ist und die Fahrwerkskomponenten keine Bewegungen mehr durchführen. Nach acht Sekunden beginnt das Fahrzeug sinusförmig zwischen $\pm 20^\circ$ zu lenken (Teil 2). Dabei wird für eine Sinusschwingung der Lenkung eine Zeit von 20 s gewählt, um dynamische Effekte zu vermeiden. Nach zehn Wiederholungen geht das Szenario in Teil 3 über. Dabei wird das Fahrzeug ausgeschwungen und es kann überprüft werden, ob das Fahrzeug wieder in die Ausgangslage zurückkehrt. Die Anzahl der zehn Wiederholungen wurde gewählt, um mögliche zeitvariante Effekte der Fahrwerksparameter zu identifizieren oder auszuschließen. Zur Validierung wurden zwei Fahrzeuge mit verschiedenen Radaufhängungen verwendet. Das erste Fahrzeug besitzt eine McPherson-Vorderachse, das zweite Fahrzeug eine DQL-Vorderachse.

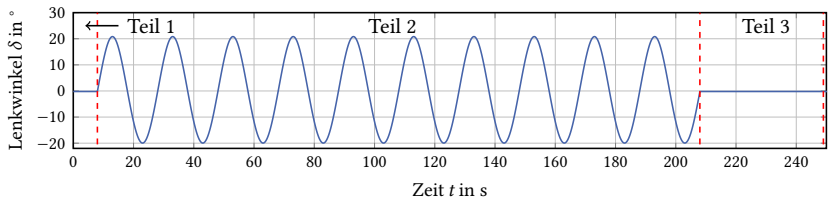


Abbildung 6.3: Simulation Lenkwinkelverlauf

Fahrwerksparameter für das Wankmodell

Die im Anhang befindliche Abb. A.1a zeigt den aus der CarMaker-Simulation stammenden Sturzwinkel jeder Achsseite der beiden Radaufhängungen in Abhängigkeit des Lenkwinkels. Hierbei zeigt sich, dass die McPherson-Aufhängung einen geringen negativen Sturzwinkel aufweist und der gesamte Sturzwinkelbereich kleiner ist als bei der DQL-Aufhängung. Beide Achsen zeigen einen symmetrischen Sturzwinkelverlauf über den Lenkwinkelbereich. In Abb. A.1b ist die Auslenkung des Radträgers in z-Richtung abhängig vom Sturzwinkel dargestellt. Diese Zusammenhänge bilden eine Grundlage für die Eingangsparameter des Wankmodells.

In Abb. 6.4 sind die verwendeten Werte der beiden Aufhängungen und der entsprechenden Fahrwerksparameter dargestellt. Die drei folgenden Graphen zeigen die Bewegung des Radträgers, sowie die Änderung von Dämpfer und Feder in Abhängigkeit des Lenkwinkels. Die Analyse wurde hier für beide Aufhängungstypen gemacht. Es zeigt sich, dass sich die Bewegungen im Millimeterbereich befinden. Somit längen sich die Feder- und Dämpfereinheit komplementär zur Radträgerbewegung. Hierbei stellen die Ergebnisse aus IPG CarMaker die Referenz dar, mit der das Wankmodell verglichen wird.

Abgeleitete Modellgleichungen

Die beiden Bewegungsgleichungen (Gleichungen (5.73) und (5.74)) für die Modellierung der Wankbewegung aus Kapitel 5.3 sind nichtlineare DGLs 2. Ordnung. Um diese zu lösen wird ein numerisches Verfahren gewählt, da eine analytische Lösung nicht möglich ist. Dazu werden die beiden DGLs 2. Ordnung in vier Gleichungen 1. Ordnung ausgedrückt und es ermöglicht die Lösung mittels numerischer Verfahren. Die Lösung erfolgte mit Ordinary Differential

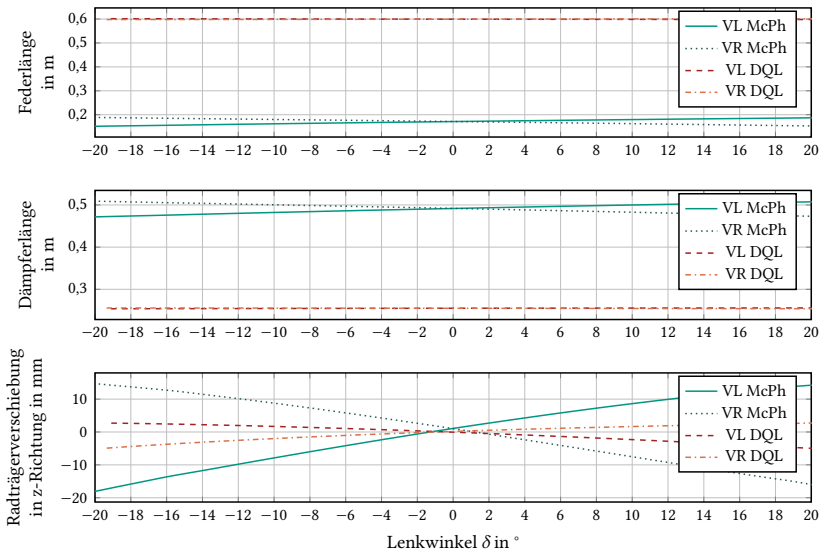


Abbildung 6.4: Fahrwerkparameter als Eingangsgrößen für das Wankmodell

Equation (ODE)-Solvem aus Matlab. Die Gleichungen lauten demnach wie folgt:

$$\dot{z}_C = \frac{dz_C}{dt} \quad (6.5)$$

$$\ddot{z}_C = 2 \frac{c_f}{m_f} (z_{\text{vor}} + z_s - z_C + z_f) - \frac{k_f}{m_f} (2\dot{z}_C - \dot{z}_{\text{fl,o}} - \dot{z}_{\text{fr,o}}) - g \quad (6.6)$$

$$\dot{\varphi} = \frac{d\varphi}{dt} \quad (6.7)$$

$$\begin{aligned} \ddot{\varphi} = & -\frac{b_{\text{sp}}^2}{2J_{\text{xx}}} k_f \dot{\varphi} \cos^2 \varphi + \frac{b_{\text{sp}}}{2J_{\text{xx}}} k_f \cos \varphi (\dot{z}_{\text{fl,o}} - \dot{z}_{\text{fr,o}}) \\ & - \frac{b_{\text{sp}}}{2J_{\text{xx}}} c_f \cos \varphi (b_{\text{sp}} \sin \varphi + z_{\text{fr,o}} - z_{\text{fl,o}}) \\ & - \frac{b_{\text{sp}}}{J_{\text{xx}}} c_{\text{st}} \cos \varphi (b_{\text{sp}} \sin \varphi + z_{\text{fl,o}} - z_{\text{fr,o}}) \end{aligned} \quad (6.8)$$

Simulationsergebnisse mit verschiedenen Radaufhängungen

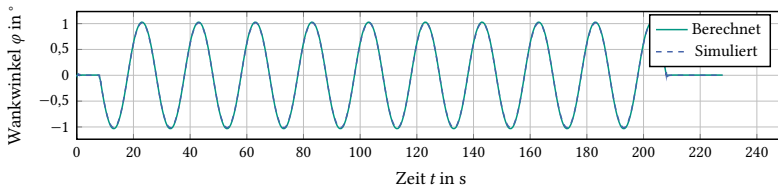
Die berechneten Wankwinkel sind in Abhängigkeit der Zeit in Abb. 6.5 dargestellt und werden mit den Wankwinkeln aus der CarMaker-Simulation verglichen. Der obere Graph zeigt die Modellergebnisse der McPherson-Aufhängung und der untere Graph die Resultate mit den Eingangsparametern einer DQL-Aufhängung. Es ist erkennbar, dass das Wankmodell für die verschiedenen Radaufhängung unterschiedlich genau die Wankwinkel berechnet. Der simulierte maximale Wankwinkel der McPherson-Aufhängung liegt bei ca. $\varphi = 1,027^\circ$ und der berechnete maximale Wankwinkel $\varphi = 1,015^\circ$. Das entspricht einer Abweichung von $\Delta\varphi = 0,015^\circ$ oder 1,2 %.

Die FFT beider Wankwinkel, siehe Abb. 6.6, zeigt, dass sich die Hauptschwingung des Wankwinkels bei $f = 0,05 \text{ Hz}$ befindet, was einer Periodendauer von $T = 20 \text{ s}$ entspricht und damit eine vorgegebene Frequenz der CarMaker-Simulation trifft. Bei der DQL-Aufhängung ist die Abweichung von maximalem simuliertem zu maximalem berechnetem Wankwinkel größer mit $\varphi = 0,0237^\circ$ zu $\varphi = 0,0261^\circ$. Die Abweichungen der McPherson-Aufhängung

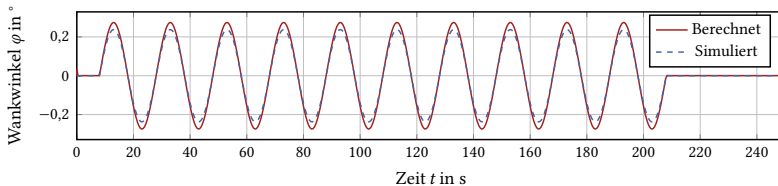
können als vernachlässigbar gering angesehen werden. Die Fehler der DQL sind mit 8,9 % nicht vernachlässigbar und werden im Folgenden genauer analysiert und mögliche Fehlerursachen identifiziert.

Fehleranalyse der einzelnen Parameter

Um die Ungenauigkeiten besser beurteilen zu können und mögliche systemische Fehler in dem Modell zu identifizieren werden zuerst die Ergebnisse der numerischen Lösung der DGLs auf Auffälligkeiten untersucht. Hier ist anzumerken, dass zur Lösung der DGLs der ODE-Solver *Ode15s* verwendet wurde, da steife System bei kleinen Änderungen der Eingangsgrößen große Änderungen der Ergebnisse verursachen. *Ode15s* kommt damit besser zu recht und verwendet im Gegensatz zu *Ode45*, der das *Runge-Kutter-Verfahren* nutzt, ein *implizites Mehrschrittverfahren*, siehe [Sha97, Mat]. Welcher Term im Wankmodell die numerische Steifigkeit verursacht, wurde nicht näher untersucht, da der *Ode15s*-Solver Lösungen berechnen konnte. Die Lösungen der DQL-Aufhängung sind in Abb. A.3 dargestellt. Die Lösungen der DGLs der McPherson-Aufhängung sind in Abb. A.2 in Anhang A.1 dargestellt und



(a) Berechneter und simulierter Wankwinkel der McPherson-Aufhängung



(b) Berechneter und simulierter Wankwinkel der DQL-Aufhängung

Abbildung 6.5: Vergleich der Wankwinkel simuliert und berechnet

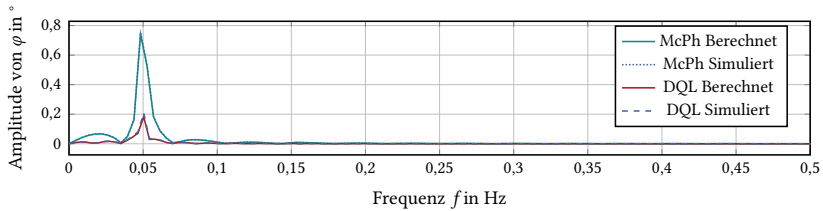


Abbildung 6.6: FFT der Wankwinkel der verschiedenen Radaufhängungen simuliert und berechnet werden an dieser Stelle nicht weiter analysiert. Jedoch wird bei weiteren Analysen die McPherson-Aufhängung mitbetrachtet.

In Abb. 6.5 ist zu sehen, dass der Wankwinkel der DQL-Aufhängung nicht genau berechnet wird. Dies liegt in der Annahme, dass in dem Wankmodell die Spurweite b_{sp} eine Konstante ist. In Abb. A.4 ist jedoch deutlich zu sehen, dass sich die Spurweite während des Lenkens ändert, was in der CM-Simulation zu einem geringen Wankwinkel führt.

Eine weitere Fehlerquelle ist die Modellierung der Feder- und Dämpfereinheit mit einer einheitlichen Länge bzw. Längenänderung. Dies ist aber nur für eine McPherson-Aufhängung genau, während bei einer DQL die Feder- und Dämpfereinheit unterschiedliche Längenänderungen aufweisen, da sie nicht in einem Federbein vereint sind, siehe Abb. A.5 in Anhang A. Das führt zu verschiedenen Längenänderungen, die im Wankmodell so bisher nicht abgebildet sind.

Um auszuschließen, dass das Wankmodell sensitiv auf Feder- und Dämpferänderungen reagiert, wurde eine Feder- und Dämpfervariation durchgeführt. Das Ergebnis ist, dass die Änderungen von Feder- und Dämpferwerte bei den langsamen Lenkbewegungen keinen signifikanten Einfluss auf die Berechnung des Modells haben, siehe Abb. A.6 in Anhang A.

Zusammengefasst bedeutet es, dass die Feder- und Dämpferparameter bei langsamen Lenkbewegungen keinen signifikanten Einfluss auf die Ergebnisse haben. Ebenso sind die Gleichungen mit dem verwendeten Ode15s-Solver

zuverlässig lösbar und es entstehen keine numerischen Fehler. Dementsprechend bleibt als bisher einzige Erklärung, dass die Modellierung der Federlängen und Radträgerbewegung in dem Wankmodell die Bewegungen einer DQL-Aufhängung nicht korrekt wiedergibt, wie bereits in den Randbedingungen in Kapitel 5.3 diskutiert. Diese Argumentation wird dadurch unterstützt, dass die Simulation mit der McPherson-Aufhängung sehr geringe Abweichungen aufweist im Gegensatz zu der Simulation mit der DQL-Aufhängung.

6.2 Vehicle-in-the-Loop Fahrzeugprüfstand

Der Fahrzeugprüfstand ViL am Institut für Fahrzeugsystemtechnik des Karlsruher Institut für Technologie (KIT)s ist ein Antriebsstrangprüfstand, siehe Abb. 6.7. Er kann für längs- und querdynamischen Fahrsituationen genutzt werden. Für diese Art von Prüfstand muss jedes Rad des Fahrzeugs demontiert werden und wird jeweils mit einer elektrischen Lastmaschine verbunden

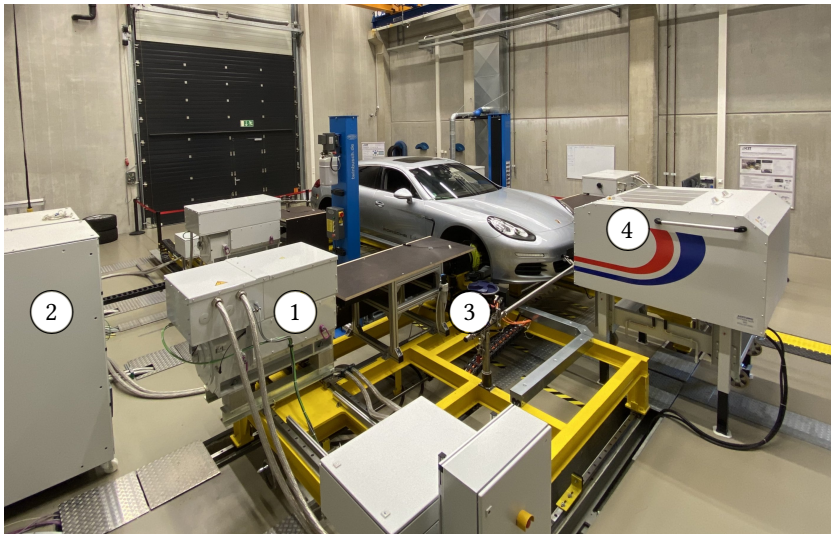


Abbildung 6.7: Vehicle-in-the-Loop-Fahrzeugprüfstand am KIT-FAST aus [Rau22]

(1). Die elektrischen Lastmaschinen werden von hochdynamischen Frequenzumrichtern (2) gesteuert. Die Verbindung zwischen Radnabe und Belastungsmaschine wird durch eine Gleichlaufgelenkwelle hergestellt und dabei Winkelfehler möglichst reduziert. Mit dieser speziellen Welle ist es möglich, die Vorderachse für dynamische Längs- und Querszenarien gleichzeitig zu lenken und anzutreiben. Ein realistisches Lenkverhalten wird durch zwei Synchronmotoren (3) realisiert, die für jedes Rad einzeln ein selbsteinstellendes Drehmoment liefern. Das Fahrzeug auf dem Prüfstand wird durch ein Gebläse (4) gekühlt. Dieses sorgt für einen Luftstrom zur Wärmeabfuhr an verschiedenen Fahrzeugteilen, zum Beispiel dem Antriebsstrang und den Brems scheiben. Eine genauere Beschreibung des Prüfstandes findet sich in [Rau22]. Die wichtigsten technischen Daten des Prüfstands sind in Tabelle 6.2 dargestellt. Für die Validierung von FAS ist besonders die Leistungsfähigkeit und die maximale Geschwindigkeit des Prüfstands relevant. Der hier verwendete Prüfstand hat mit seinem verfügbaren Drehmoment und Leistung pro Rad eine ausreichende Reserve, um dynamische Situationen darstellen zu können. Ebenso ist die mögliche Höchstgeschwindigkeit von über 200 km/h ausreichend um Autobahnsituationen zu realisieren.

6.2.1 Aufbau HW-SW-Infrastruktur des Prüfstands

Ein Echtzeitsystem (RT) und HiL ist für die Softwareüberwachung und -steuerung des Prüfstandes zuständig. Die Kommunikation zwischen dem

Tabelle 6.2: Technische Daten des Fahrzeugprüfstands, vgl.[Rau22]

Beschreibung	Data
Nennleistung pro Rad	209 kW
Max. Nennmoment pro Rad bei Nenndrehzahl	2500 Nm
Max. Drehzahl	2000 min ⁻¹
Max. Rückstellmoment an der Vorderachse	1000 Nm
Max. Lenkwinkel an der Vorderachse	±20°
Max. Fahrtwindgeschwindigkeit	135 km/h
Max. Fahrzeuggewicht	12 000 kg
Max. Radlast	3000 kg
Radstand	1,8 – 4,9 m
Spurbreite	1,2 – 3,9 m

RT-System und den Steuerungen der einzelnen Komponenten erfolgt größtenteils über *EtherCAT* und teilweise über Controller Area Network (CAN). Die Steuerungssoftware wird dem Endanwender über einen Front-End-Rechner visualisiert. In der Benutzeroberfläche (GUI) sind die folgenden drei Modi der Prüfstandssteuerung nutzbar [Rau22]:

- 1 Geschwindigkeitsregelung (Drehzahlregelung)
- 2 Antriebswiderstandssteuerung (Drehmomentregelung)
- 3 Fahrsimulation mit IPG CarMaker (Drehzahlregelung)

Im Modus 1 wird eine vordefinierte Geschwindigkeit vom Prüfstand geregelt, so dass bei gleicher Raddrehzahl unterschiedliche Belastungen des Antriebsstrang untersucht werden können. Im Modus 2 wird der radindividuelle Fahrwiderstand in Abhängigkeit von der Fahrzeuggeschwindigkeit, der Fahrbahnneigung und individuellen Fahrzeugparametern drehmomentgesteuert simuliert. Die mit den Lastmotoren simulierten Fahrwiderstände können entweder durch die entsprechenden Gleichungen (5.1) bis (5.5) auf der Grundlage der in Tabelle 6.2 aufgeführten Hauptparameter oder durch die Koeffizienten einer Abrollkurve berechnet werden. Der dritte Modus umfasst die Simulationssoftware *CarMaker TestBed* von IPG Automotive und das dazugehörige Echtzeitsystem der Prüfstandssteuerung. In dieser Betriebsart sind realistische Simulationen von verschiedenen Szenarien möglich. Das Fahrzeug am Prüfstand wird in die Simulation eingebunden. Das Szenario kann von einfachen Längsdynamiksznarien bis hin zu komplexen Stadtszenarien für die Validierung von FAS reichen. [Rau22]

6.3 Validierung des Nickmodells am Prüfstand

Aufgrund der vorhandenen Ressourcen war es im Rahmen dieser Arbeit nicht möglich eine Validierungsmessung für das Wankmodell durchzuführen, da die relevanten Fahrwerkskinematiken potentieller Versuchsfahrzeuge nicht zugänglich sind und diese die Eingangsparameter des Modells stellen. Für das Nickmodell sind jedoch solche Informationen über die Achskinematik, wie

Sturz, Radträgerverschiebung, etc. nicht relevant, da die relevanten Längen von Feder und Dämpfer einfach am Fahrzeug gemessen werden können. Somit kann das Nickmodell, nach einer erfolgreichen simulativen Validierung aus Kapitel 6.1.1, in einem Prüfstandsversuch auf die reale Einsetzbarkeit überprüft werden.

6.3.1 Messaufbau

Zur Messung der Nickbewegung wurden verschiedene Sensoren verwendet. Die Lasersensoren zur Messung der Abstände an Front und Heck des Fahrzeugs sind Triangulationssensoren. Sie besitzen eine *IO-Link*-Schnittstelle und können deshalb in die Prüfstandumgebung integriert werden und arbeiten mit einer Messfrequenz von 1 kHz. Diese Schnittstelle ist speziell zur Anbindung von intelligenten Sensoren in ein Automatisierungssystem wie dem ViL-Prüfstand gedacht und ermöglicht eine präzise und hochaufgelöste Messung der Aufbaubewegung des Testfahrzeugs. Die beiden Lasersensoren sind in einem Abstand von 3980 mm voneinander entfernt aufgebaut und messen den vertikalen Abstand zwischen der Unterseite des Fahrzeugs und dem Laser, Abb. 6.8. Sie wurden parallel zur Fahrzeuglängsachse ausgerichtet, um keinen Fehler in Querrichtung und damit eine Verfälschung des Abstands zu erzeugen.

Bei der Messung mittels Lasersensoren an der Unterseite des Fahrzeugs sind einige Messungenauigkeiten zu beachten. Da der Unterboden eines Fahrzeugs uneben ist, kommt es durch die Aufbaubewegung zu einer relativen Verschiebung des Unterbodens zum Sensor, siehe Abb. 6.9. Die Abbildung zeigt das Modell zur Messung des Nickwinkels. Bei falscher Positionierung des Sensoren kommt es deshalb zu einer Verfälschung während der Nickbewegung, da der Laser nun den Abstand zu einem Hügel oder einer Senke des Unterbodens misst. Deshalb ist die Position so zu wählen, dass dieser Effekt möglichst geringe Auswirkungen auf die Messdaten hat.

Die Lasersensoren messen keine Winkel, sondern die Abstände zum Fahrzeugunterboden. Um aus diesen Distanzen einen Winkel zu errechnen, wird

ein Berechnungsmodell verwendet, das aus dem Höhenversatz der beiden Messpunkte den Winkel bestimmt, siehe Abb. 6.9. Die Abb. 6.9a zeigt den Ausgangszustand des Messsystems während das Fahrzeug im Stillstand steht. Die Abb. 6.9b stellt den Höhenversatz der beiden Messpunkte durch Bremsnicken dar. Die Gleichung (6.10), die den Nickwinkel aus den Messpunkten errechnet, wird geometrisch in Abb. 6.9c gezeigt. Das Fahrzeug dreht sich um den Nickpol und die Messpunkte bewegen sich kreisförmig um diesen Pol. Daraus erfolgt eine minimale Verschiebung in x-Richtung, bezogen auf den Ausgangszustand ohne Nickwinkel. Dies verursacht einen minimalen Fehler der Länge l_1 , der aber so klein ist, dass dieser Fehler vernachlässigt werden kann.

$$\vartheta = \arcsin\left(\frac{d_{z2} + d_{z1}}{l_1}\right) \quad (6.9)$$

$$\vartheta = \arcsin\left(\frac{(s_{v2} - s_{v1}) + (s_{h2} - s_{h1})}{l_1}\right) \quad (6.10)$$



(a) Position des Sensors an der Vorderachse



(b) Position des Sensors an der Hinterachse

Abbildung 6.8: Aufbau der Lasersensoren unter dem Testfahrzeug

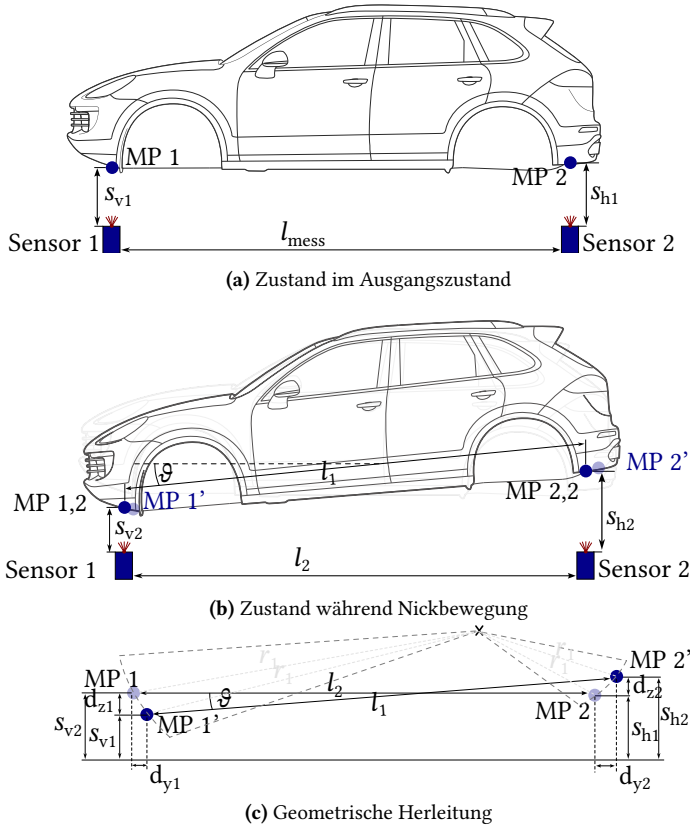


Abbildung 6.9: Darstellung der geometrischen Herleitung der Berechnung aus den gemessenen Daten mit den Lasersensoren

Messablauf und Messdatenaufbereitung

Die unterschiedlichen Messszenarien 1 bis 3 sind in Tabelle 6.3 aufgeführt. Das Fahrzeug war während der Messungen nicht gefesselt. Zur Bestimmung der Qualität der Messergebnisse werden für jede Messung der RMSE, der mittlere absolute Fehler (MAE) berechnet und eine FFT durchgeführt und die Frequenzanteile analysiert.

Messung 1 entspricht einer Fahrsituation in einer Autobahnbaustelle, bei der maximal 80 km/h gefahren wird. Messung 2 stellt eine Überlandfahrt mit $v_{\max} = 100$ km/h dar und die Messung 3 repräsentiert eine Autobahnfahrt bei Richtgeschwindigkeit von $v_{\max} = 130$ km/h. Diese Szenarien wurden gewählt, da diese bei der Validierung von FAS gängige Testfälle darstellen. Die Geschwindigkeitsänderungen erreichen während den Messungen Maximalwerte von $a = \pm 2 \text{ m/s}^2$. Der konkrete Ablauf einer Messung besteht aus einer Beschleunigung des Fahrzeug durch den Pedalroboter auf die Zielgeschwindigkeit. Die Endgeschwindigkeit wird für einige Sekunden gehalten, bevor dann das Fahrzeug abgebremst wird.

Um nur relevante Messdaten unterhalb der Grenzfrequenz $f = 10$ Hz zu erhalten, müssen die Daten mit einem Tiefpassfilter gefiltert werden. Die Grenzfrequenz des Filters wird mit 10 Hz gewählt, da die Bewegungen der Fahrzeugkarosserie im Allgemeinen bei niedrigeren Frequenzen auftreten, siehe [Tah21, S. 139].

Um die Ähnlichkeit der verschiedenen Nickverläufe (gemessen zu berechnet) beschreiben zu können, wird bei jeder Messung eine FFT durchgeführt und damit die Charakteristik der Zeitreihe analysiert. Zusätzlich wird der RMSE und der MAE berechnet, um ein Maß für die Abweichung zu erhalten. Es ist sinnvoll an dieser Stelle zwei verschiedene Analysewerte RMSE und MAE zu verwenden, da der RMSE durch das Quadrieren des Fehlers einzelne Ausschläge stärker bestraft und systematische Fehler sichtbar gemacht. Der MAE ist intuitiv interpretierbar, da er die direkte Abweichung wiedergibt und ist robuster gegenüber extremen Abweichungen. Folglich gilt: Ist die FFT von berechnetem und lasergemessenem Nickwinkel in der Frequenzcharakteristik ähnlich und der RMSE, sowie der MAE niedrig, so ist die Ähnlichkeit der Verläufe hoch und das Modell bildet die reale Nickbewegung gut ab. Weichen die verschiedenen Nickwinkelverläufe in der FFT-Analyse nur gering ab, der

Tabelle 6.3: Verschiedene Höchstgeschwindigkeiten der Messszenarien

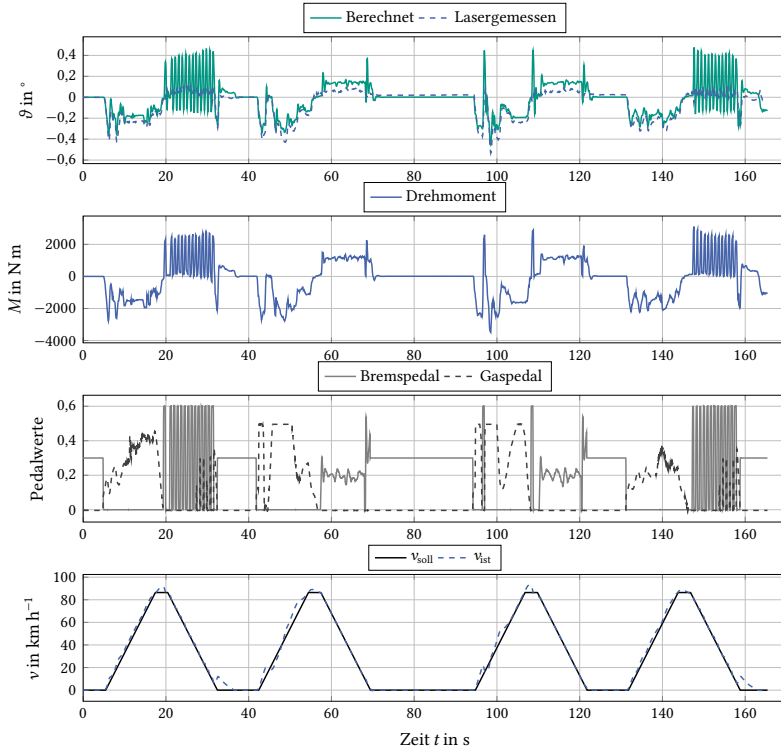
Messung	$v_{\max}$	Szenario	Kategorie
1	80 km/h	Baustellenfahrt	Ohne Fesselung
2	100 km/h	Überlandfahrt	Ohne Fesselung
3	130 km/h	Autobahnfahrt	Ohne Fesselung

RMSE jedoch ist groß, so ist die Ähnlichkeit nur bedingt gegeben und das Modell bildet die reale Bewegung nicht gut ab. Ein hoher RMSE durch einen Zeitversatz der Messwerte kann ausgeschlossen werden, da alle Messwerte zeitsynchron über die Prüfstandssoftware erfasst wurde.

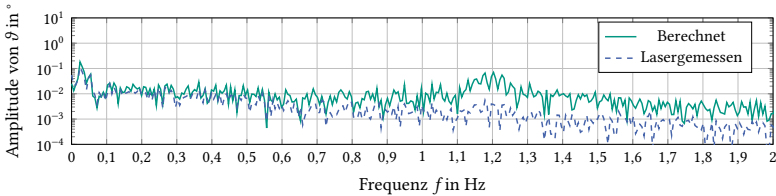
6.3.2 Messergebnisse

Abb. 6.10a zeigt den Zeitverlauf der Ergebnisse von Messung 1. Abb. 6.10b zeigt mittels einer FFT-Analyse die Nickwinkelamplituden im Frequenzbereich von 0 - 2 Hz der berechneten und gemessenen Nickwinkel, um Aussagen im Vergleich zwischen den verschiedenen Nickwinkeln treffen zu können. Es sind im ersten Graphen der Abbildung der gemessene Nickwinkel mit Lasersensor und der berechnete Nickwinkel abgebildet. Im mittleren Graphen sind die gemessenen Daten des prüfstandsseitigen Drehmoments am Rad der angetriebenen Achsen dargestellt und im unteren Graph sind Soll- und die am Prüfstand gemessene Istgeschwindigkeit abgebildet. Gut erkennbar ist, dass beim Abbremsen des Fahrzeugs die Sollgeschwindigkeit nicht immer korrekt nachgefahren wird und deshalb ein ungleichmäßiges Abbremsen bei den Abbremsvorgängen 1 und 4 erfolgt. Das liegt an einer nicht optimalen Regelung des eingesetzten Pedalroboters und den damit einhergehenden Bremspedalschwankungen. Ebenso zeigt sich während der Beschleunigungsvorgänge eine Schwingung bei ca. 0,3 Hz, die aus der Interaktion zwischen Pedalroboterregelung und der Motorsteuerung des Fahrzeugs stammt und damit die Messung beeinflusst. Dies ist erkennbar in den starken Drehmomentschwankungen. Da diese die Eingangsgröße des Modells ist, zeigt sich, dass der Nickwinkel in diesen Situationen ebenfalls sehr stark schwankt. Der Nickwinkel beim Beschleunigen des Fahrzeugs zeigt einen ähnlichen Verlauf zu den gemessenen Referenzwerten auf. Lokale Hoch- und Tiefpunkte werden von dem Nickmodell im Vergleich mit den Messdaten übermodelliert. Dies spiegelt sich auch in dem MAE-Wert wieder, siehe Tabelle 6.4. Beim konstanten Abbremsen berechnet das Modell einen deutlich größeren Nickwinkel, als er tatsächlich am Fahrzeug auftritt. Dies führt letztendlich zu einem Gesamt RMSE von 0,1766 °, vgl. Tabelle 6.4. Die

FFT zeigt in Abb. 6.10b, dass durch das unregelmäßige Abbremsen eine deutliche Erhöhung der Amplitude um $f = 1,2\text{ Hz}$ auftritt. Dies ist die Frequenz,



(a) Zeitreihe der Messdaten



(b) FFT-Analyse der Nickwinkelndaten

Abbildung 6.10: Beschleunigungsfahrt mit 2 m/s^2 bis ca. 80 km/h

mit der der Pedalroboter zwischen das Bremspedalwerten regelt und die aufgetretenen Unregelmäßigkeiten auf diesen zurückgeführt werden können, siehe Pedalwerte in Abb. 6.11a. Zudem zeigt sich der bereits beschriebene größere Nickwinkel im Modell während des Abbremsen. Die erkennbare Schwingung bei $f = 0,03 \text{ Hz}$ in Abb. 6.10b zeigt die auftretende Periodizität durch den Versuchsablauf von Beschleunigen und Abbremsen des Fahrzeugs.

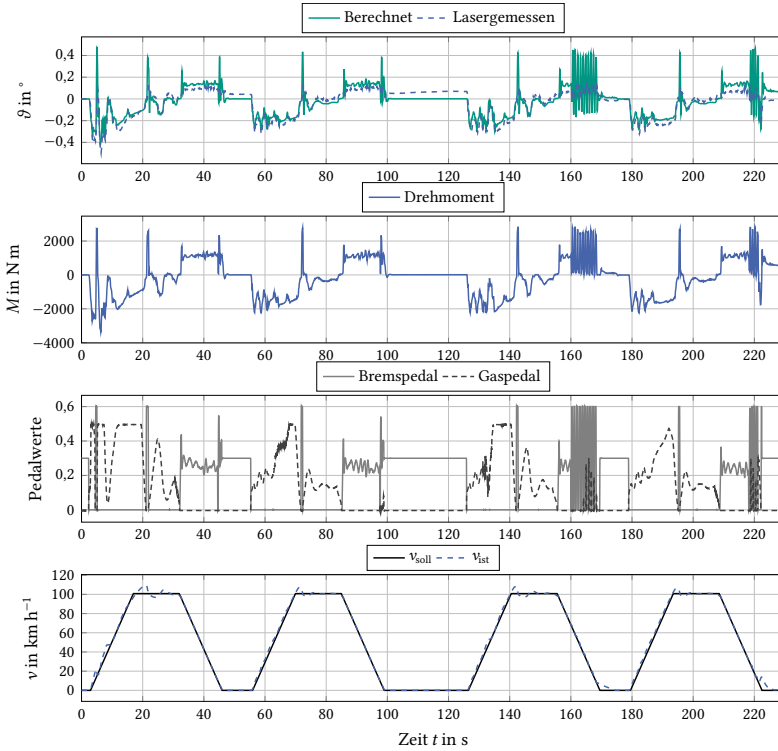
Der gemessene und berechnete Nickwinkel, das am Rad gemessene Drehmoment und die gefahrene Geschwindigkeit der zweiten Messung sind zeitaufgelöst in Abb. 6.11a dargestellt. Die Regelung des Pedalroboters funktioniert bei den höheren Geschwindigkeiten zuverlässiger und erzeugt beim Abbremsen ein gleichmäßigeres Bremsen mit teilweise geringeren Schwankungen. Dies zeigt sich auch in der Genauigkeit der berechneten Nickwinkel im Vergleich zu dem lasergemessenen Nickwinkel. Der RMSE liegt hier bei $0,1367^\circ$. Außerdem zeigt sich das gleichmäßige Abbremsen des Pedalroboters in der dazugehörigen FFT-Analyse in Abb. 6.11b.

Die Messdaten zur Messung 3, der Autobahnfahrt, Abb. 6.12, veranschaulichen, dass bei diesem Szenario nur eine Beschleunigungs- und Abbremsvorgang durchgeführt werden konnte. Aufgrund der höheren Leistungen beim Bremsvorgang ging der Prüfstand reproduzierbar in den Fehlermodus und beendete den Testlauf. Jedoch sind dadurch keine negativen Auswirkungen auf die Validierung des Nickmodells zu erwarten. Während des Beschleunigungsvorgangs ist der berechnete Nickwinkel nah am gemessenen Wert. Auch hier ist erkennbar, dass bei Gaspedalschwankungen und der daraus resultierenden Schwingung bei mit ca. $f = 0,3 \text{ Hz}$ das Nickmodell um 34 % falsch berechnet. In der FFT-Analyse der Nickwinkel, Abb. 6.12b, in der der berechnete und der lasergemessene Nickwinkel im Frequenzband bis $f = 1 \text{ Hz}$ dargestellt werden, zeigen sich Unterschiede, bei denen das Modell

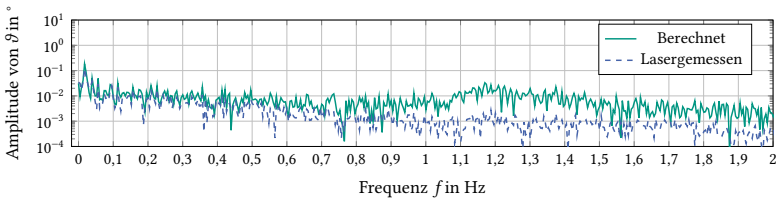
Tabelle 6.4: Übersicht der RMSE- und MAE-Werte von Modell verglichen mit der Referenz des Lasersensors

Messung	RMSE Modell	MAE Modell
1	$0,1766^\circ$	$0,0672^\circ$
2	$0,1367^\circ$	$0,0542^\circ$
3	$0,1923^\circ$	$0,0679^\circ$

meist größere Werte berechnet hat, als gemessen wurden. Beim Abbremsen regelt der Fahrroboter unregelmäßig die Bremse und es ergeben sich Schwankungen im gemessenen Drehmoment. Daraus ergibt sich ein ungenauerer



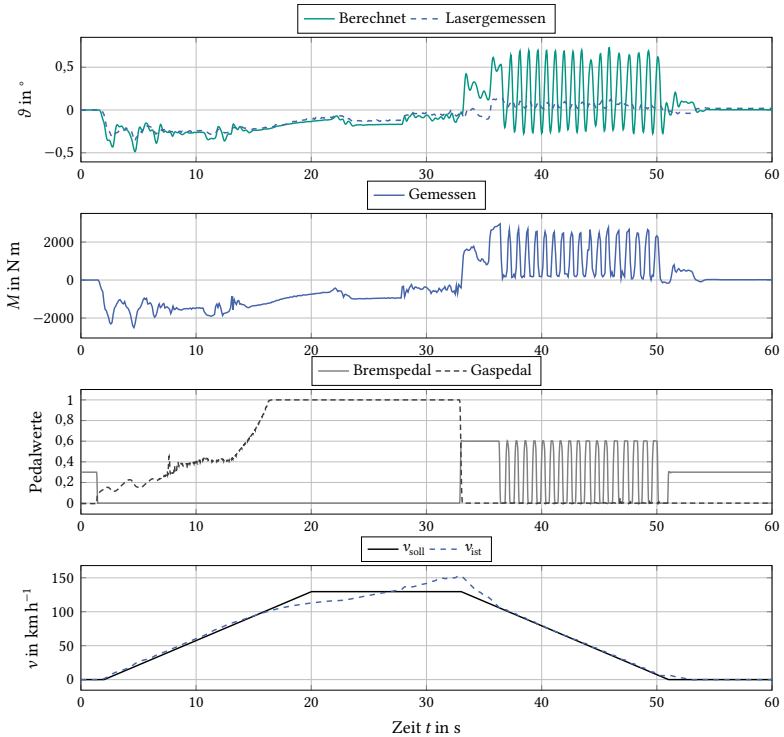
(a) Zeitreihe der Messdaten



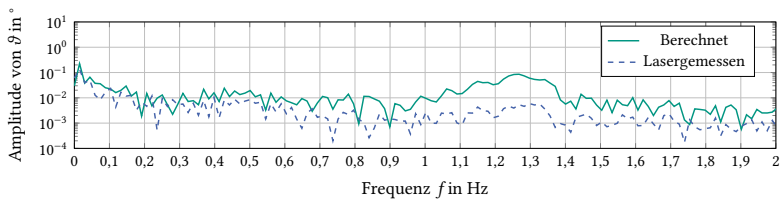
(b) FFT-Analyse der Nickwinkeldaten

Abbildung 6.11: Beschleunigungsfahrt mit 2 m/s^2 bis 100 km/h

berechneter Nickwinkel, welcher in Abb. 6.12b bei $f = 1,25 \text{ Hz}$ erkennbar ist. Der RMSE und MAE zeigen Abweichungen zwischen dem berechneten Nickmodell und dem Nickwinkel aus den Laserdaten und die vom Modell



(a) Zeitreihe der Messdaten



(b) FFT-Analyse der Nickwinkeldaten

Abbildung 6.12: Beschleunigungsfahrt mit 2 m/s^2 bis 130 km/h

berechneten Amplituden sind größer als bei den Messungen 1 und 2. Nachdem der erste Beschleunigungszyklus gefahren wurde, tritt am Prüfstand wiederholt ein Fehler in der Steuerung auf, weshalb der Prüflauf nach nur einem Beschleunigungszyklus durch die Überwachung beendet wird.

In [Kur23] wurde bereits eine weitere Validierungsmessung des Nickmodells mit erhöhten Fahrwiderständen veröffentlicht und der Bezug geschaffen zu den Nickbewegungen, die auf der Straße unter solchen Manövern auftreten würden. Auf diese Veröffentlichung wird an dieser Stelle der vorliegenden Arbeit verwiesen.

6.4 Schlussfolgerungen aus Messergebnissen

Bei der Modellierung der Aufbaubewegungen ist es sinnvoll für die einzelnen Modelle eigene Schlussfolgerungen zu ziehen, da diese sich trotz gleicher Herangehensweise in ihrer Art und Weise unterscheiden.

6.4.1 Modellierung Nickbewegung

Die Validierung des Nickmodells zeigt klar auf, dass die grundsätzliche Nickbewegung modelliert werden kann. Zudem ist der Einfluss des gemessenen Drehmoments als alleinige Eingangsgröße einerseits gut, da die Komplexität der Anwendung reduziert wird. Gleichzeitig bedeutet dies, dass schwankende Drehmomente direkt zu stark schwankenden Nickwinkeln im Modell führen, die in dieser Ausprägung am Prüfstand nicht auftreten. Besonders beim Bremsen des Fahrzeugs zeigt sich, dass das Modell kinematische Effekte der Bremskraftabstützung und die Torsion der einzelnen Lenker nicht berücksichtigt, wie in [Mat07] beschrieben. Eine Berücksichtigung der Lenkertorsion führt zu einer niedrigeren kombinierten Federrate aus Aufbaufeder und Verdrehsteifigkeit der Lenker, die summiert geringer ist als die Aufbaufeder und demnach

die Nickbewegung des realen Fahrzeugs am Prüfstand beim Bremsen reduziert. Um diesen Zusammenhang im Modell zu berücksichtigen, ist die vielversprechendste Möglichkeit eine Modellierung der Fahrwerkskinematik und der daraus resultierenden Zustände. Diese Abweichungen zwischen Modell und realer Bewegung am Prüfstand zeigen die Grenzen des Modells deutlich auf. Nachfolgende Untersuchungen mit weiteren Fahrzeugen aus verschiedenen Fahrzeugklassen können erst abschließend eine belastbare Allgemeinaussage zu dem Fehlereinfluss beim Bremsen ermöglichen. Dabei ist vor allem wichtig, die Fahrwerkskinematik der Fahrzeuge zu kennen und sie im Modell zu berücksichtigen. Damit kann geklärt werden, woher die Abweichungen zwischen Modell und Versuch kommen. Des Weiteren zeigt sich auch beim Abbremsen die einfache Dämpfermodellierung als gleichbleibender konstanter Wert der Dämpfungsferrate bei Zug und Druck die Realität nicht gut abbildet und zusätzlich zu Fehlern im Modell führt. Eine richtungsabhängige Auflösung kann zu einer Verbesserung der Modellierung der Aufbauabewegung führen. Zusammengefasst bedeutet es, dass die Modellierung für Antreiben und Konstantfahrten gute Nickwinkel berechnet, jedoch aufgrund der genannten fehlenden Fahrwerkeinflüsse den Bremsvorgang nicht korrekt abbildet und hier Optimierungspotential besteht.

6.4.2 Modellierung Wankbewegung

Die Modellierung der Wankbewegung erweist sich durch die verschiedenen Einflüsse der Fahrwerkskinematik komplexer als die Modellierung der Nickbewegung. Durch die Verwendung der beiden verschiedenen Radaufhängungen (McPherson und Doppelquerlenker) konnte gezeigt werden, dass das Modell unabhängig von der Aufhängung arbeiten kann. Jedoch ist anzumerken, dass bei von der McPherson-Aufhängung abweichenden Radaufhängungen und großen Lenkwinkeln mit Fehlern in der Berechnung des Wankwinkels zu rechnen ist. Dies zeigt die Grenzen der Modellierung klar auf. Des Weiteren sollten dynamische Lenkszenarien in einer Prüfstandsvalidierung durchgeführt werden, um die Modelgüte in dynamischen Situationen bewerten zu können. Dies wurde in dieser Arbeit nicht weiter untersucht.

7 Diskussion der Ergebnisse

Die gezeigten Ergebnisse demonstrieren, dass sich Nickbewegungen am Fahrzeugprüfstand unter realen Fahrversuchsbedingungen mittels eines einfachen analytischen Modells grundsätzlich abbilden lassen. Auf dieser Grundlage ist es möglich, den Einfluss der Nickbewegungen auf die Messgrößen des Radarsensors sowie auf die nachgelagerten Funktionen eines radarbasierten FAS zu kompensieren, wie zu Beginn der Arbeit in Kapitel 3.4 beschrieben. Die Ergebnisse zeigen, dass die Genauigkeit des analytischen Modells vom jeweiligen Fahrzustand abhängig ist und zwischen Bereichen mit hinreichender Übereinstimmung und solchen mit unzureichender Modellgüte unterschieden werden muss. Eine Nichtberücksichtigung oder eine große Differenz zwischen modellierter und realer Nickbewegung führt, wie in Kapitel 4.3 beschrieben, zu falsch interpretierten Objektinformationen. Im Worst-Case kann das zu einer Nichtdetektion (*False Negativ*) von Objekten führen und die Validierung von radarbasierten FAS am Prüfstand verfälschen.

Bei Fahrten mit konstanter Geschwindigkeit treten geringe Nickwinkel im Bereich zwischen $-0,05^\circ$ und $-0,1^\circ$ auf. Nickwinkel in dieser Größenordnung gehen in der Messungenauigkeit des Elevationswinkels heutiger Radarsensoren unter, die im Bereich von $0,1^\circ$ liegt [AUM25]. Daraus folgt, dass eine Validierung des ACC-Systems in diesen Fahrzuständen möglich ist, ohne weitere Anforderungen an die Berücksichtigung der Aufbaubewegungen am Fahrzeugprüfstand zu stellen. Bei Beschleunigungsvorgängen können die auftretenden Nickbewegungen des Fahrzeugs anhand des Nickmodells mit geringen Abweichungen berechnet werden. Die Differenz zwischen dem auftretenden und dem berechneten Nickwinkel liegt bei einer gleichmäßigen Beschleunigung ebenfalls innerhalb der Messungenauigkeit heutiger Radarsensoren. Tritt jedoch ein spontaner Lastwechsel auf, wie er in den Messungen

zu sehen ist, dann steigt die Abweichung über die Messungenauigkeit des Radarsensors auf mehr als $0,1^\circ$. Das bedeutet, dass die Kompensation der Nickbewegung für diese Fahrzustände fehlerhaft ist und im Sichtfeld des Radarsensors fehlerhafte Verschiebungen von Objekten erzeugt werden. Verzögerungsvorgänge können durch das Nickmodell nicht ausreichend genau dargestellt werden, wodurch für diese Fahrsituationen erhöhte Nickwinkel berechnet werden. Dies führt zu einer fehlerhaften Überkompensation der Nickbewegung und damit zu einer signifikanten Verschiebung der Objektposition im Sichtfeld des Radarsensors. Hierbei ist der Fehler zwischen gemessenem und berechnetem Nickwinkel zu betrachten, siehe Tabelle 7.1. Hier zeigt sich, dass bei gleichmäßigen Bremsvorgängen die Abweichungen etwas über der Messungenauigkeit liegen. Spontane Schwankungen während des Bremsvorgangs werden deutlich zu groß berechnet und führen zu einer Überkompensation des auftretenden Nickwinkels, die über den Messungenauigkeiten der heutigen Radarsensoren liegt. Dadurch werden vorausfahrende Objekte an falsche Positionen verschoben, die vom Radarsensor detektierbar sind. Dies beeinflusst die durch den Radarsensor ermittelten Messgrößen und kann zu systematischen Messabweichungen und in den nachgelagerten Funktionen des FAS zu Fehlern führen.

Das Wankmodell hat in der simulativen Validierung gezeigt, dass bei verschiedenen Radaufhängungen Fehler entstehen, die ebenfalls einen Einfluss auf die Messgrößen des Radarsensors haben können. Bei großen Lenkwinkeln konnte dieser Effekt demonstriert werden und zeigt die Grenzen des Modells auf. Dennoch ist zu bedenken, dass große Lenkwinkel bei der Validierung von FAS nur bei Parkiersituationen und geringen Geschwindigkeiten erreicht werden.

Tabelle 7.1: Mittlere Nickwinkel beim Bremsen aus den Messungen im Vergleich zu den berechneten Nickwinkeln

Messung	Zeitpunkt	$\vartheta_{\text{gemessen}}$	$\vartheta_{\text{berechnet}}$	$\Delta\vartheta$
1	57–75 s	$\varnothing 0,0573^\circ$	$\varnothing 0,1953^\circ$	$0,1420^\circ$
	68,7 s	$0,0176^\circ$	$0,5764^\circ$	$0,5588^\circ$
2	85–99 s	$\varnothing 0,0879^\circ$	$\varnothing 0,1943^\circ$	$0,1064^\circ$
	98,1 s	$0,0854^\circ$	$0,5908^\circ$	$0,5054^\circ$
3	33–51 s	$\varnothing 0,0429^\circ$	$\varnothing 0,2119^\circ$	$0,1690^\circ$
	34,5 s	$0,0857^\circ$	$0,7341^\circ$	$0,6484^\circ$

Eine wesentliche Einschränkung des vorgestellten Ansatzes liegt in der Genauigkeit des verwendeten Nickmodells. Da das Modell vereinfachende Annahmen trifft und insbesondere Dämpfereffekte, sowie Effekte aus der Kinetik nur eingeschränkt berücksichtigt werden, ist von einer Modellunsicherheit auszugehen. Zusätzlich entstehen Unsicherheiten durch die begrenzte Reproduzierbarkeit realer Fahrzustände am Prüfstand sowie durch den Einfluss des Radarzielsimulators. Die resultierende Gesamtgenauigkeit der Validierung hängt somit von der Überlagerung dieser Fehlerquellen ab. Um eine abschließende Bewertung der Nutzbarkeit des Modells am Prüfstand abzugeben, müssen die aktuellen Radarsensoren und deren technischen Spezifikationen analysiert werden. Dabei ist auf die Größe der Winkelsegmente in der Elevation zu achten, die bei [AUM25] mit $2,3^\circ$ angegeben werden. Die Winkelsegmente sind größer als die Fehler des Modells und es ist zu erwarten, dass die Fehler geringen bis keinen Einfluss auf die Validierung von radarbasierten FAS haben werden. Werden zukünftig genauere Radarsensoren mit einem Winkelsegment von $0,9^\circ$ [Arb26] verbreitet eingesetzt, so reicht dieses Modell nicht mehr aus, um bei dynamischen Manövern ausreichende Genauigkeit für die Kompensation der Aufbaubewegungen zu garantieren.

Des Weiteren wird in der Modellierung von einem ungefesselten Fahrzeug ausgegangen. Eine Fesselung des Fahrzeugs, wie bei den meisten Prüfständen eingesetzt, verringert die Aufbaubewegungen und kann über das Nickmodell bisher nicht abgebildet werden, was eine Übertragbarkeit auf andere Prüfstandstypen und Anwendungsfelder erschwert.

Für eine vollständige Validierung unter realitätsnahen dynamischen Fahrbedingungen sind jedoch eine Erweiterung des Nickmodells um kinematische Effekte und realistischere Dämpfermodelle erforderlich. Unter Berücksichtigung der bisher diskutierten Punkte, sollte der in Kapitel 3.4 angesprochene Lösungsweg der physischen Darstellung der Aufbaubewegung wie in bewegter Fahrt auf der Straße mittels Aktuatoren geprüft werden. Daraus ergeben sich neue Rahmenbedingungen für den Fahrzeugprüfstand, das Fahrzeug aktiv zu bewegen. Damit ließe sich entweder eine Gegenbewegung zur auftretenden Nickbewegung realisieren oder das Fahrzeug in die gleiche Position wie in der Fahrdynamiksimulation bringen. Bei diesem Ansatz ist vor allem

darauf zu achten, dass die Position des Fahrzeugs innerhalb der relevanten Echtzeitanforderungen in die korrekte Position gebracht wird, da es sonst zu systematischen Fehlern bei der Validierung von FAS kommen kann.

8 Zusammenfassung und Ausblick

In diesem Kapitel werden die wichtigsten Erkenntnisse dieser Arbeit zusammengefasst und darauf basierend ein Ausblick auf neu entstandene Forschungsthemen gegeben.

8.1 Zusammenfassung

Im Rahmen der vorliegenden Arbeit wurden Untersuchungen zur Validierung von radarbasierten Fahrerassistenzsystemen an Fahrzeugprüfständen durchgeführt. Diese umfassten eine Analyse der technischen Voraussetzungen für eine Validierung am Prüfstand und Methoden, um auftretende Einflüsse wie Nicken und Wanken des Fahrzeugs zu berücksichtigen. Es konnten folgende Ergebnisse erarbeitet werden:

Es wurden die Rahmenbedingungen untersucht, die für ein Prüfstandsystem gegeben sein müssen, damit eine Validierung von radarbasierten Fahrerassistenzsystemen am Fahrzeugprüfstand möglich ist. Hierbei wurde der Spannungsbereich zwischen Echtzeitfähigkeit und der Genauigkeit der Sensormodellierung in Abhängigkeit der Art der Sensorstimulation erläutert. Es konnte herausgearbeitet werden, dass abhängig vom Testfall und der damit verbunden Stimulationsart, ein möglichst realistisches Sensormodell verwendet werden kann, welches gleichzeitig die Echtzeitbedingungen des verwendeten Echtzeitsystems am Prüfstand erfüllen muss. Ebenso wurde die Genauigkeit der Darstellung von Objekten bei der Radarzielsimulation eingegangen und erläutert, welche Varianten es dafür gibt.

Als weitere zu berücksichtigende Rahmenbedingung wurde auf die Interaktion zwischen dem Fahrzeug am Prüfstand und dessen mechanischen

Bewegungen während Testszenarien eingegangen. Es wurde gezeigt, welche Auswirkungen eine Nichtberücksichtigung der Aufbaubewegung des Fahrzeugs für die Validierung von FAS mittels OTA-Radarstimulation hat. Bei der Nickbewegung ergibt sich immer eine vertikale Verschiebung der Objekte im FoV des Radars. Hingegen ist bei der Wankbewegung die Position des Objektes im FoV entscheidend, da es entweder gedreht oder aber verschoben und gedreht wird.

Des Weiteren wurde in der vorliegenden Arbeit grundlegend analysiert, inwieweit sich die Ursachen für die Fahrzeugaufbaubewegungen zwischen Prüfstand und Straße unterscheiden und mechanisch hergeleitet. Darauf aufbauend wurden zwei Methoden zur Berücksichtigung der Fahrzeugaufbaubewegungen mittels Lagrange-Modelle für die Nick- und die Wankbewegung hergeleitet und deren Verwendbarkeit für die Kompensation der am Prüfstand auftretenden Aufbaubewegungen untersucht. Ein wesentlicher Vorteil dieser Modelle liegt in der einfachen Anwendbarkeit, da für die notwendigen Eingangsparameter keine weitere Messtechnik am Prüfstand verbaut sein muss und sie damit universell einsetzbar ist. Diese Modelle wurden zuerst in der Simulation validiert und anschließend das Nickmodell durch eine Messung am Prüfstand in der Anwendbarkeit validiert. Es hat sich gezeigt, dass Konstantfahrten und Beschleunigungsvorgänge genau genug modelliert werden können, um für die Validierung von radarbasierten FAS eingesetzt werden zu können. Bremsvorgänge und dynamische Laständerungen sind mit dem aktuellen Modell nicht ausreichend genau darstellbar. Dies wurde abschließend diskutiert und mögliche Alternativen aufgezeigt.

8.2 Ausblick

Aus den bereits erläuterten Ergebnissen zu den Unterfragen der in Kapitel 1.2 gestellten Forschungsfrage, ergeben sich darauf aufbauende Fragestellungen und Forschungspotentiale. Das aufgezeigt Spannungsdreieck aus Echtzeitfähigkeit, Sensormodell und Art der Sensorstimulation sind in der vorliegenden

Arbeit in den Grundzügen analysiert worden. Daraus lassen sich konkrete Folgearbeiten ableiten

- Um besser beruteilen zu können, in welchem Stadium des V-Modells welche spezifische Hardware für die Validierung benötigt wird, sollten weitere quantitative Analysen durchgeführt werden. Dies ist für einen Regelbetrieb in der Industrie relevant zu wissen, da Aufwandsabschätzungen mit Blick auf dieses Spannungsfeld bisher noch nicht vorliegen.
- Eine weitere Lösung des Spannungsfelds könnte eine Anpassung der Sensorsimulation an die Taktfrequenzen der Radarsensoren sein, sodass nicht zu jedem Simulationsschritt eine vollständige Berechnung durchgeführt werden muss. So könnte im Sensortakt von 50 ms ein vollständiges Umgebungsbild berechnet wird und wäre eine Lösung den hardwareintensiven Berechnungen von physikalischen Sensormodellen zu begegnen.

Die in der vorliegenden Arbeit hergeleiteten Modelle zur Beschreibung der Aufbaubewegungen konnten die Bewegungen am Prüfstand wiedergeben. Bei beiden Modellen wurden einige Annahmen zur Vereinfachung der Systeme getroffen und es gibt Optimierungspotential, um die Qualität der Modelle weiter zu steigern.

- In beiden Modellen kann eine detailliertere Modellierung der Dämpferkonstanten in Form einer Dämpferkonstante für Zug- und Druckstufe in der Herleitung berücksichtigt werden. Das führt zu einer Richtungsabhängigkeit des Dämpfer von den generalisierten Koordinaten und die Bewegungsgleichungen werden komplexer.
- Die Validierungsmessung des Nickmodells haben gezeigt, dass der Nickwinkel bei Bremsvorgängen nicht genau genug berechnet wird. Hierfür sollte eine Erweiterung des Modells durch eine in Reihe geschaltete Feder zu der existierenden Feder-Dämpfereinheit an jeder Achse vorgenommen werden. Die in Reihe geschaltete Feder stellt die Torsionsteifigkeit der Lenker dar, die vor allem beim Bremsen zum Tragen kommen. Das verringert die Gesamtsteifigkeit des Systems

und kann das Bremsnicken besser darstellen. Dies sollte durch ein validiertes MKS-Modell erfolgen, sodass eine genaue Darstellung möglich ist. Dabei sollte auf eine Übertragbarkeit auf andere Fahrzeuge und Fahrzeugtypen geachtet werden, um eine universelle Anwendung zu ermöglichen. Die genannten Modellerweiterungen ermöglichen eine Anwendung des Nickmodells auch bei zukünftigen Radarsensoren mit erhöhter Genauigkeit und Auflösung.

- Eine Berücksichtigung einer Fesselung des Fahrzeugs in den Modellen erhöht die praktische Anwendung beim Validieren von FAS am Fahrzeugprüfstand.

Für eine weitere Verwendung des Wankmodells im realen Einsatz sollte es zukünftig durch eine Messung mit genauen Kenntnissen der Kinematik des Fahrzeugsfahrwerks am Prüfstand validiert werden.

In dieser Arbeit wurden die Modelle für Nicken und Wanken getrennt voneinander hergeleitet. Ein kombiniertes Modell aus Nick- und Wankbewegung bietet die Möglichkeiten ein umfangreiches Modell zu nutzen, sodass ein Modell mit drei Freiheitsgraden und drei generalisierten Koordinaten ϑ , φ , z entsteht. Dies fördert eine universellere Anwendbarkeit in der Praxis. Eine weitere Verwendbarkeit der Modelle für die Aufbaubewegungen ist auch im Kontext der Fahrbarkeitsanalyse denkbar und gibt eine weitere Methode an die Hand, wie man das Fahrzeug am Prüfstand beschreiben und in die reale Umgebung übersetzen kann.

Alternativ zur Kompensation der Aufbaubewegungen durch Modelle sollte die physische Aktuation des Fahrzeugs am Prüfstand und den damit einhergehenden Rahmenbedingungen untersucht werden, wie es bereits in Kapitel 7 andiskutiert wurde.

Literatur

- [Aba23] ABADPOUR, S.: „Modeling backscattering behavior of vulnerable road users based on high-resolution radar measurements“. Diss. KIT Scientific Publishing, 2023 (siehe S. 44).
- [Ada14] ADAMSKI, D.: Simulation in der Fahrwerktechnik: Einführung in die Erstellung von Komponenten- und Gesamtfahrzeugmodellen. ATZ / MTZ-Fachbuch. Wiesbaden: Springer Vieweg, 2014 (siehe S. 35, 38).
- [Ahl20] AHLERT, A.: Ein modellbasiertes Regelungskonzept für einen Gesamtfahrzeug-Dynamikprüfstand. Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH, 2020 (siehe S. 31, 34, 36, 38, 39).
- [Ahn20] AHN, N.; HÖFER, A.; HERRMANN, M. und DONN, C.: „Echtzeitfähige Simulation von physikalischen Multi-Sensor-Setups“. In: *ATZelektronik* 15.6 (Juni 2020), S. 16–21. DOI: [10.1007/s35658-020-0205-3](https://doi.org/10.1007/s35658-020-0205-3) (siehe S. 43, 44).
- [AKE25] AKE TECHNOLOGIES: Fahrzeugprüfstand / Fahrzeugshaker. 2025. URL: <https://ake-technologies.de/produkte/squeak-and-rattle/pr%C3%BCfstand-fahrzeugshaker> (besucht am 11. 04. 2025) (siehe S. 34).
- [Alb07] ALBERMANI, F.; DANIEL, B.; GRIFFITHS, J. R.; HARGREAVES, D.; MCAREE, R.; MEEHAN, P.; TAN, A. und VEIDT, M., Hrsg.: Proceedings of the 5th Australasian Congress on Applied Mechanics: 10-12 December 2007, Brisbane, Australia. Brisbane, Qld.: Engineers Australia, 2007 (siehe S. 38).
- [Amm97] AMMON, D.: Modellbildung und Systementwicklung in der Fahrzeugdynamik: Zugl.: Karlsruhe, Univ., Habil.-Schr., 1996. Bd. 73.

Leitfäden der angewandten Mathematik und Mechanik. Stuttgart: Teubner, 1997 (siehe S. 38).

- [Arb26] ARBE ROBOTICS: The Building Blocks of the Best Radar Image Quality. 2026. URL: https://arberobotics.com/wp-content/uploads/2026/03/CES_radar-development_2026.pdf (besucht am 14. 04. 2026) (siehe S. 113).
- [AUM25] AUMOVIO ENGINEERING SOLUTIONS: ARS 548 RDI 3D/4Dlong range radar sensor. 2025. URL: https://engineering-solutions.aumovio.com/wp-content/uploads/2025/10/FS_ARS-548-RDI_EN.pdf (besucht am 14. 04. 2026) (siehe S. 9, 111, 113).
- [Ben04] BENAROYA, H.: Mechanical Vibration. Boca Raton: CRC Press, 2004. DOI: [10.1201/9781420056143](https://doi.org/10.1201/9781420056143) (siehe S. 35, 38).
- [Ber14] BERG, G.: „Das Vehicle in the Loop: Ein Werkzeug für die Entwicklung und Evaluation von sicherheitskritischen Fahrerassistenzsystemen“. Diss. München: Universität der Bundeswehr München, 2014 (siehe S. 37).
- [Boc07] BOCK, T.; MAURER, M. und FARBER, G.: „Validation of the Vehicle in the Loop (VIL); A milestone for the simulation of driver assistance systems“. In: *IEEE Intelligent Vehicles Symposium*. 2007, S. 612–617. DOI: [10.1109/IVS.2007.4290183](https://doi.org/10.1109/IVS.2007.4290183) (siehe S. 8, 29, 36).
- [Boc08] BOCK, T.; MAURER, M.; MEEL, F. und MÜLLER, T.: „Vehicle in the Loop: Ein innovativer Ansatz zur Kopplung virtueller mit realer Erprobung“. In: *ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift* 110.1 (2008), S. 10–16. DOI: [10.1007/BF03221943](https://doi.org/10.1007/BF03221943) (siehe S. 8, 29, 36).
- [BRD22] BRD: Verordnung zur Genehmigung und zum Betrieb von Kraftfahrzeugen mit autonomer Fahrfunktion in festgelegten Betriebsbereichen (Autonome-Fahrzeuge-Genehmigungs- und Betriebs-Verordnung – AFGBV). 2022. URL: <https://www.gesetze-im-internet.de/afgbv/BJNR098610022.html> (besucht am 18. 12. 2024) (siehe S. 25).

- [Bre15] BREUER, S. und ROHRBACH-KERL, A.: Fahrzeugdynamik: Mechanik des bewegten Fahrzeugs. ATZ / MTZ-Fachbuch. Wiesbaden: Springer Vieweg, 2015. DOI: [10.1007/978-3-658-09475-1](https://doi.org/10.1007/978-3-658-09475-1) (siehe S. 35, 38).
- [Cao11] CAO, D.; SONG, X. und AHMADIAN, M.: „Editors’ perspectives: road vehicle suspension design, dynamics, and control“. In: *Vehicle System Dynamics* 49.1-2 (2011), S. 3–28. DOI: [10.1080/00423114.2010.532223](https://doi.org/10.1080/00423114.2010.532223) (siehe S. 35, 38).
- [Cao18] CAO, P.: „Modeling Active Perception Sensors for Real-Time Virtual Validation of Automated Driving Systems“. Diss. Darmstadt: Technische Universität Darmstadt, 2018 (siehe S. 44).
- [car22] CARWALE: Left Side View. 2022. URL: <https://www.carwale.com/porsche-cars/cayenne/images/cayenne-left-side-view-298011/> (besucht am 16. 01. 2026) (siehe S. 59, 63).
- [Che24] CHENG, J.; WANG, Z.; ZHAO, X.; XU, Z.; DING, M. und TAKEDA, K.: „A Survey on Testbench-Based Vehicle-in-the-Loop Simulation Testing for Autonomous Vehicles: Architecture, Principle, and Equipment“. In: *Advanced Intelligent Systems* 6 (2024), S. 2300778. DOI: [10.1002/aisy.202300778](https://doi.org/10.1002/aisy.202300778) (siehe S. 37).
- [Die21] DIEWALD, A.; ANTES, T.; NUSS, B.; PAULI, M. und ZWICK, T.: „Range Doppler Migration Synthesis for Realistic Radar Target Simulation“. In: *2021 IEEE Topical Conference on Wireless Sensors and Sensor Networks (WiSNeT)*. San Diego, CA, USA: IEEE, Jan. 2021, S. 56–58. DOI: [10.1109/WiSNeT51848.2021.9413781](https://doi.org/10.1109/WiSNeT51848.2021.9413781) (siehe S. 14).
- [Die23] DIEWALD, A.: „High-Precision Automotive Radar Target Simulation“. Diss. Karlsruhe Institute of Technology, 2023 (siehe S. 9–23, 39, 49).
- [DIN11] DIN ISO 8855:2011: Straßenfahrzeuge – Fahrzeugdynamik und Fahrverhalten – Begriffe. 2011 (siehe S. 23, 24).

- [Don02] DONISELLI, C.; GOBBI, M. und MASTINU, G.: „Measuring the inertia tensor of vehicles“. In: *Vehicle System Dynamics* 37 (2002), S. 301–313. DOI: [10.1080/00423114.2002.11666241](https://doi.org/10.1080/00423114.2002.11666241) (siehe S. 74).
- [Don22] DONA, R. und CIUFFO, B.: „Virtual Testing of Automated Driving Systems. A Survey on Validation Methods“. In: *IEEE Access* 10 (2022), S. 24349–24367. DOI: [10.1109/ACCESS.2022.3153722](https://doi.org/10.1109/ACCESS.2022.3153722) (siehe S. 37).
- [dSP25] dSPACE GROUP SE Co. KG: Probabilistische Sensormodelle für ADAS/AD-Simulationen. 2025. URL: https://www.dspace.com/de/gmb/home/products/systems/simulationmodels/simulation_models_use_cases/probabilisticsensormodels.cfm (besucht am 27. 04. 2026) (siehe S. 44).
- [Düs22] DÜSER, T.: „System und Verfahren zum Testen eines Fahrerassistenzsystems eines Kraftfahrzeugs“. EP4107659A1. Dez. 2022 (siehe S. 33, 37).
- [Ebn21] EBNER, T.; RUTZ, J. und ECKER, J.: „Verfahren zur Beurteilung der Fahrbarkeit von Fahrzeugen“. AT522741A1. Jan. 2021 (siehe S. 34, 38).
- [ECE21] ECE/TRANS/WP.29/2020/81: N-Regelung Nr. 157 — Einheitliche Bedingungen für die Genehmigung von Fahrzeugen hinsichtlich des automatischen Spurhalteassistenzsystems (ALKS). Deutsch. 2021. URL: <https://op.europa.eu/de/publication-detail/-/publication/36fd3041-807a-11eb-9ac9-01aa75ed71a1> (besucht am 01. 10. 2026) (siehe S. 26).
- [ECE23] ECE/TRANS/WP.29/2023/44: New Assessment/Test Method for Automated Driving (NATM) Guidelines for Validating Automated Driving System (ADS). Englisch. 2023. URL: <https://unece.org/sites/default/files/2023-04/ECE-TRANS-WP.29-2023-44e.pdf> (besucht am 03. 04. 2024) (siehe S. 26, 30).
- [Eng19] ENGELBERT, A. und MIRWANI, R.: „Vehicle-in-the-Loop mit Sensorfusionstest für effiziente ADAS- und AD-Prüfungen“. In: *ATZ Elektronik (ATZelektronik)* 14.12 (2019), S. 86–91. DOI: [10.1007/s35658-019-0128-z](https://doi.org/10.1007/s35658-019-0128-z) (siehe S. 37).

- [Eri07] ERIC TSENG, H.; XU, L. und HROVAT, D.: „Estimation of land vehicle roll and pitch angles“. In: *Vehicle System Dynamics* 45.5 (2007), S. 433–443. DOI: [10.1080/00423110601169713](https://doi.org/10.1080/00423110601169713) (siehe S. 35, 38).
- [Ers17] ERSOY, M. und GIES, S.: Fahrwerkhandbuch: Grundlagen - Fahrdynamik - Fahrverhalten- Komponenten - Elektronische Systeme - Fahrerassistenz - Autonomes Fahren- Perspektiven. ATZ / MTZ-Fachbuch. Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden, 2017 (siehe S. 38, 54, 58–60, 62, 77, 82).
- [EU22] EU: DURCHFÜHRUNGSVERORDNUNG (EU) 2022/1426 DER KOMMISSION vom 5. August 2022 mit detaillierten Regelungen zur Durchführung der Verordnung (EU) 2019/2144 des Europäischen Parlaments und des Rates im Hinblick auf die einheitlichen Verfahren und technischen Spezifikationen für die Typgenehmigung des automatisierten Fahrsystems (ADS) vollautomatisierter Fahrzeuge. Aug. 2022. URL: https://eur-lex.europa.eu/legal-content/DE/TXT/?uri=CELEX:32022R1426#anx_III (besucht am 18. 12. 2024) (siehe S. 26).
- [Eur25] EURONCAP: Meet the Dummies. 2025. URL: <https://www.euroncap.com/en/car-safety/meet-the-dummies/> (besucht am 15. 05. 2025) (siehe S. 8, 29).
- [Fac25] FACHHOCHSCHULE SÜDWESTFALEN: Reifengekoppelter Straßensimulator, 4-Stempel-Fahrzeugprüfstand. 2025. URL: https://www.fh-swf.de/de/forschung___transfer_4/labore_3/labs/4_stempel_anlage/index.php (besucht am 11. 04. 2025) (siehe S. 34).
- [Fay17] FAYAZI, S. A. und VAHIDI, A.: „Vehicle-in-the-loop (VIL) verification of a smart city intersection control scheme for autonomous vehicles“. In: *2017 IEEE Conference on Control Technology and Applications (CCTA)*. IEEE, 2017, S. 1575–1580. DOI: [10.1109/CCTA.2017.8062681](https://doi.org/10.1109/CCTA.2017.8062681) (siehe S. 8, 29, 36).

- [Fay19] FAYAZI, S. A.; VAHIDI, A. und LUCKOW, A.: „A Vehicle-in-the-Loop (VIL) verification of an all-autonomous intersection control scheme“. In: *Transportation Research Part C: Emerging Technologies* 107 (2019), S. 193–210. DOI: [10.1016/j.trc.2019.07.027](https://doi.org/10.1016/j.trc.2019.07.027) (siehe S. 8, 29, 36).
- [För19] FÖRSTER, M.; HETTEL, R.; SCHYR, C. und PFEFFER, P.E.: „Lateral dynamics on the vehicle test bed – a steering force module as a validation tool for autonomous driving functions“. In: *9th International Munich Chassis Symposium 2018*. Hrsg. von PFEFFER, Peter. Springer Fachmedien Wiesbaden, 2019, S. 163–175. DOI: [10.1007/978-3-658-22050-1_14](https://doi.org/10.1007/978-3-658-22050-1_14) (siehe S. 31, 37).
- [Frö19] FRÖMMIG, L.: Grundkurs Rennwagentechnik. Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden, 2019. DOI: [10.1007/978-3-658-25044-7](https://doi.org/10.1007/978-3-658-25044-7) (siehe S. 35, 38, 74).
- [Gal14] GALKO, C.; ROSSI, R. und SAVATIER, X.: „Vehicle-Hardware-In-The-Loop system for ADAS prototyping and validation“. In: *2014 International Conference on Embedded*. 2014, S. 329–334. DOI: [10.1109/SAMOS.2014.6893229](https://doi.org/10.1109/SAMOS.2014.6893229) (siehe S. 31, 37).
- [Gel17] GELBAL, S.Y.; TAMILARASAN, S.; CANTAS, M.R.; GUVENC, L. und AKSUN-GUVENC, B.: „A connected and autonomous vehicle hardware-in-the-loop simulator for developing automated driving algorithms“. In: *2017 IEEE International Conference on Systems, Man, and Cybernetics (SMC)*. IEEE, 2017, S. 3397–3402. DOI: [10.1109/SMC.2017.8123155](https://doi.org/10.1109/SMC.2017.8123155) (siehe S. 37).
- [Gie06] GIETELINK, O.; PLOEG, J.; SCHUTTER, B. und VERHAEGEN, M.: „Development of advanced driver assistance systems with vehicle hardware-in-the-loop simulations“. In: *Vehicle System Dynamics* 44.7 (2006), S. 569–590. DOI: [10.1080/00423110600563338](https://doi.org/10.1080/00423110600563338) (siehe S. 31, 37).
- [Gie20] GIEBLER, M.; RAUTENBERG, P. und GAUTERIN, F.: „Consumption-relevant load simulation during cornering at the vehicle test bench VEL“. In: *20. Internationales Stuttgarter Symposium*. Hrsg. von BARGENDE, Michael; REUSS, Hans-Christian und WAGNER,

- Andreas. Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden, 2020, S. 159–172. DOI: [10.1007/978-3-658-30995-4_19](https://doi.org/10.1007/978-3-658-30995-4_19) (siehe S. 32).
- [Gla07] GLASSNER, A.S., Hrsg.: An introduction to ray tracing. Transferred to digital print. San Francisco, Calif: Morgan Kaufmann, 2007 (siehe S. 44).
- [Gow18] GOWDU, S.B.J.; ASGHAR, M. E.; STEPHAN, R.; HEIN, M. A.; NAGEL, J. und BAUMGARTNER, F.: „System architecture for installed-performance testing of automotive radars over-the-air“. In: *2018 IEEE MTT-S International Conference on Microwaves for Intelligent Mobility (ICMIM)*. IEEE, 2018, S. 1–4. DOI: [10.1109/ICMIM.2018.8443490](https://doi.org/10.1109/ICMIM.2018.8443490) (siehe S. 33, 37, 39).
- [Gru17] GRUBER, A.; GADRINGER, M.; SCHREIBER, H.; AMSCHL, D.; BOSCH, W.; METZNER, S. und PFLUGL, H.: „Highly scalable radar target simulator for autonomous driving test beds“. In: *2017 European Radar Conference (EURAD)*. IEEE, 2017, S. 147–150. DOI: [10.23919/EURAD.2017.8249168](https://doi.org/10.23919/EURAD.2017.8249168) (siehe S. 37).
- [Gry22] GRYSKA, H.; DÜSER, T. und HETTEL, R.: „Validierung radar-basierter ADAS-/AD-Funktionen auf Vehicle-in-the-Loop-Prüfständen“. In: *ATZe Elektronik* 17.6 (2022), S. 26–30. DOI: [10.1007/s35658-022-0760-x](https://doi.org/10.1007/s35658-022-0760-x). URL: <https://link.springer.com/10.1007/s35658-022-0760-x> (siehe S. 33, 37).
- [Guo22] GUO, Z.; WU, W. und YUAN, S.: „Longitudinal-vertical dynamics of wheeled vehicle under off-road conditions“. In: *Vehicle System Dynamics* 60.2 (2022), S. 470–490. DOI: [10.1080/00423114.2020.1823003](https://doi.org/10.1080/00423114.2020.1823003) (siehe S. 35, 38).
- [Gup25] GUPTA, S.; VARGA, I.; HEIN, M. und DALLMANN, T.: „Modelling of Rain Clutter Based on Empirical Data for Automotive Radar Validation“. In: *2025 19th European Conference on Antennas and Propagation (EuCAP)*. 2025, S. 1–5. DOI: [10.23919/EuCAP63536.2025.10999978](https://doi.org/10.23919/EuCAP63536.2025.10999978) (siehe S. 44).

- [Hag19] HAGER, B. und ALLEN, J.: „Raw Data Injection and Failure Testing of Camera, Radar, and Lidar for Highly Automated Systems“. In: *SAE Technical Paper 2019-01-1378* (2019), S. 2019–01–1378. DOI: [10.4271/2019-01-1378](https://doi.org/10.4271/2019-01-1378) (siehe S. 46).
- [Hak15] HAKULI, S.; LOTZ, F. und SINGER, C.: Handbuch Fahrerassistenzsysteme: Grundlagen, Komponenten und Systeme für aktive Sicherheit und Komfort. 3., überarb. und erg. Aufl. ATZ/MTZ-Fachbuch. Wiesbaden: Springer Vieweg, 2015. 1216 S. DOI: [10.1007/978-3-658-05734-3](https://doi.org/10.1007/978-3-658-05734-3) (siehe S. 8, 28).
- [He12] HE, Z. und JI, X.: „Nonlinear robust control of integrated vehicle dynamics“. In: *Vehicle System Dynamics* 50.2 (2012), S. 247–280. DOI: [10.1080/00423114.2011.578217](https://doi.org/10.1080/00423114.2011.578217) (siehe S. 38).
- [Hei11] HEIßING, B.: Fahrwerkhandbuch: Grundlagen, Fahrdynamik, Komponenten, Systeme, Mechatronik, Perspektiven. 3., überarbeitete und erweiterte Auflage. Praxis ATZ/MTZ-Fachbuch. Wiesbaden: Vieweg+Teubner Verlag / Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH Wiesbaden, 2011. DOI: [10.1007/978-3-8348-8168-7](https://doi.org/10.1007/978-3-8348-8168-7) (siehe S. 38).
- [Hib21] HIBBELER, R.: „Technische Mechanik. 3: Dynamik“. In: 14., aktualisierte Auflage. Alwys learning. München: Pearson Studium, 2021 (siehe S. 68).
- [Hua16] HUANG, W.; WANG, K.; LV, Y. und ZHU, F.: „Autonomous vehicles testing methods review“. In: *2016 IEEE 19th International Conference on Intelligent Transportation Systems (ITSC)*. IEEE, 2016, S. 163–168. DOI: [10.1109/ITSC.2016.7795548](https://doi.org/10.1109/ITSC.2016.7795548) (siehe S. 37).
- [Hwa07] HWANG, J.S.; KIM, S.R. und HAN, S.Y.: „Kinematic design of a double wishbone type front suspension mechanism using multi-objective optimization“. In: *Proceedings of the 5th Australasian Congress on Applied Mechanics*. Hrsg. von ALBERMANI, Faris; DANIEL, Bill; GRIFFITHS, J. R.; HARGREAVES, Doug; MCAREE, Ross; MEEHAN, Paul; TAN, Andy und VEIDT, Martin. Brisbane, Qld.: Engineers Australia, 2007, S. 788–793 (siehe S. 38).

- [IPG24] IPG AUTOMOTIVE GMBH: Reference Manual IPG CarMaker. 2024 (siehe S. 81).
- [ISO18] ISO: 26262:2022 - Straßenfahrzeuge - Sicherheit der beabsichtigten Funktionalität. Dez. 2018 (siehe S. 26).
- [ISO22] ISO: 21448:2022 - Road Vehicles — Test scenarios for automated driving systems — Specification for operational design domain. Juni 2022 (siehe S. 27).
- [Jaz14] JAZAR, R. N.: Vehicle Dynamics: Theory and Application. 2nd ed. 2014. Springer eBook Collection Engineering. New York, NY: Springer, 2014. DOI: [10.1007/978-1-4614-8544-5](https://doi.org/10.1007/978-1-4614-8544-5) (siehe S. 39, 66).
- [Jaz17] JAZAR, R. N.: Vehicle Dynamics: Theory and Application. 3rd ed. 2017. Springer eBook Collection Engineering. Cham: Springer, 2017. DOI: [10.1007/978-3-319-53441-1](https://doi.org/10.1007/978-3-319-53441-1) (siehe S. 36, 39, 66).
- [Jia18] JIA, J.; LI, B. und LI, X.: „Research on the Radiated Immunity Test Methods of ADAS Functions in Intelligent Vehicles“. In: SAE Technical Paper Series. SAE International400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA, United States, Jan. 2018. DOI: [10.4271/2018-01-1636](https://doi.org/10.4271/2018-01-1636) (siehe S. 32, 37, 48).
- [Kal16] KALRA, N. und PADDOCK, S.: „Driving to Safety: How Many Miles of Driving Would It Take to Demonstrate Autonomous Vehicle Reliability?“ In: *Transportation Research Part A: Policy and Practice* 94 (2016), S. 182–193. DOI: [10.1016/j.tra.2016.09.010](https://doi.org/10.1016/j.tra.2016.09.010) (siehe S. 28).
- [Kan17] KANG, J.; LEE, J. und BAE, D.: „A chassis-based kinematic formulation for flexible multi-body vehicle dynamics“. In: *Mechanics Based Design of Structures and Machines* 45.1 (2017), S. 12–24. DOI: [10.1080/15397734.2015.1126693](https://doi.org/10.1080/15397734.2015.1126693) (siehe S. 35, 38).
- [Key25] KEYSIGHT TECHNOLOGIES: AD1012A Radar Scene Emulator. 2025. URL: <https://www.keysight.com/de/de/product/AD1012A/radar-scene-emulator.html> (besucht am 02. 04. 2025) (siehe S. 3).
- [Kue20] KUEHNLE, G. und SCHOOR, M.: „Chirp sequence radar undersampled multiple times“. Englisch. US10545227B2. 2020 (siehe S. 9).

- [Kur23] KURZ, C.; STANGENBERG, L. und GAUTERIN, F.: „A Generic Approach to Modeling Vehicle Pitch Dynamics on a Vehicle Test Bench“. In: *IEEE Open Journal of Vehicular Technology* 4 (2023), S. 739–748. DOI: [10.1109/OJVT.2023.3315317](https://doi.org/10.1109/OJVT.2023.3315317) (siehe S. 53, 58–60, 63–72, 108).
- [Len22] LENZO, B.: *Vehicle Dynamics*. Bd. 603. Springer International Publishing, 2022. DOI: [10.1007/978-3-030-75884-4](https://doi.org/10.1007/978-3-030-75884-4) (siehe S. 38).
- [Li16] LI, L.; HUANG, W.; LIU, Y.; ZHENG, N. und WANG, F.: „Intelligence Testing for Autonomous Vehicles: A New Approach“. In: *IEEE Transactions on Intelligent Vehicles* 1.2 (2016), S. 158–166. DOI: [10.1109/TIV.2016.2608003](https://doi.org/10.1109/TIV.2016.2608003) (siehe S. 37).
- [Lie25] LIEBAU, H.: „Early fault detection in ADAS through simulation“. In: *automotive testing technology international* (2025). URL: <https://www.automotivetestingtechnologyinternational.com/features/early-fault-detection-in-adass-through-simulation.html> (besucht am 19. 09. 2025) (siehe S. 33, 37, 39).
- [Lis98] LIST, H. und SCHÖGGL, P.: „Verfahren zur Analyse des Fahrverhaltens von Kraftfahrzeugen“. EP 0 846 945 A2. Juni 1998 (siehe S. 34, 38).
- [Mán12] MÁNTARAS, D. und LUQUE, P.: „Virtual test rig to improve the design and optimisation process of the vehicle steering and suspension systems“. In: *Vehicle System Dynamics* 50.10 (2012), S. 1563–1584. DOI: [10.1080/00423114.2012.680472](https://doi.org/10.1080/00423114.2012.680472) (siehe S. 35, 38).
- [Mar20] MARECZEK, J.: *Grundlagen der Roboter-Manipulatoren – Band 1*. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2020. DOI: [10.1007/978-3-662-52759-7](https://doi.org/10.1007/978-3-662-52759-7) (siehe S. 69, 70).
- [Mat] MATHWORKS: ode15s. URL: <https://de.mathworks.com/help/matlab/ref/ode15s.html> (besucht am 20. 09. 2025) (siehe S. 94).

- [Mat07] MATSCHINSKY, W.: Radführungen der Straßenfahrzeuge: Kinetik, Elasto-Kinetik und Konstruktion. 3., aktualisierte und erweiterte Auflage. Berlin, Heidelberg: Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2007. DOI: [10.1007/978-3-540-71197-1](https://doi.org/10.1007/978-3-540-71197-1) (siehe S. 35, 38, 58, 59, 108).
- [McM10] McMILLAN, R. W. und KOHLBERG, Ira: „A probabilistic model of the radar signal-to-clutter and noise ratio for Weibull-distributed clutter“. In: *2010 IEEE Radar Conference*. 2010, S. 882–886. DOI: [10.1109/RADAR.2010.5494495](https://doi.org/10.1109/RADAR.2010.5494495) (siehe S. 44).
- [Men18] MENZEL, T.; BAGSCHIK, G. und MAURER, M.: „Scenarios for Development, Test and Validation of Automated Vehicles“. In: *2018 IEEE Intelligent Vehicles Symposium (IV)*. Changshu: IEEE, 2018, S. 1821–1827. DOI: [10.1109/IVS.2018.8500406](https://doi.org/10.1109/IVS.2018.8500406) (siehe S. 28, 29).
- [Mer24] MERCEDES-BENZ GROUP: Hochautomatisiert bis 95 km/h auf der Autobahn. 2024. URL: <https://group.mercedes-benz.com/innovationen/produktinnovation/autonomes-fahren/drive-pilot-95-kmh.html> (besucht am 01. 04. 2025) (siehe S. 1).
- [Mih18] MIHON, L.; LONTIŞ, N. und DEAC, S.: „The behaviour of a vehicle’s suspension system on dynamic testing conditions“. In: *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering* 294 (2018), S. 012083. DOI: [10.1088/1757-899X/294/1/012083](https://doi.org/10.1088/1757-899X/294/1/012083) (siehe S. 38).
- [Miq14] MIQUET, C.: „New test method for reproducible real-time tests of ADAS ECUs: “Vehicle-in-the-Loop” connects real-world vehicles with the virtual world“. In: *5th International Munich Chassis Symposium 2014*. Proceedings. Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden, 2014, S. 575–589. DOI: [10.1007/978-3-658-05978-1_40](https://doi.org/10.1007/978-3-658-05978-1_40) (siehe S. 37).
- [Mot18] MOTEN, S.; CELIBERTI, F.; GROTTOLI, M.; VAN DER HEIDE, A. und LEMMENS, Y.: „X-in-the-loop advanced driving simulation platform for the design, development, testing and validation of ADAS“. In: *2018 IEEE Intelligent Vehicles Symposium (IV)*. IEEE, 2018, S. 1–6. DOI: [10.1109/IVS.2018.8500409](https://doi.org/10.1109/IVS.2018.8500409) (siehe S. 37).

- [Neh06] NEHLSSEN, M.; JEDICKE, F.; BOGNER, E. und SCHÖGGL, P.: „Fahrbarkeitsuntersuchungen auf dem Rollenprüfstand“. In: *ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift* 108.5 (2006), S. 376–381. DOI: [10.1007/BF03221788](https://doi.org/10.1007/BF03221788) (siehe S. 34, 38).
- [Neu20] NEUROHR, C.; WESTHOFEN, L.; HENNING, T.; GRAAFF, T. de; MOHLMANN, E. und BODE, E.: „Fundamental Considerations around Scenario-Based Testing for Automated Driving“. In: *2020 IEEE Intelligent Vehicles Symposium (IV)*. IEEE, 2020, S. 121–127. DOI: [10.1109/IV47402.2020.9304823](https://doi.org/10.1109/IV47402.2020.9304823) (siehe S. 37).
- [Oh13] OH, J. und CHOI, S.: „Vehicle roll and pitch angle estimation using a cost-effective six-dimensional inertial measurement unit“. In: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering* 227.4 (2013), S. 577–590. DOI: [10.1177/0954407012459138](https://doi.org/10.1177/0954407012459138) (siehe S. 35, 38).
- [Par20a] PARK, C.; CHUNG, S. und LEE, H.: „Vehicle-in-the-Loop in Global Coordinates for Advanced Driver Assistance System“. In: *Applied Sciences* 10.8 (2020), S. 2645. DOI: [10.3390/app10082645](https://doi.org/10.3390/app10082645) (siehe S. 37).
- [Par20b] PARRA, A.; RODRIGUEZ, A. J.; ZUBIZARRETA, A. und PEREZ, J.: „Validation of a Real-Time Capable Multibody Vehicle Dynamics Formulation for Automotive Testing Frameworks Based on Simulation“. In: *IEEE Access* 8 (2020), S. 213253–213265. DOI: [10.1109/ACCESS.2020.3040232](https://doi.org/10.1109/ACCESS.2020.3040232) (siehe S. 38).
- [Pat17] PATOLE, S. M.; TORLAK, M.; WANG, D. und ALI, M.: „Automotive radars: A review of signal processing techniques“. In: *IEEE Signal Processing Magazine* 34.2 (2017), S. 22–35. DOI: [10.1109/MSP.2016.2628914](https://doi.org/10.1109/MSP.2016.2628914) (siehe S. 9, 15).
- [Pau14] PAULWEBER, M. und LEBERT, K.: *Mess- und Prüfstandstechnik*. Springer Vieweg, Wiesbaden, 2014. DOI: <https://doi.org/10.1007/978-3-658-04453-4> (siehe S. 30).

- [Per09] PERFORMANCE, Light Duty Vehicle und COMMITTEE, Economy Measure: Road Load Measurement and Dynamometer Simulation Using Coastdown Techniques. SAE International, Jan. 2009. DOI: https://doi.org/10.4271/J1263_200901 (siehe S. 30).
- [Pfe13] PFEFFER, P.: Lenkungsbandbuch: Lenksysteme, Lenkgefühl, Fahrdynamik Von Kraftfahrzeugen. 2nd ed. ATZ/MTZ-Fachbuch Ser. Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH, 2013 (siehe S. 38).
- [PTC22] PTC PARAMETRIC TECHNOLOGY GMBH: ISO 26262 vs. SOTIF (ISO/PAS 21448): Was ist der Unterschied? 2022. URL: <https://www.ptc.com/de/blogs/alm/iso-26262-vs-sotif-iso-pas-21448-whats-the-difference> (besucht am 01. 04. 2022) (siehe S. 27).
- [Rau22] RAUTENBERG, P.; KURZ, C.; GIEBLER, M. und GAUTERIN, F.: „Driving Robot for Reproducible Testing: A Novel Combination of Pedal and Steering Robot on a Steerable Vehicle Test Bench“. In: *Vehicles* 4.3 (2022), S. 727–743. DOI: [10.3390/vehicles4030041](https://doi.org/10.3390/vehicles4030041) (siehe S. 96–98).
- [Rew18] REWAY, F.; HUBER, W. und RIBEIRO, E.P.: „Test Methodology for Vision-Based ADAS Algorithms with an Automotive Camera-in-the-Loop“. In: *2018 IEEE International Conference on Vehicular Electronics and Safety (ICVES)*. IEEE, 2018, S. 1–7. DOI: [10.1109/ICVES.2018.8519598](https://doi.org/10.1109/ICVES.2018.8519598) (siehe S. 3).
- [Rho25] RHODESCHWARZ: RS QAT 100 Advanced Antenna Array. 2025. URL: https://www.rohde-schwarz.com/de/produkte/messtechnik/echogeneratoren/rs-qat100-advanced-antenna-array_63493-1073153.html (besucht am 02. 04. 2025) (siehe S. 3).
- [Rho26] RHODESCHWARZ: RS®AREG800A Automotive Radar Echo Generator. 2026. URL: https://www.rohde-schwarz.com/de/produkte/messtechnik/echogeneratoren/rs-areg800a-automotive-radar-echo-generator_63493-1044352.html (besucht am 01. 10. 2026) (siehe S. 3).

- [Ric10] RICHARDS, M; SCHEER, J. und HOLM, W.: Principles of Modern Radar: Basic principles. The Institution of Engineering und Technology, 2010. DOI: [10.1049/SBRA021E](https://doi.org/10.1049/SBRA021E). eprint: <https://digital-library.theiet.org/doi/pdf/10.1049/SBRA021E>. URL: <https://digital-library.theiet.org/doi/abs/10.1049/SBRA021E> (siehe S. 15, 22).
- [Ril19] RILL, G. und ARRIETA CASTRO, A.: „The Influence of Axle Kinematics on Vehicle Dynamics“. In: *Interdisciplinary Applications of Kinematics*. Bd. 71. Springer International Publishing, 2019, S. 23–31. DOI: [10.1007/978-3-030-16423-2_2](https://doi.org/10.1007/978-3-030-16423-2_2) (siehe S. 38).
- [Rob26] ROBERT BOSCH GMBH: Radarsensor. 2026. URL: <https://www.bosch-mobility.com/de/loesungen/sensoren/radarsensor/> (besucht am 01. 10. 2026) (siehe S. 9).
- [Roz10] ROZYN, M. und ZHANG, N.: „A method for estimation of vehicle inertial parameters“. In: *Vehicle System Dynamics* 48.5 (2010), S. 547–565. DOI: [10.1080/00423110902939863](https://doi.org/10.1080/00423110902939863) (siehe S. 74).
- [San10] SANCIBRIAN, R.; GARCIA, P.; VIADERO, F.; FERNANDEZ, A. und DE-JUAN, A.: „Kinematic design of double-wishbone suspension systems using a multiobjective optimisation approach“. In: *Vehicle System Dynamics* 48.7 (2010), S. 793–813. DOI: [10.1080/00423110903156574](https://doi.org/10.1080/00423110903156574) (siehe S. 38).
- [Sch05] SCHOLZ, P.: Softwareentwicklung eingebetteter Systeme: Grundlagen, Modellierung, Qualitätssicherung. Springer Berlin Heidelberg, 2005 (siehe S. 42).
- [Sch07] SCHENK, J.: „Prüfplattform für mechatronisch ausgestattete Fahrzeuge in Entwicklung und Produktion“. Diss. Rheinisch-Westfälischen Technischen Hochschule Aachen, 2007 (siehe S. 32).
- [Sch16a] SCHERR, S.: „FMCW-Radarsignalverarbeitung zur Entfernungsmessung mit hoher Genauigkeit“. Diss. Karlsruhe: Karlsruher Institut für Technologie (KIT), 2016. DOI: [10.5445/KSP/1000062132](https://doi.org/10.5445/KSP/1000062132) (siehe S. 9, 14, 15).

- [Sch16b] SCHYR, C. und BRISSARD, A.: „DrivingCube – A novel concept for validation of powertrain and steering systems with automated driving“. In: *Advanced Vehicle Control*. CRC Press, 2016, S. 79–84. DOI: [10.1201/9781315265285-14](https://doi.org/10.1201/9781315265285-14) (siehe S. 32, 37).
- [Sch18a] SCHÖNER, H.: „Simulation in development and testing of autonomous vehicles“. In: *18. Internationales Stuttgarter Symposium*. Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden, 2018, S. 1083–1095. DOI: [10.1007/978-3-658-21194-3_82](https://doi.org/10.1007/978-3-658-21194-3_82) (siehe S. 37).
- [Sch18b] SCHRAMM, D.; HILLER, M. und BARDINI, R.: Modellbildung und Simulation der Dynamik von Kraftfahrzeugen. 3., aktualisierte und ergänzte Auflage. Berlin, Heidelberg: Springer Vieweg, 2018. DOI: [10.1007/978-3-662-54481-5](https://doi.org/10.1007/978-3-662-54481-5) (siehe S. 38).
- [Sch22a] SCHEIBE, T.; HEIDUSCHKE, C.; LIEBALD, M. und SCHUDI, L.-C.: „Physikalische Sensorsimulation zur virtuellen Validierung autonomer Fahrfunktionen“. In: *ATZelektronik* 9 (2022), S. 46–49. DOI: [10.1007/s35658-022-0790-4](https://doi.org/10.1007/s35658-022-0790-4) (siehe S. 43, 44).
- [Sch22b] SCHWIND, A.; BUDDAPPAGARI, S.; ASGHAR, M. und HEIN, M.: „Virtuelle Sensorvalidierung für automatisiertes und vernetztes Fahren“. In: *ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift* 124.11 (2022), S. 58–63. DOI: [10.1007/s35148-022-1505-0](https://doi.org/10.1007/s35148-022-1505-0) (siehe S. 37).
- [Sch22c] SCHYR, C.; INOUE, H. und NAKAOKA, Y.: „Vehicle-in-the-Loop Testing - a Comparative Study for Efficient Validation of ADAS/AD Functions“. In: *2022 International Conference on Connected Vehicle and Expo (ICCVE)*. IEEE, 2022, S. 1–8. DOI: [10.1109/ICCVE52871.2022.9742737](https://doi.org/10.1109/ICCVE52871.2022.9742737) (siehe S. 37, 74).
- [Sha97] SHAMPINE, L.F. und REICHEL, M.W.: „The MATLAB ODE Suite“. In: *SIAM Journal on Scientific Computing* 18 (1997), S. 1–22. DOI: [10.1137/S1064827594276424](https://doi.org/10.1137/S1064827594276424) (siehe S. 94).
- [Sha99] SHARP, R. S.: „Influences of Suspension Kinematics on Pitching Dynamics of Cars in Longitudinal Manoeuvring“. In: *Vehicle System Dynamics* 33.sup1 (1999), S. 23–36. DOI: [10.1080/00423114.1999.12063067](https://doi.org/10.1080/00423114.1999.12063067) (siehe S. 35, 38).

- [Shl91] SHLADOVER, S. E.; DESOER, C. A.; HEDRICK, J. K.; TOMIZUKA, M.; WALRAND, J.; ZHANG, W.-B.; MCMAHON, D. H.; PENG, H.; SHEIK-HOESLAM, S. und MCKEOWN, N.: „Automated vehicle control developments in the PATH program“. In: *IEEE Transactions on Vehicular Technology* 40.1 (1991), S. 114–130. DOI: [10.1109/25.69979](https://doi.org/10.1109/25.69979) (siehe S. 38).
- [Sie21] SIEGL, S.; RATZ, S.; DÜSER, T. und HETTEL, R.: „Vehicle-in-the-Loop am Prüfstand zur Validierung von ADAS/AD“. In: *ATZelektronik* 16.7-8 (2021), S. 64–69. DOI: [10.1007/s35658-021-0636-5](https://doi.org/10.1007/s35658-021-0636-5) (siehe S. 33, 37).
- [Sie24] SIEGL, S. und DÜSER, T.: „Verification and Validation (VV) for Safe Deployment of Automated Driving Systems – In Depth Evaluation of State-of-the-Art VV Methods in the Automotive Sector“. In: *2024 IEEE International Workshop on Metrology for Automotive (MetroAutomotive)*. 2024, S. 64–69. DOI: [10.1109/MetroAutomotive61329.2024.10615774](https://doi.org/10.1109/MetroAutomotive61329.2024.10615774) (siehe S. 37).
- [Sob26] SOBOTKA, J. und ADLER, V.: „Latency mitigation in digital radar target simulation“. In: *Measurement* 257 (2026), S. 118453. DOI: [10.1016/j.measurement.2025.118453](https://doi.org/10.1016/j.measurement.2025.118453) (siehe S. 48).
- [Sol19] SOLMAZ, S. und HOLZINGER, F.: „A Novel Testbench for Development, Calibration and Functional Testing of ADAS/AD Functions“. In: *2019 IEEE International Conference on Connected Vehicles and Expo (ICCVE)*. 2019, S. 1–8. DOI: [10.1109/ICCVE45908.2019.8965225](https://doi.org/10.1109/ICCVE45908.2019.8965225) (siehe S. 31, 37).
- [Sol21] SOLMAZ, S.; RUDIGIER, M.; MISCHINGER, M. und RECKENZAUN, J.: „Hybrid Testing: A Vehicle-in-the-Loop Testing Method for the Development of Automated Driving Functions“. In: *SAE International Journal of Connected and Automated Vehicles* 4.1 (2021), S. 133–148. DOI: [10.4271/12-04-01-0011](https://doi.org/10.4271/12-04-01-0011) (siehe S. 37).
- [Sza21] SZALAY, Z.: „Next Generation X-in-the-Loop Validation Methodology for Automated Vehicle Systems“. In: *IEEE Access* 9 (2021), S. 35616–35632. DOI: [10.1109/ACCESS.2021.3061732](https://doi.org/10.1109/ACCESS.2021.3061732) (siehe S. 37).

- [Tah21] TAHERI, S.; SANDU, C.; DUPREY, B. L. und GILLESPIE, T. D., Hrsg.: Fundamentals of vehicle dynamics. SAE International, 2021. 480 S. (siehe S. 35, 38, 102).
- [Tet18] TETTAMANTI, T.; SZALAI, M.; VASS, S. und TIHANYI, V.: „Vehicle-In-the-Loop Test Environment for Autonomous Driving with Microscopic Traffic Simulation“. In: *2018 IEEE International Conference on Vehicular Electronics and Safety (ICVES)*. IEEE, Sep. 2018, S. 1–6. DOI: [10.1109/ICVES.2018.8519486](https://doi.org/10.1109/ICVES.2018.8519486) (siehe S. 29, 37).
- [Tex20] TEXAS INSTRUMENTS INCORPORATED: Programming Chirp Parameters in TI Radar Devices. 2020. URL: https://www.ti.com/lit/an/swra553a/swra553a.pdf?ts=1778874225495&ref_url=https%253A%252F%252Fwww.ti.com%252Fproduct%252Fde-de%252FAWR1843AOP (besucht am 15. 05. 2026) (siehe S. 16).
- [VDI21] VDI: Entwicklungsmethodik für mechatronische Systeme - Design methodology for mechatronic systems. Berlin, Nov. 2021 (siehe S. 2).
- [Ver00] VERHOEFF, L.; VERBURG, D. J.; LUPKER, H. A. und KUSTERS, L.J.J.: „VEHIL: a full-scale test methodology for intelligent transport systems, vehicles and subsystems“. In: *Proceedings of the IEEE Intelligent Vehicles Symposium 2000 (Cat. No.00TH8511)*. IEEE, 2000, S. 369–375. DOI: [10.1109/IVS.2000.898371](https://doi.org/10.1109/IVS.2000.898371) (siehe S. 37).
- [Ver02] VERBURG, D. J.; KNAAP, A.C.M. van der und PLOEG, J.: „VEHIL: developing and testing intelligent vehicles“. In: *Intelligent Vehicle Symposium, 2002. IEEE*. IEEE, 2002, S. 537–544. DOI: [10.1109/IVS.2002.1188006](https://doi.org/10.1109/IVS.2002.1188006) (siehe S. 37).
- [Wac15] WACHENFELD, W. und WINNER, H.: „Die Freigabe des autonomen Fahrens“. In: *Autonomes Fahren*. Hrsg. von MAURER, M.; GERDES, J. C.; LENZ, B. und WINNER, H. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2015, S. 439–464. DOI: [10.1007/978-3-662-45854-9_21](https://doi.org/10.1007/978-3-662-45854-9_21) (siehe S. 28).

- [Wan20] WANG, W.; X.ZHAO; ZHEN, W.; SHI, X. und XU, Z.: „Research on Steering-Following System of Intelligent Vehicle-in-the-Loop Testbed“. In: *IEEE Access*. Springer Fachmedien Wiesbaden, 2020, S. 31684–31692. DOI: [10.1109/ACCESS.2020.2973108](https://doi.org/10.1109/ACCESS.2020.2973108) (siehe S. 31, 37).
- [Win26] WINNER, H.; DIETMAYER, K.; ECKSTEIN, L.; JIPP, M.; MAURER, M. und STILLER, C., Hrsg.: *Handbook Assisted and Automated Driving*. 1st ed. 2026. Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden, 2026. DOI: <https://doi.org/10.1007/978-3-658-45276-6> (siehe S. 16, 51).
- [Xu15] XU, G.; ZHANG, N. und ROSER, H.: „Roll and pitch independently tuned interconnected suspension: modelling and dynamic analysis“. In: *Vehicle System Dynamics* 53.12 (2015), S. 1830–1849. DOI: [10.1080/00423114.2015.1103375](https://doi.org/10.1080/00423114.2015.1103375) (siehe S. 35, 38).
- [Zei19] ZEITVOGEL, D.; AHLERT, A.; NEUBECK, J.; KRANTZ, W.; WIEDEMANN, J.; BOONE, F. und KAN, W.: „An Innovative Test System for Holistic Vehicle Dynamics Testing“. In: *SAE Technical Paper Series*. SAE International 400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA, United States, 2019. DOI: [10.4271/2019-01-0449](https://doi.org/10.4271/2019-01-0449) (siehe S. 31, 37, 39).
- [Zei24] ZEITVOGEL, D.: *Methodik für die Querdynamik-Evaluation auf einem Fahrzeugdynamikprüfstand*. Wissenschaftliche Reihe Fahrzeugtechnik Universität Stuttgart. Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden, 2024. DOI: [10.1007/978-3-658-44095-4](https://doi.org/10.1007/978-3-658-44095-4). (Besucht am 01. 10. 2025) (siehe S. 35, 36, 38, 39).
- [Zha09] ZHAI, W.; WANG, K. und CAI, C.: „Fundamentals of vehicle–track coupled dynamics“. In: *Vehicle System Dynamics* 47.11 (2009), S. 1349–1376. DOI: [10.1080/00423110802621561](https://doi.org/10.1080/00423110802621561) (siehe S. 38).
- [Zha98] ZHANG, Y.P.; HWANG, Y. und KOUYOUMJIAN, R.G.: „Ray-optical prediction of radio-wave propagation characteristics in tunnel environments. 2. Analysis and measurements“. In: *IEEE Transactions on Antennas and Propagation* 46.9 (1998), S. 1337–1345. DOI: [10.1109/8.719977](https://doi.org/10.1109/8.719977) (siehe S. 44).

- [Zhe15] ZHENG, M.; PENG, P.; ZHANG, B.; ZHANG, N.; WANG, L. und CHEN, Y.: „A New Physical Parameter Identification Method for Two-Axis On-Road Vehicles: Simulation and Experiment“. In: *Shock and Vibration* 2015.2 (2015), S. 1–9. DOI: [10.1155/2015/191050](https://doi.org/10.1155/2015/191050) (siehe S. 74).
- [Zom91] ZOMOTOR, A.: Fahrverhalten: Kräfte am Fahrzeug, Bremsverhalten, Lenkverhalten, Testverfahren, Meßtechnik, Bewertungsmethoden, Versuchseinrichtungen, aktive Sicherheit, Unfallverhütung. 2. Aufl. Würzburg: Vogel, 1991 (siehe S. 38).

Eigene Publikationen

Dieser Abschnitt enthält ein vollständiges Verzeichnis der eigenen Veröffentlichungen. Die Publikationen [1] adressiert das Thema des OTA-Testing von Radarsignalen am Fahrzeugprüfstand ViL des KIT-FAST. Die Methodik wurde von Thomas Zwick und Axel Diewald entwickelt. Axel Diewald und Prasanna Kannan waren für die Software verantwortlich. Die Validierung der Ergebnisse wurde von Clemens Kurz, Benjamin Goettel, Thorsten Kayser, Prasanna Kannan und Axel Diewald vorgenommen. Die Untersuchung wurde von Axel Diewald, Prasanna Kannan und Clemens Kurz durchgeführt. Benjamin Goettel, Martin Gießler und Prasanna Kannan stellten die notwendigen Ressourcen bereit. Mario Pauli, Thomas Zwick und Frank Gauterin übernahmen die Betreuung des Projekts. [2] beschäftigt sich mit der Entwicklung des Pedal- und Lenkroboters am Prüfstand ViL des KIT-FAST. Die Autoren Clemens Kurz und Philip Rautenberg übernahmen die gesamten Arbeiten zu gleichen Teilen. Martin Gießler und Frank Gauterin übernahmen die Betreuung der Arbeiten. [3] entwickelte eine neue Methodik zur Identifikation von kritischen Testezszenarien innerhalb einer bekannten ODD im Kontext der Validierung von FAS an Fahrzeugprüfständen. Der Beitrag der Mitautorin Eva-Maria Knoch umfasste neben der Konzeption auch die Gesamtbetreuung der Arbeit. Ebenso war der Beitrag von Frank Gauterin die Gesamtbetreuung des Projektes. [4] zeigte ein Modell zur Berücksichtigung der Nickbewegungen, die an einem Fahrzeugprüfstand auftreten. Leon Stangenberg und Clemens Kurz beschäftigten sich mit der Ursachenanalyse, der Modellentwicklung, der Messungen und deren Auswertung. Darüber hinaus war der Beitrag von Clemens Kurz die Recherchearbeit zum Thema. Der Mitautor Frank Gauterin übernahm die Gesamtbetreuung der Arbeit.

- [1] DIEWALD, A.; KURZ, C.; KANNAN, P.V.; GIEßLER, M.; PAULI, M.; GÖTTEL, B.; KAYSER, T.; GAUTERIN, F. und ZWICK, T.: „Radar Target Simulation for Vehicle-in-the-Loop Testing“. In: *Vehicles* 3.2 (2021), S. 257–271. DOI: [10.3390/vehicles3020016](https://doi.org/10.3390/vehicles3020016).
- [2] RAUTENBERG, P.; KURZ, C.; GIEßLER, M. und GAUTERIN, F.: „Driving Robot for Reproducible Testing: A Novel Combination of Pedal and Steering Robot on a Steerable Vehicle Test Bench“. In: *Vehicles* 4.3 (2022), S. 727–743. DOI: [10.3390/vehicles4030041](https://doi.org/10.3390/vehicles4030041).
- [3] KURZ, C.; KNOCH, E.-M. und GAUTERIN, F.: „A Novel Concept for Identifying Critical Test Scenarios for the Validation of Automated Driving Functions“. In: *2023 IEEE International Automated Vehicle Validation Conference (IAVVC)*. 2023, S. 1–5. DOI: [10.1109/IAVVC57316.2023.10328043](https://doi.org/10.1109/IAVVC57316.2023.10328043).
- [4] KURZ, C.; STANGENBERG, L. und GAUTERIN, F.: „A Generic Approach to Modeling Vehicle Pitch Dynamics on a Vehicle Test Bench“. In: *IEEE Open Journal of Vehicular Technology* 4 (2023), S. 739–748. DOI: [10.1109/OJVT.2023.3315317](https://doi.org/10.1109/OJVT.2023.3315317).

Abbildungsverzeichnis

2.1	V-Modell des Entwicklungsprozesses; eigene Darstellung nach [Hak15 , S. 130]	8
2.2	Kurzversion für das Abbildungsverzeichnis	10
2.3	Darstellung der Weglängendifferenz für die Winkelmessung von Radarsensoren am Beispiel einer Sendeantenne und vier Empfangsantennen	18
2.4	Darstellung der Fahrzeugkoordinatensysteme nach DIN ISO 8855 [DIN11]	24
3.1	Darstellung des Ziels durch Anwendung der SOTIF vgl. [ISO22]	27
4.1	Zusammenhang zwischen Echtzeitfähigkeit, Sensormodellen und der Art der Sensorstimulation	42
4.2	Schematische Darstellung eines Setups mit Sensorinjektion mittels Objektliste oder Rohdaten	45
4.3	Schematische Darstellung eines Setups mit Sensorstimulation OTA	47
4.4	Darstellung verschiedener Positionen der Ziele	50

4.5	Objektverschiebung der verfolgten Objekte durch ein Bremsmanöver; a) Vergleich der Bewegung des FoV auf der Straße und auf dem Prüfstand; b) zeigt die Objektverschiebung im FoV des Sensors während der Nickbewegung auf der Straße; c) zeigt die Verschiebung im FoV des Fahrzeugs auf dem Prüfstand; d) zeigt die finale Position des Objekts im FoV, wenn die Eigenbewegung des Fahrzeugs am Prüfstand ausgeglichen wird [Kur23], verändert	53
4.6	Objektverschiebung der verfolgten Objekte durch ein Lenkmanöver; a) Vergleich der Bewegung des FoV auf der Straße und auf dem Prüfstand; b) zeigt die Objektverschiebung im FoV des Sensors während der Wankbewegung auf der Straße; c) zeigt die Verschiebung im FoV des Fahrzeugs auf dem Prüfstand; d) zeigt die finale Position des Objekts im FoV, wenn die Eigenbewegung des Fahrzeugs am Prüfstand kompensiert wird	55
5.1	Äußere Kräfte am Fahrzeug auf der Straße [Kur23], basierend auf [car22]	59
5.2	Kräfte an einem Fahrzeug bei Kurvenfahrt angelehnt an [Ers17 , S. 113]	60
5.3	Äußere Kräfte an einem Fahrzeug auf dem Fahrzeugprüfstand [Kur23], basierend auf [car22]	63
5.4	Modell zur Beschreibung der Nickbewegung des Fahrzeugs am Fahrzeugprüfstand; [Kur23] verändert	67
5.5	Modell zur Beschreibung der Wankbewegung des Fahrzeugs am Fahrzeugprüfstand	75
5.6	Schematischer Aufbau verschiedener Achsaufhängungen, [Ers17] verändert	82
6.1	Simulative Validierung des Modells ohne Nebenfederraten	87
6.2	Variation der Feder- und Dämpferraten des Nickmodells	89
6.3	Simulation Lenkwinkelverlauf	91

6.4	Fahrwerkparameter als Eingangsgrößen für das Wankmodell	92
6.5	Vergleich der Wankwinkel simuliert und berechnet	94
6.6	FFT der Wankwinkel der verschiedenen Radaufhängungen simuliert und berechnet	95
6.7	Vehicle-in-the-Loop-Fahrzeugprüfstand am KIT-FAST aus [Rau22]	96
6.8	Aufbau der Lasersensoren unter dem Testfahrzeug	100
6.9	Darstellung der geometrischen Herleitung der Berechnung aus den gemessenen Daten mit den Lasersensoren	101
6.10	Beschleunigungsfahrt mit 2 m/s^2 bis ca. 80 km/h	104
6.11	Beschleunigungsfahrt mit 2 m/s^2 bis 100 km/h	106
6.12	Beschleunigungsfahrt mit 2 m/s^2 bis 130 km/h	107
A.1	Abhängigkeit des Sturzwinkels vom Lenkwinkel und dessen Auswirkung auf die Radträgerbewegung von McPherson	150
A.2	Ergebnisse der numerischen Lösung der DGLs der McPherson-Aufhängung	151
A.3	Ergebnisse der numerischen Lösung der DGLs der DQL-Aufhängung	152
A.4	Verschiebung des Radträgers der DQL-Aufhängung während des Lenkvorgangs	152
A.5	Längenänderungen von Feder und Dämpfer der McPherson- und DQL-Aufhängung während des Lenkvorgangs	153
A.6	Wankwinkel mit verschiedenen Feder- und Dämpferraten der beiden Radaufhängungen berechnet	154

Tabellenverzeichnis

3.1	Übersicht der einzelnen Veröffentlichungen zum Forschungsthema	36
6.1	Vergleich des maximalen Nickwinkels zwischen simuliertem Nickwinkel in CM (Referenz) und berechnetem Nickwinkel anhand des Modells in den verschiedenen Zeitabschnitten mit RMSE-Wert	88
6.2	Technische Daten des Fahrzeugprüfstands, vgl.[Rau22] . . .	97
6.3	Verschiedene Höchstgeschwindigkeiten der Messszenarien	102
6.4	Übersicht der RMSE- und MAE-Werte von Modell verglichen mit der Referenz des Lasersensors	105
7.1	Mittlere Nickwinkel beim Bremsen aus den Messungen im Vergleich zu den berechneten Nickwinkeln	112

A Anhang

In diesem Anhang werden weitere Ergebnisse der Validierung von Nick- und Wankmodell dargestellt.

A.1 Weitere Simulationsergebnisse zur Validierung des Wankmodells

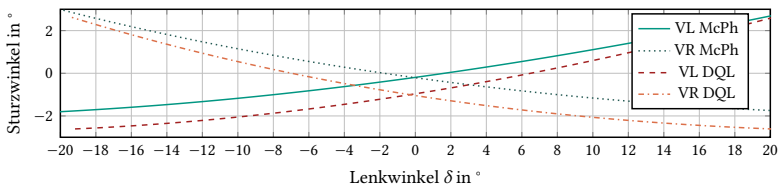
Die Abb. A.1 zeigt die Kinematik der Achse und zeigt in Abb. A.1a die Abhängigkeit des Sturzwinkels vom Lenkwinkel der verschiedenen Achsen. Abb. A.1b zeigt die Bewegung des Radträgers in z-Richtung abhängig vom auftretenden Sturzwinkel. Mit diesen beiden Graphen lassen sich die Abhängigkeit der Radträgerbewegung vom Lenkwinkel aufzeigen, da heutige Radaufhängungen sphärische Bewegungen durchführen. Beide Aufhängungstypen zeigen eine Sturzwinkeländerung über den Lenkwinkelbereich von $\pm 2,5^\circ$ auf.

Abb. A.2 gibt die Ergebnisse des Ode15s-Solvers der McPherson-Aufhängung entsprechend der Gleichungen (6.5) bis (6.8) wieder. Diese Ergebnisse sind relevant, um zu zeigen, dass das Modell numerisch sauber gelöst wurde. Die Schwerpunktposition pendelt um den Wert von $z = 0,216$ m. Durch die langsame Lenkbewegung, sodass keine dynamischen Effekte auftreten, zeigt sich auch die Geschwindigkeit des Schwerpunkts, die nahezu 0 m/s entspricht. Der auftretende Wankwinkel und die Wankbeschleunigung passen zu den Bewegungen des Schwerpunkts. Der Wankwinkel pendelt zwischen $\pm 1^\circ$ und die Geschwindigkeiten sind zwischen $\pm 0,3^\circ/\text{s}$.

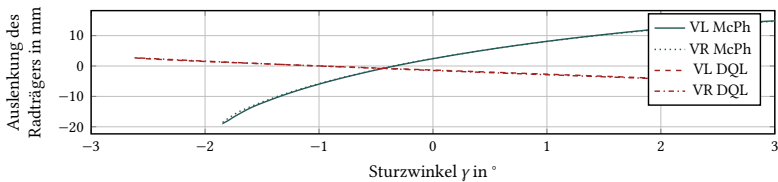
Abb. A.3 gibt die Ergebnisse des Ode15s-Solvers der DQL-Aufhängung entsprechend der Gleichungen (6.5) bis (6.8) wieder. Die Schwerpunktsposition pendelt um den Wert von $z = 0,24$ m. Durch die langsame Lenkbewegung, sodass keine dynamischen Effekte auftreten, zeigt sich auch die Geschwindigkeit des Schwerpunkts, die nahezu 0 m/s entspricht. Der auftretende Wankwinkel und die Wankbeschleunigung passen zu den Bewegungen des Schwerpunkts. Der Wankwinkel ist deutlich kleiner als bei der McPherson-Aufhängung und pendelt zwischen $\pm 0,23^\circ$ und die Geschwindigkeiten betragen $\pm 0,08^\circ/\text{s}$.

In Abb. A.4 ist die Radträgerverschiebung in x- und y-Richtung über die Lenkbewegung dargestellt. Es zeigt sich, dass sich die Spurweite während des Lenkens deutlich ändert, was in der CM-Simulation zu einem geringen Wankwinkel führt.

Die Abb. A.5 zeigt, dass sich die Feder- und Dämpfer der DQL-Aufhängung während des Lenkvorgangs unterschiedlich längen, was im Wankmodell nicht berücksichtigt ist. Die McPherson-Aufhängung hingegen entspricht der Modellierung und zeigt gleiche Längenänderungen der Feder- und Dämpfereinheit.



(a) Abhängigkeit des Sturzwinkels vom Lenkwinkel



(b) Radträgerbewegung in z-Richtung aus der Ruheposition der Vorderachse abhängig vom Sturzwinkel

Abbildung A.1: Abhängigkeit des Sturzwinkels vom Lenkwinkel und dessen Auswirkung auf die Radträgerbewegung von McPherson

Eine Variation der Feder- und Dämpfersteifigkeiten ist in der vorliegenden Arbeit durchgeführt worden, siehe Abb. A.6, und zeigt, dass durch die langsamen Bewegungen keine dynamischen Effekte auftreten und die Dämpfergeschwindigkeiten so gering sind, dass keine nennenswerten Dämpferkräfte entstehen.

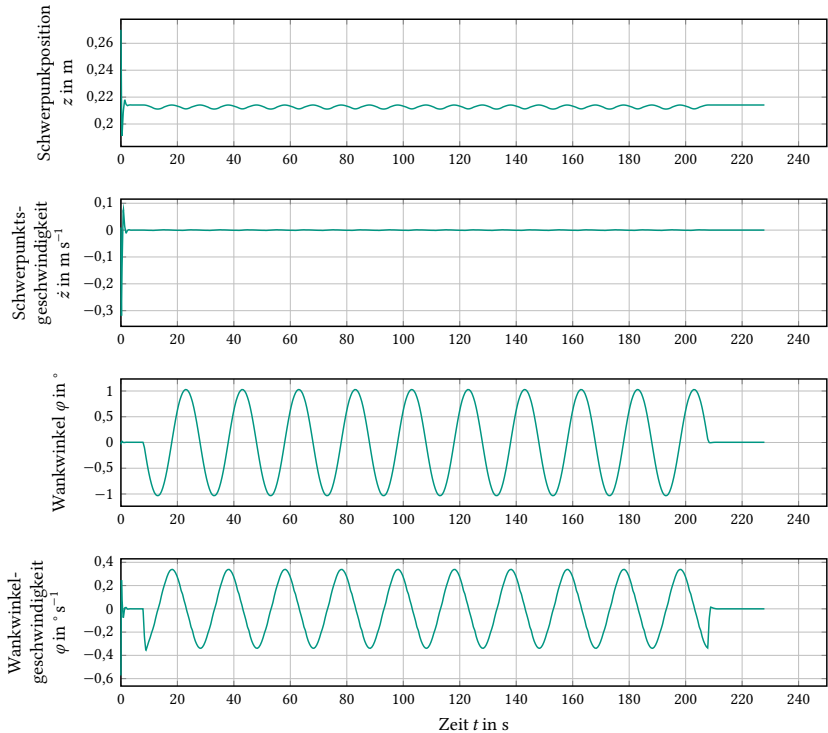


Abbildung A.2: Ergebnisse der numerischen Lösung der DGLs der McPherson-Aufhängung

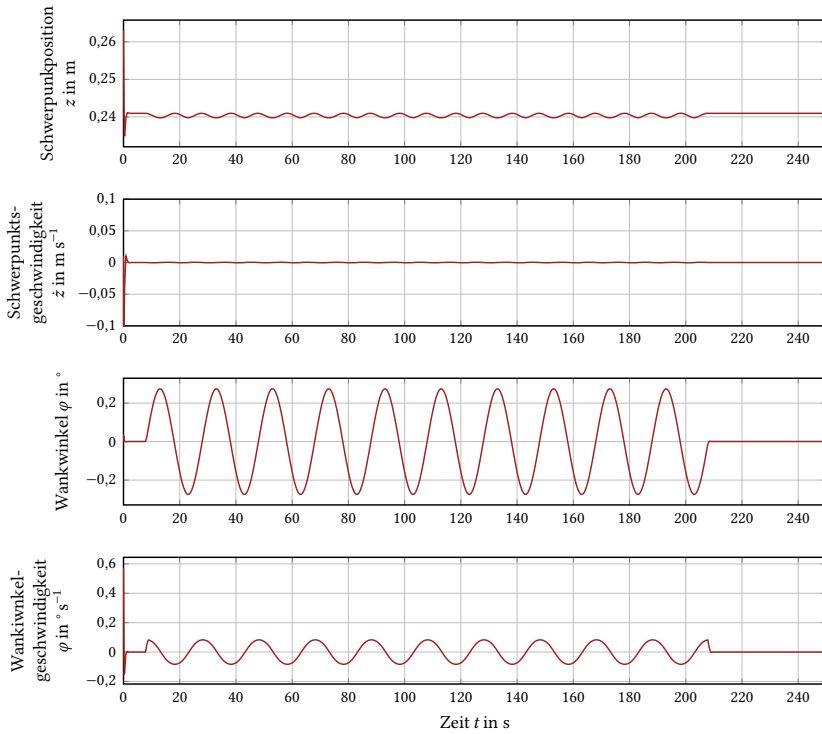


Abbildung A.3: Ergebnisse der numerischen Lösung der DGLs der DQL-Aufhängung

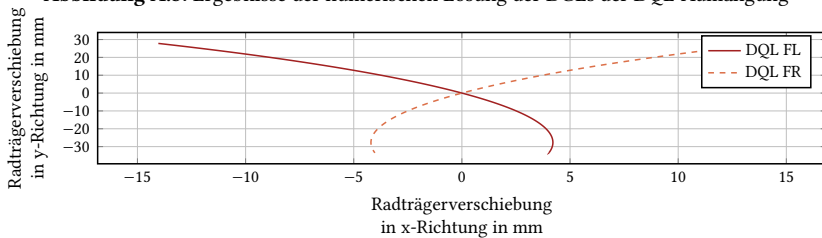


Abbildung A.4: Verschiebung des Radträgers der DQL-Aufhängung während des Lenkvorgangs

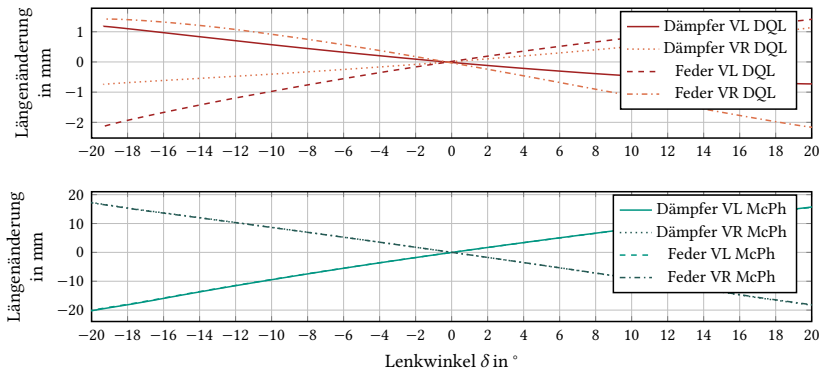
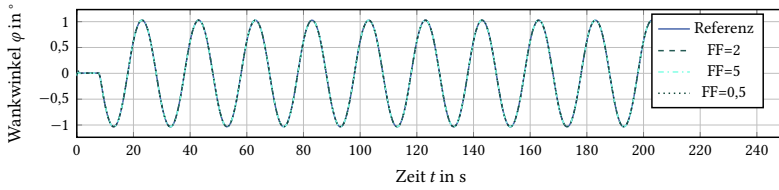
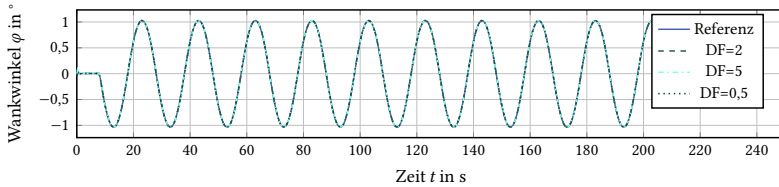


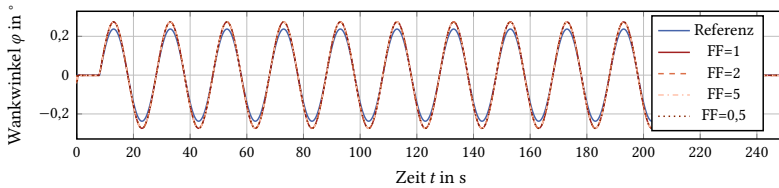
Abbildung A.5: Längenänderungen von Feder und Dämpfer der McPherson- und DQL-Aufhängung während des Lenkvorgangs



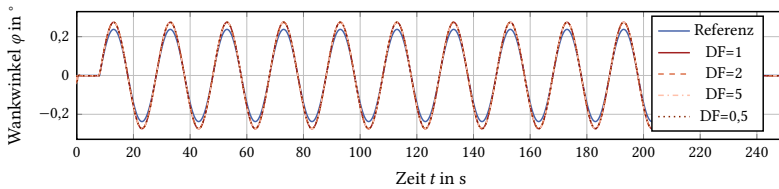
(a) Ergebnisse der McPherson-Aufhängung bei Variation der Federraten



(b) Ergebnisse der McPherson-Aufhängung bei Variation der Dämpferraten



(c) Ergebnisse der DQL-Aufhängung bei Variation der Federraten



(d) Ergebnisse der DQL-Aufhängung bei Variation der Dämpferraten

Abbildung A.6: Wankwinkel mit verschiedenen Feder- und Dämpferraten der beiden Radaufhängungen berechnet