

Technische Universität München  
Lehrstuhl für Fahrzeugtechnik

**Optimiertes Wankverhalten durch aktive Fahrwerksysteme und empfindungsorientierte Objektivierung**

Dipl.-Ing. Univ. Andreas Manuel Wenzelis

Vollständiger Abdruck der von der  
**Fakultät für Maschinenwesen**  
der Technischen Universität München zur Erlangung des akademischen Grades  
eines  
**Doktor-Ingenieurs (Dr.-Ing.)**  
genehmigten Dissertation.

Vorsitzende: Prof. Dr. rer. nat. Sonja Berensmeier

Prüfende der Dissertation:

1. Prof. Dr.-Ing. Markus Lienkamp
2. Prof. Dr. rer. nat. habil. Heiner Bubb

Die Dissertation wurde am **19.09.2018** bei der Technischen Universität München eingereicht und durch die **Fakultät für Maschinenwesen** am **26.11.2018** angenommen.



*For Mom & Dad*





# Danksagung

Meinen herzlichen Dank möchte ich aussprechen an die nachfolgenden Menschen, die mir diese Arbeit ermöglicht und bei der erfolgreichen Bearbeitung sehr geholfen haben. Mein größter Dank gilt meinem Doktorvater Herrn Prof. Dr.-Ing. Markus Lienkamp. Vielen Dank für die Möglichkeit, dieses wissenschaftliche Projekt an Ihrem Lehrstuhl bearbeiten zu dürfen, für die vielen kritischen Rückfragen, Anregungen und Ideen, die meine Arbeit bis zur Vollen- dung sehr bereichert haben. Vielen Dank Ihnen auch für das Verständnis für den uns in den vergangenen Jahren immer begleitenden Konsens, dass wir bezüglich der auch zukünftigen Notwendigkeit großhubiger und fahrdynamisch aktiver Fahrzeuge mit großzügiger Bereifung immer unterschiedlicher Meinung sein werden... ;-)

Verbundenen Dank gilt auch dem Zweitprüfer meiner Dissertation, Herrn Prof. i. R. Dr. rer. nat. habil. Heiner Bubb, der meine Arbeit durch seine wertvollen Anregungen wesentlich be- reicherte und mir auch über den vereinbarten Zeithorizont hinaus eine Betreuung zusicherte. Auch gilt mein großer Dank Frau Prof. Dr. rer. nat. Sonja Berensmeier, die sich bereit erklärt hat, den Vorsitz meiner Promotionsprüfung zu übernehmen.

Meinen ehemaligen Kollegen des Projektpartners AUDI AG in Ingolstadt und dort im Spezi- ellen den vielen netten Kollegen meiner ehemaligen Abteilung EF-8 danke ich sehr für die Möglichkeit, dass ich bei Euch dieses Projekt bearbeiten durfte. Dem Leiter, Herrn Dr.-Ing. Ralf Schwarz, gilt mein größter Dank, der dieses Projekt initiierte. Lieber Ralf, auch wenn mein Weg nun in eine andere Richtung ging, danke ich Dir persönlich sehr für die Zeit in Deiner Abteilung. Den Jungs, die mir operativ maßgeblich zur Seite standen, gilt ebenfalls mein großer Dank: Herrn Dipl.-Ing. Frank Schimmack („Franky“), Herrn Dipl.-Ing. David Reit- ze („Reitziii“) und Herrn Dipl.-Ing. Andreas Allgayer („Allgy“), und viele weitere mehr - danke Euch.

Meinen lieben Kollegen vom Lehrstuhl für Fahrzeugtechnik der Technischen Universität Mün- chen, allen voran der Forschungsgruppe Fahrdynamik, Gabi Weigand und Günter Anthuber, danke ich von Herzen für die sehr schöne Zeit mit Euch und die große Hilfe, die ihr mir habt zuteil werden lassen. Diese derart prägende Zeit mit viel Spaß und Freude möchte ich auf keinen Fall missen.

Meine Studenten trugen ebenfalls wesentlich zum Gelingen dieser Arbeit bei. Den größten Anteil daran leisteten Konstantin Vincent Riedl (M.Sc.), Johannes Maier (M.Sc.) und Karl Grünbeck (M.Sc.) - ihr wart klasse, danke für Euer großes Engagement.

An letzter Stelle, aber mit besonders großer Bedeutung möchte ich den Dank an meine Fa- milie richten. Mom & Dad, vielen Dank für Eure bedingungslose Unterstützung seit meinem Kindesalter, in all meinen Vorhaben und in allen Belangen. Ich danke Euch dafür von Herzen! Auch meiner lieben Anna danke ich, dass sie mich auch in schwierigen Zeit immer ertragen und unterstützt hat, mir stets ein offenes Ohr und eine helfende Hand geschenkt hat, wenn ich nicht mehr weiter wusste - lieben Dank!

München, im Juni 2018



# Zusammenfassung

Die Wankdynamik eines Fahrzeugs besitzt wesentliche Relevanz für die Bewertung des Fahrverhaltens. Aktive Fahrwerksysteme, die immer mehr Einzug in moderne Automobile halten, besitzen die Möglichkeit, die Wankdynamik abhängig von der Fahrsituation, dem Fahrerwunsch und Fahrzeugparametern, wie der Fahrgeschwindigkeit oder der Beladung, flexibel oder auch möglichst vergleichbar auszuprägen. Dem Fahrer wird dadurch nicht nur ein höherer Aufbaukomfort zuteil, er erlebt dadurch auch ein sportlicheres und sichereres Fahrgefühl, weil der Aufbau weniger oder gewünscht mehr Aufbaubewegungen durchführt.

Die Einführung neuer Freiheitsgrade in ein System bedingt für ein erfolgreiches Produkt, diese zu beherrschen, mit bestehenden Randbedingungen in Einklang zu bringen und konsequent am Nutzen des Kunden auszurichten. In der folgenden Untersuchung wird ein semi-aktives Verstelldämpfersystem und elektromechanische Wankstabilisatoren an Vorder- und Hinterachse in ein modernes Fahrzeug mit hoher Aufbaumasse und hohem fahrdynamischen Anspruch integriert. Durch Auswahl einer geeigneten Kopplungsmethodik beider Systeme und Einführung einer zentralen Sollvorgabe wird eine Koordination der Systeme hergestellt und redundante Anteile in den Sollvorgaben der Einzelsysteme eliminiert. Dadurch werden zum einen Störeffekte auf den Aufbaukomfort durch Überaktuation beseitigt. Zum anderen wird dadurch ein großer möglicher Variationsbereich der darstellbaren Wankdynamik geschaffen, der es erlaubt, das Fahrzeug vielseitig wankdynamisch auszulegen.

Durch aktive Wankdämpfungsanteile auf Basis des Skyhook-Prinzips in der zentralen Sollvorgabe kann darüber hinaus eine weitere Steigerung des Aufbaukomfort erreicht werden. Beschleunigungen in den für den Menschen am sensibelsten wahrnehmbaren Frequenzbereichen können dadurch signifikant reduziert werden.

Die identifizierten wankdynamischen Freiheitsgrade durch die Kopplung beider Systeme und die zentrale Sollvorgabe werden im Anschluss daran genutzt, in einer Objektivierungsstudie das optimale Wankverhalten eines Fahrzeugs mit sportlichem Anspruch zu identifizieren. Der Fokus wird dabei auf das durch einen Fahrerlenkvorgang hervorgerufene Wankverhalten und der Einbeziehung menschlicher Empfindungseffekte im Bewertungsprozess gelegt. Es wird ein Vergleich der Korrelationsergebnisse zwischen sowohl einer Vielzahl objektiver Kennwerte und den abgefragten Subjektivurteilen als auch um Empfindungseffekte adaptierten Objektivkennwerten und den Subjektivurteilen angestellt. Dieser ergibt eine geringfügig verbesserte Erklärung des Fahrerurteils bei Verwendung empfindungsbasierter Kennwerte, zeigt aber zugleich noch Raum für weitergehende Untersuchungen zum komplexen Bewertungsprozess der Wankdynamik. Es konnten summativ wichtige Objektivkennwerte und Regressionsgleichungen zur Beschreibung optimalen fahrerinduzierten Wankverhaltens neu identifiziert oder bestätigt werden.



# Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung.....	1
2	Stand der Wissenschaft.....	3
2.1	Wankdynamik des Kraftfahrzeugs.....	3
2.2	Fahrwerksysteme zur Beeinflussung der Wankdynamik .....	6
2.2.1	Federungssysteme.....	8
2.2.2	Verstelldämpfersysteme .....	8
2.2.3	Stabilisatoren.....	10
2.3	Kopplung aktiver Fahrwerksysteme .....	11
2.3.1	Logikbasierte Kopplung .....	12
2.3.2	Modellbasierte Kopplung.....	14
2.4	Objektivierung subjektiver Fahrverhaltensbeurteilung .....	15
2.4.1	Statistische Auswertung.....	17
2.4.2	Bisherige objektive Maßzahlen und Ergebnisse zur Objektivierung der Wankdynamik .....	18
2.4.3	Objektivierung unter Einbezug menschlicher Empfindungseffekte .....	22
3	Konzeptentwicklung .....	25
3.1	Motivation und Ziele dieser Arbeit.....	25
3.2	Kopplung und zentrale Sollvorgabe der Fahrwerksysteme .....	29
3.2.1	Konzeptableitung .....	29
3.2.2	Umsetzung und Bewertung .....	31
3.3	Objektivierung der Wankdynamik .....	32
3.4	Versuchsträger und Messtechnik.....	34
4	Kopplung von elektromechanischer Wankstabilisierung und semiaktiven Verstell- dämpfern .....	37
4.1	Umsetzung der Defizitschnittstelle .....	37
4.2	Zentrale Wankmomentensollvorgabe .....	38
4.3	Effekte auf fahrerinduzierte Wankdynamik.....	44
4.3.1	Lenkradwinkelsprung.....	44
4.3.2	Frequenzgang .....	47
4.3.3	Stationäre Kreisfahrt.....	50
4.3.4	Fazit fahrerinduziertes Wankverhalten .....	51
4.4	Effekte auf fahrbahninduzierte Wankdynamik.....	52
4.4.1	Kopierstrecke.....	53
4.4.2	Schlechte Landstraße.....	57
4.4.3	Rampenüberfahrt .....	62
4.4.4	Schlussfazit fahrbahninduziertes Wankverhalten.....	66
5	Objektivierung der Wankdynamik.....	69
5.1	Konzeptionelle Randbedingungen der Studie.....	69
5.1.1	Bewertungskriterien.....	69
5.1.2	Zu bewertende Fahrzeugvarianten und verwendete Fahrmanöver.....	70
5.1.3	Objektive Kennwerte .....	71

5.1.4	Statistische Auswertung .....	73
5.2	Empfindungsmodell Wanken.....	74
5.2.1	Transformation in das Kopfkoordinatensystem des Fahrers .....	74
5.2.2	Übertragungsfunktionen der Bogengänge .....	76
5.2.3	Übertragungsfunktionen der Makulaorgane .....	80
5.2.4	Visuelle Empfindung und Fusion mit vestibulärer Information .....	81
5.3	Ergebnisse der Objektivierungsstudie .....	82
5.3.1	Anwanken .....	82
5.3.2	Fazit zum Kriterium Anwanken.....	87
5.3.3	Wechselseitiges Wanken .....	87
5.3.4	Fazit zum Kriterium wechselseitiges Wanken.....	93
5.3.5	Auswanken.....	93
5.3.6	Fazit zum Kriterium Auswanken .....	95
5.3.7	Stationäres Wankverhalten.....	95
5.3.8	Fazit zum Kriterium stationäres Wankverhalten.....	98
5.3.9	Einfluss des variierten Gierverhaltens auf die Bewertung der Wankdy- namik .....	98
5.4	Fazit zu den Objektivierungsergebnissen .....	102
6	Diskussion der Ergebnisse.....	105
6.1	Kopplung der aktiven Systeme und Auswirkung auf Wankdynamik und Verti- kalkomfort.....	105
6.2	Objektivierung der Wankdynamik .....	107
7	Zusammenfassung und Ausblick.....	109
	Abkürzungen/Glossar.....	113
	Formelzeichen.....	115
	Abbildungsverzeichnis.....	121
	Tabellenverzeichnis .....	124
	Literatur .....	125
	Studentische Arbeiten .....	138
	Eigene Veröffentlichungen .....	138
	Eigene Scopus-Veröffentlichungen .....	139
	Anhang .....	141

# 1 Einleitung

Die Automobilindustrie befindet sich in einem im Vergleich zu den vergangenen Jahrzehnten starken Wandel. Alternative Antriebsformen gewinnen, getrieben durch strenge neue Emissionsvorschriften der Gesetzgeber, mit großer Geschwindigkeit an Bedeutung. Allen voran ist hier die Teil- und Voll-Elektrifizierung des Antriebsstrangs zu nennen, die immer mehr Einzug in Serienfahrzeuge erhalten. Weitere Faktoren des Wandels liegen in der fortschreitenden Entwicklung teil- und hochautomatisierter Fahrfunktionen bis zum vollautomatisierten Fahren. Stück für Stück werden auf rechtlicher und technischer Seite die Rahmenbedingungen geschaffen, dass Kraftfahrzeuge den Fahrer von seiner Fahraufgabe entlasten oder gar herauslösen können. Der erste Grundstein hierfür wurde im Mai 2017 vom deutschen Gesetzgeber gelegt, indem er das Straßenverkehrsrecht um das Regelwerk zur Nutzung automatisierter Fahrfunktionen erweiterte [1].

Weiterer Wandel vollzieht sich im Bereich Connectivity im Fahrzeug. Laut einer Studie von McKinsey & Company [2] wird sich der Markt für Connectivity-Dienste im Fahrzeug bis zum Jahr 2020 verfünffachen. Kunden legen vermehrt Wert auf Online-Dienste und Echtzeitverkehrsdaten. Dieser Trend wird durch die Einführung automatisierter Fahrfunktionen mit hoher Wahrscheinlichkeit weiter zunehmen.

Klassische kundensensitive Disziplinen des Automobilbaus wie Design, Verarbeitung, Haptik und Fahrdynamik sehen sich der Herausforderung gegenübergestellt, ihre kaufentscheidende Bedeutung vor dem Kunden zu erhalten. Denn diese treten immer mehr in Konkurrenz zu genannten Automatisierungs- und Connectivityfunktionen, aber auch zu Multimedia- und Anzeige-Bedien-Konzepten im Fahrzeug. Alleinige Stärken in den genannten klassischen Disziplinen reichen in Zukunft nicht mehr aus, um Kunden zu gewinnen und zu binden.

Für die Disziplin Fahrdynamik spielen dabei, neben den die Längsdynamik prägenden Kompetenzfeldern Aggregate- und Getriebebau, das semiaktive und aktive Fahrwerk eine bedeutende Rolle zur Beeinflussung der Quer- und Vertikaldynamik. Moderne Fahrwerksaktuatorik und die damit verknüpften Fahrwerkregelsysteme ermöglichen durch situationsspezifische Anpassung der Regelstrategien, den klassischen Zielkonflikt zwischen Fahrkomfort und Fahrsicherheit [3, S. 496f.] und der dritten Dimension Fahrspaß zu reduzieren sowie den Kunden mit einem wandelbaren, begeisternden Fahrverhalten zu überzeugen. Dies ist bereits seit Ende der 80er Jahre Motivation für intensive Forschung und Entwicklung im Bereich aktiver Fahrwerksysteme, sodass insbesondere Premiumhersteller dieses Know-How in gesteigerte Verkaufszahlen oder Verbesserung des Images der gesamten Marke wandeln konnten. Damit diese Kompetenz im Bereich aktiver Fahrwerksysteme auch in Zukunft gegenüber den neuen Differenzierungsmerkmalen Connectivity und automatisiertes Fahren behauptet werden kann, müssen die vorhandenen Fahrwerksysteme im Bereich Fahrkomfort und Fahrspaß daher konsequent an die Kundenbedürfnisse angepasst und optimal in das Fahrzeug integriert werden. Das Potential aktiver Fahrwerksysteme kann dabei auch zur Stärkung der neuen Disziplinen gegenüber der Konkurrenz dienlich sein. Beispiele sind die Darstellung eines für den automatisierten Fahrbetrieb optimierten Fahrverhaltens durch Reduktion der auf die Insassen einwirkenden Querbeschleunigung anhand einer Kurvenneigerfunktion oder aktive Systeme, die den Insassen deren Funktionsweise im Anzeige-Bedien-Konzept visualisieren, wie zum Beispiel dynamische Kraftfluss-Grafiken bei aktiven Wankstabilisatoren.

Die Fahrwerksaktuatorik muss hierfür innerhalb jedes Nutzungsszenarios im Sinne der strengen Emissionsvorschriften eine hohe Energieeffizienz aufweisen. Aus diesem Grund erfolgt ein stetiger Wandel von hydraulischen zu energieeffizienteren elektromechanischen Aktoren, die mittlerweile eine hohe Substitutionsrate im Fahrzeug erreicht haben [4, S. 11]. Elektromechanische Systeme weisen zugleich hohes dynamisches Potential auf, sodass eine Adaption des Fahrwerks auf die Fahrsituation oder den Fahrerwunsch im Bereich weniger

Zehntelsekunden möglich wird. Hierfür ist es zum einen bedeutend, die vorhandenen Fahrwerksysteme intelligent zu kombinieren, um deren objektives Potential vollständig heben zu können. Zum anderen ist essentiell, ein klares Verständnis davon zu haben, wie sich ein Optimalverhalten der Fahrzeugreaktion auf Basis der Kundenwahrnehmung darstellt. Nur ein auf eine optimale Kundenbewertung appliziertes Gesamtsystem ermöglicht die Begeisterung des Kunden und letztendlich den Verkauf des Systems beim Vertriebspartner vor Ort.

Das Wankverhalten als eine vom Menschen visuell und vestibulär sensibel wahrgenommene Aufbaubewegung spielt zur Erreichung hoher Kundenbewertungen neben dem Hub-Schwingverhalten und der Querdynamik inklusive Lenkcharakteristik im besonderen Maße eine wichtige Rolle [5, S. 189]. Aktive Wankstabilisierungssysteme bieten die Möglichkeit, das Wankverhalten und damit verknüpft auch das Hub-Schwingverhalten und die Querdynamik aktiv zu beeinflussen [6, S. 426ff.] und finden daher immer mehr Einzug in moderne Fahrzeuge. Aus diesem Grund sind sowohl die Analyse des Potentials aktiver Fahrwerksysteme zur Beeinflussung des Wankverhaltens als auch die Objektivierung des Wankverhaltens Gegenstand einiger Forschungsvorhaben der letzten Jahre [7–9]. Bisherige Arbeiten fokussierten dabei jedoch hauptsächlich den mitteldynamischen Querschleunigungsbereich bis ca.  $a_y = 4 \text{ m/s}^2$ . Durch eine immer steigende Queragilität moderner Fahrzeuge steigt auch der durchschnittliche Querschleunigungsbereich, den Normalfahrer erreichen [8; 10; 11]. Der höherdynamische Querschleunigungsbereich bis ca.  $a_y = 6 \text{ m/s}^2$  gewinnt daher an Bedeutung.

Die vorliegende Arbeit widmet sich dahingehend der Optimierung der fahrbahn- und fahrerinduzierten Wankdynamik eines Fahrzeugs mit semiaktiven Verstelldämpfern (SAD) und einer elektromechanischen aktiven Wankstabilisierung (eAWS). Diese beiden Systeme sind zuerst regelungstechnisch zu koordinieren. Dies umfasst auch die Einführung einer zentralen Sollvorgabe des Wunschwankverhaltens. Im ersten Teil dieser Arbeit wird eine Integration der Umfänge in das Versuchsfahrzeug vollzogen und das Potential zur koordinierten Beeinflussung des Wankverhaltens bei gleichzeitiger Optimierung des Vertikalkomforts diskutiert. Die geschaffene Variationsbreite des Wankverhaltens durch die Kopplung beider Fahrwerksysteme sowie durch die zentrale Sollvorgabe wird im zweiten Teil dieser Arbeit zur Objektivierung des Wankverhaltens genutzt. Das Ziel ist, den vom Menschen empfundenen Optimalbereich des fahrerinduzierten Wankverhaltens zu identifizieren. Der Fokus liegt dabei zum einen auf einer möglichst der Empfindung des Menschen entsprechenden objektiven Bewertungsbasis und zum anderen auf einem höherdynamischeren Querschleunigungsbereich, der sportliches Fahren adressiert.

Der nachfolgende Stand der Wissenschaft führt in die thematischen Grundlagen der beiden Themenblöcke ein. Das Konzeptkapitel arbeitet darauf aufbauend das Vorgehen und die Aufgabenstellung dieser Arbeit heraus.

Die erzielten Erkenntnisse sollen in Zukunft dazu dienen, das kundensensitive Wankverhalten eines neuen Fahrzeugs bereits in der frühen Phase optimal auslegen zu können. Abbildung 1.1 zeigt hierzu die einzelnen Bausteine des Vorgehens.



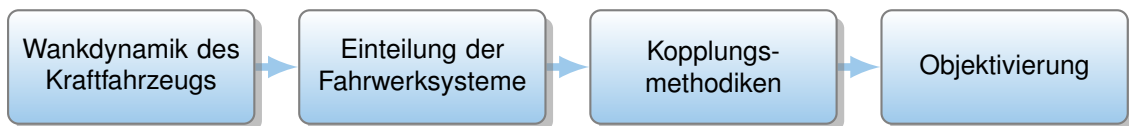
**Abbildung 1.1:** Vorgehen dieser Arbeit zur Kopplung zweier Fahrwerksysteme und zur Objektivierung der Wankdynamik



## 2 Stand der Wissenschaft

Die Wankdynamik eines Fahrzeugs bestimmt maßgeblich die Gefallensbewertung des Fahrerhaltens durch den Fahrer [5, S. 189]. Aktive Fahrwerksysteme bieten die Möglichkeit, dieses gezielt zu beeinflussen und ein neuartiges Fahrerlebnis zu schaffen und Zielkonflikte zwischen Wankverhalten und Vertikalkomfort zu minimieren. Sollen diese Potentiale gehoben und ein harmonisches Gesamtfahrverhalten dargestellt werden, ist eine Koordination und eine am Fahrerwunsch orientierte Bedatung der aktiven Systeme ein wesentlicher Bestandteil des komplexen Entwicklungsprozesses.

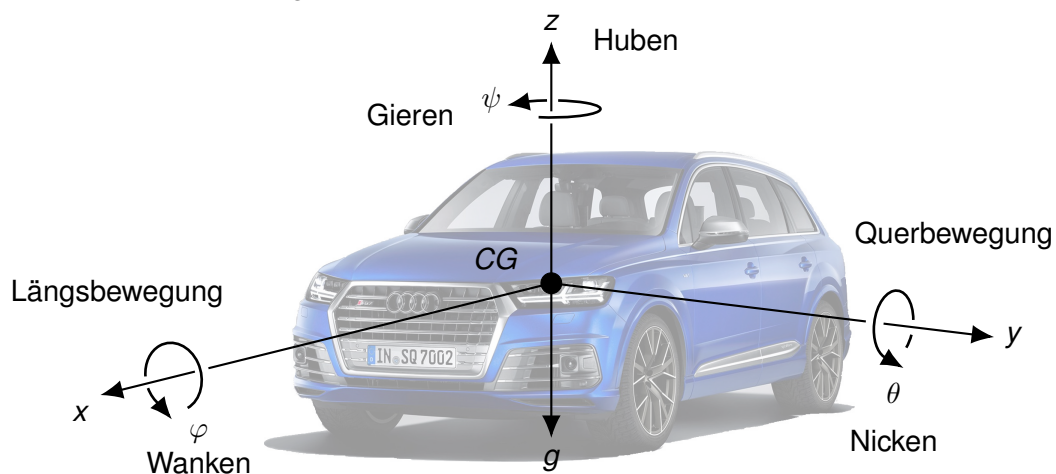
Gemäß der beiden Schwerpunkte dieser Arbeit zur Kopplung zweier das Wank- und Hubverhalten des Fahrzeugs beeinflussenden aktiven Fahrwerksysteme und der Identifikation optimalen Wankverhaltens durch ein Objektivierungsvorgehen teilt sich der nachfolgende Stand der Wissenschaft in diese beiden Hauptbereiche. Vorab wird ein Überblick über die Wankdynamik im Allgemeinen und über bisherige (semi-)aktive Fahrwerksysteme gegeben, die die Wank- und Hubbewegung gezielt beeinflussen können.



**Abbildung 2.1:** Vorgehen dieser Arbeit zur Kopplung zweier Fahrwerksysteme und zur Objektivierung der Wankdynamik

### 2.1 Wankdynamik des Kraftfahrzeugs

Die Grundlage für die Beschreibung der Fahrzeugbewegungen im Raum bildet die Norm DIN ISO 8855 [12]. In dieser werden das horizontierte und das fahrzeuggebundene Koordinatensystem mit deren Ursprung im Fahrzeugaufbauswerpunkt (CG) definiert. In der vorliegenden Arbeit wird das fahrzeuggebundene Koordinatensystem verwendet, siehe Abbildung 2.2. Die  $x$ -Achse verläuft vom Schwerpunkt entlang der Fahrzeuglängsebene in Fahrtrichtung, die  $y$ -Achse zeigt konventionsgemäß zur linken Fahrzeugseite. In Konstruktionslage und bei ebener Fahrbahn liegt die  $xy$ -Ebene parallel zur Fahrbahnebene. Die  $z$ -Achse verläuft parallel zum Gravitationsvektor  $g$ .



**Abbildung 2.2:** Fahrzeugkoordinatensystem nach DIN ISO 8855 [12]

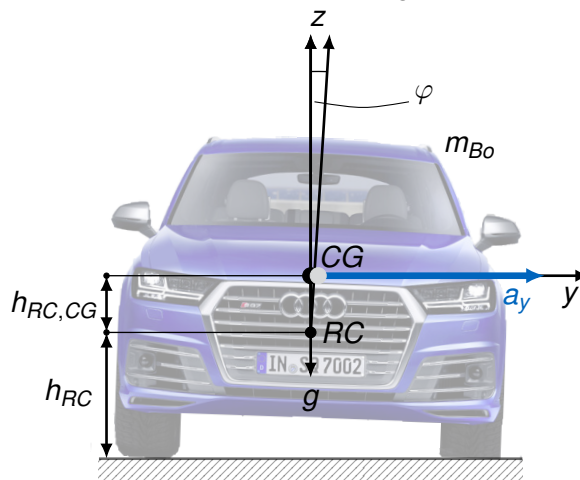
Das Fahrzeug besitzt sechs Freiheitsgrade. Die translatorischen Freiheitsgrade entlang der Koordinatenachsen werden als Längs- ( $x$ ), Quer- ( $y$ ) und Hubbewegung bzw. Huben ( $z$ )

bezeichnet. Die rotatorischen Freiheitsgrade werden als Wanken ( $\varphi$ ), Nicken ( $\theta$ ) und Gieren ( $\psi$ ) definiert. Entsprechend dieser Zuordnung erfolgt in der Fahrdynamik nach Heiing et. al [13, S. 38] die Unterteilung zu

- *Längsdynamik*: Beschreibung des Brems- und Beschleunigungsverhaltens und von Fahrwiderständen
- *Querdynamik*: Beschreibung von Fahrstabilität, Kurvenverhalten, Lenkverhalten und Spurführung
- *Vertikaldynamik*: Beschreibung des Schwingverhaltens entlang der Fahrzeughochachse

Das Wanken oder Rollen eines Fahrzeugs stellt die Rotation des Aufbaus um die Fahrzeuglangssachse  $x$  dar und wird der Quer- und Vertikaldynamik zugeordnet [14, S. 642]. Diese doppelte Zuordnung liegt darin begründet, dass eine Wankbewegung sowohl durch eine querdynamische als auch durch eine vertikaldynamische Anregung induziert werden kann, wie nachfolgend erläutert wird.

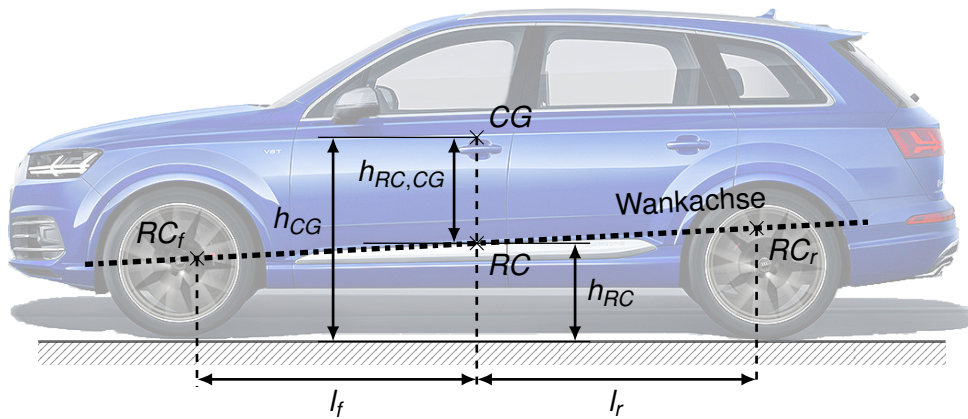
Bei einer querdynamisch angeregten Wankreaktion spricht man auch von einer *fahrerinduzierten Wankbewegung* [9, S. 18]. Diese tritt auf, wenn eine vom Fahrer eingeleitete Lenkbewegung bei  $|v_x| \geq 0$  m/s erfolgt. Wie Abbildung 2.3 zeigt, wirkt die resultierende Querbeschleunigung  $a_y$  als Störgröße auf den Schwerpunkt  $CG$  des Fahrzeugaufbaus und induziert am Aufbau der Masse  $m_{Bo}$  und durch den Wankhebelarm  $h_{RC,CG}$  als Differenz aus Schwerpunkthöhe  $h_{CG}$  und Wankzentrumshohe  $h_{RC}$  ein Storwankmoment um die Wankachse. Letztere enthält das Wankzentrum  $RC$  unterhalb des Schwerpunkts und stellt die Verbindungslinie zwischen den Achswankzentren  $RC_f$  und  $RC_r$  der Vorder- und Hinterachse mit deren Schwerpunktsabstanden  $l_f$  und  $l_r$  dar, siehe Abbildung 2.4.



**Abbildung 2.3:** Fahrzeug bei fahrerinduzierter Wankreaktion

Das Achswankzentrum  $RC_f$  bzw.  $RC_r$  ist nach [15, S. 11] als der über der Achsmitte liegende Bewegungspol definiert, bei dem die Radaufhängung als Koppelgetriebe und die Radaufstandspunkte als Gelenkpunkte betrachtet werden. Es stellt das gedachte Verbindungsgelenk zwischen Aufbau und Räder einer Achse [16, S. 264] für den Fall dar, dass keinerlei Elastizitäten im Fahrwerk berücksichtigt werden (reine Kinematik). Bei eingeleitetem Radhub wandert das Achswankzentrum je nach Achstyp und Geometrie in  $z$ - und auch in  $y$ -Richtung. Die Achse rollt folglich vom Einfederungszustand abhängig um einen vertikal und lateral wandernden Pol [17, S. 187ff.]. Weitergehende Literatur zur Herleitung der Konstruktion und Kinematik der Wankzentren und der Wankdifferentialgleichung ist in [6; 9; 17; 18] zu finden.

Die Aufbauwanktragheit, die Tragfeder-, Schwingungsdämpfer- und Stabilisatorkrafte sowie Reibungskräfte und Nebensteifigkeiten im Fahrwerk wirken dem durch  $a_y$ -Einfluss resultierenden Storwankmoment entgegen. Die dazugehörige Wankdifferentialgleichung lautet [19, S. 575]:



**Abbildung 2.4:** Definition der Wankachse abhängig von der Lage der Wankzentren  $RC_f$  und  $RC_r$  mit deren Schwerpunktabständen  $l_f$  und  $l_r$

$$J_{xx} \cdot \ddot{\varphi} + (d_{Damp} + d_{Reib}) \cdot \dot{\varphi} + (c_{Fed} + c_{Stabi} + c_{neben}) \cdot \varphi = m_A \cdot h_{RC,CG} \cdot (a_y + \overbrace{g \cdot \sin(\varphi + \gamma)}^{g_y}) \quad (2.1)$$

In dieser Gleichung ist neben dem  $a_y$ -Störmoment auch ein Term für den lateralen Anteil des Gravitationsvektors  $g_y$  enthalten, der bei einer Drehung des Fahrzeugs um die  $x$ -Achse des Inertialsystems wirkt. Dieser resultiert durch Wandern des Schwerpunkts beim Wanken (in Abbildung 2.3 nicht eingezeichnet) und bei Fahrbahnneigung  $\gamma$ . Im Vergleich zum  $a_y$ -induzierten Wankmoment ist dieser Effekt jedoch bei wanksteifen Fahrzeugen als gering zu betrachten und wird aus diesem Grund nachfolgend nicht näher diskutiert. *Fahrbahninduzierte* Wankbewegungen treten bei Überfahrt einer einseitigen Fahrbahnerhebung und im geringeren Ausmaß auch bei einseitigen Fahrbahnsenken auf. Durch die Bewegung des angeregten Rades einer Achse werden der Schwingungsdämpfer und die Tragfeder komprimiert und der Wankstabilisator tordiert. Diese Bauteile wirken mit einer Reaktionskraft dieser Einfederbewegung entgegen. Durch die physische Kopplung beider Räder einer Achse durch den Stabilisator wird die an der Koppelstange der einen Seite entstehende Kraft als Reaktionskraft auf den gegenüberliegenden Lagerpunkt an der Karosserie kopiert (sogenannter *Kopiereffekt* nach [13, S. 552ff.]). Eine hohe Stabilisator-torsionssteifigkeit ermöglicht folglich gemäß Gleichung (2.1) geringe Wankwinkel bei Querschleunigung, erhöht jedoch den Kopiereffekt und verringert so den Komfort bei einseitiger Radanregung.

Die dritte Anregungsform stellt das *aeroinduzierte Wanken* dar, das durch Queranströmung mit einer Kraft  $F_a$  am seitlichen Druckpunkt der Karosserie resultiert. Dieser Effekt ist bei heutigen Fahrzeugen durch numerische aerodynamische Optimierung und eine hohe Grundwanksteifigkeit als gering anzusehen und wird im Folgenden nicht weiter thematisiert. Abbildung 2.5 zeigt die erweiterte Klassifikation der Wankdynamik mit all ihren möglichen Anregungsformen auf Basis der Definition in [9, S. 17].

Die genannten fahrer- und fahrbahninduzierten Anregungsformen führen in der Idealvorstellung zu einer reinen Wankbewegung des Aufbaus. Nach [9, S. 68] liegt bei heutigen Fahrzeugen aufgrund längssymmetrischer Anordnung des Fahrwerks an der Karosserie und Übereinstimmung der Hauptträgheitsachsen des Fahrzeugaufbaus mit seinen  $x$ -,  $y$ - und  $z$ -Achsen stets eine modale Entkopplung des Wankens vor. Das bedeutet, dass eine Wankbewegung ohne gleichzeitige Hub- oder Nickbewegung des Aufbaus auftreten kann. Ungleiche Achslastverteilung, variierende Wanksteifigkeiten, -dämpfungen und Kinematiken an Vorder- und Hinterachse und kinematische Effekte wie das vertikale und auch laterale Wandern der Achswankzentren bei Einfederbewegungen stehen dieser These entgegen. Von einer modalen Entkopplung der Fahrzeugbewegungen kann daher nicht ausgegangen werden. Ein auftretender Nickwinkel hat folglich auch Einfluss auf den gemessenen Wankwinkel im verwendeten fahrzeuggebundenen Koordinatensystem. Der effektive Wankwinkel  $\varphi_{eff}$  ergibt sich nach DIN 70000 [20] als Winkel zwischen dem Gravitationsvektor  $g$  und der  $z$ -Achse,

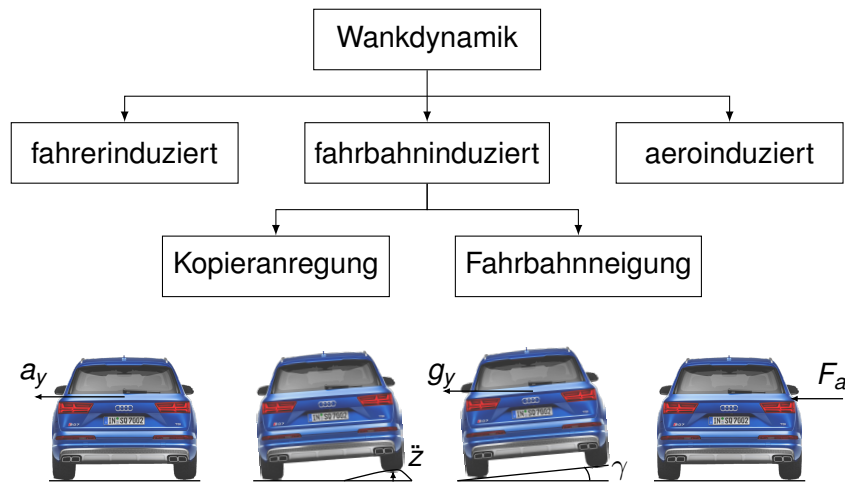


Abbildung 2.5: Einteilung der Wankdynamik eines Kraftfahrzeugs basierend auf [9]

korrigiert um den auftretenden Nickwinkel  $\theta$ , zu

$$\sin \varphi_{eff} = \sin \varphi \cos \theta \quad (2.2)$$

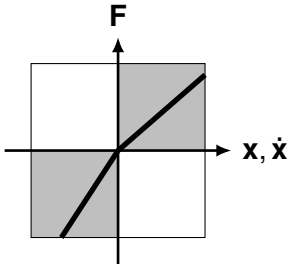
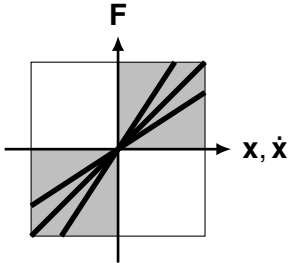
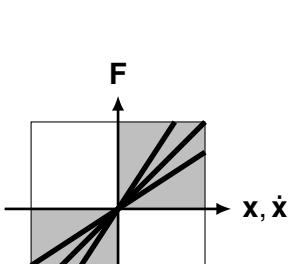
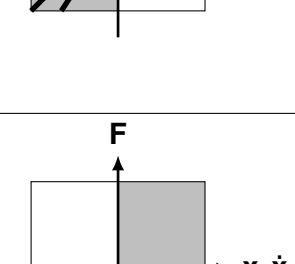
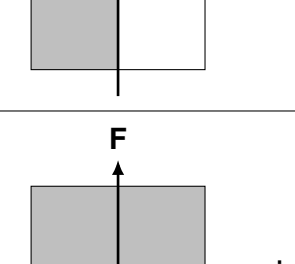
Moderne Messsensorik korrigiert den gemessenen Wankwinkel um diesen Nickwinkelanteil. Im Nachfolgenden wird daher immer der effektive Wankwinkel betrachtet, jedoch vereinfachend mit  $\varphi$  adressiert.

## 2.2 Fahrwerksysteme zur Beeinflussung der Wankdynamik

Neben den konventionellen passiven Vertikaldynamiksystemen wie Schwingungsdämpfer, Tragfedern und Stabilisatoren existieren am Markt immer mehr aktiv ansteuer- oder regelbare Ausführungen. Diese Systeme können nach [14, S. 756] unterteilt werden in *Niveauregulierungen* (früher oft hydraulisch, heute vorzugsweise mit Luftfederung), *Verstelldämpfersysteme* und *Aktiv-Federn/Aktiv-Stabilisatoren*. Eine Übersicht mit repräsentativen Beispielen von dem frühen Beginn aktiver Vertikaldynamiksysteme in Serienfahrzeugen Mitte der 80er Jahre bis zu aktuellen Fahrzeugen und deren Klassifizierung wird in Tabelle 2.1 gegeben. Die Systemart wird nach [21, S. 123; 22, S. 123] unterschieden in *passiv*, *adaptiv*, *semiaktiv* und *aktiv*. Eine Sonderform stellt die passiv geregelte Variante dar, die vor dem Einzug der Elektronik in den Fahrwerksbereich Verwendung fand.

- *passiv*: Die Bauteile konventioneller, passiver Fahrwerke besitzen feste Kennlinien und benötigen keine externe Energiezufuhr.
- *passiv geregelt*: Passiv geregelte Bauteile verändern ihre Kennlinie mechanisch selbsttätig bei Eintritt eines bestimmten Betriebszustands und benötigen keine externe Energiezufuhr. Sie waren die ersten adaptiven Systeme am Markt und werden heutzutage wieder vermehrt als kostengünstige Alternative verwendet.
- *adaptiv*: Adaptive Systeme können langsam oder auch schnell ( $f = 1 - 40$  Hz nach [38]) zwischen diskreten Kennungen umschalten bei zugleich geringem Energiebedarf. Die Umschaltung erfolgt je nach System langsamer oder auch schneller als die charakteristische Schwingungsfrequenz gefederter Massen.
- *semiaktiv*: Semiaktive Komponenten können deutlich schneller schalten und ermöglichen eine quasi-kontinuierliche Verstellung der Kennlinie bei geringem Energiebedarf. Die Verstellung erfolgt bis zu Frequenzen oberhalb der charakteristischen Schwingungsdauer der Radaufhängung. Durch diese Eigenschaften ist die Annäherung an aktive Regelgesetze wie das Skyhook-Prinzip möglich.

**Tabelle 2.1:** Erweiterte Klassifizierung der Fahrwerksysteme auf Basis Kallenbach et al. mit Beispielen der Erstverwendung in Serienfahrzeugen [21, S. 123]

	Kräfte	Schaltfrequenz & Energiebedarf	Beispiel
passiv		-	Schwingungsdämpfer, Tragfeder, Stabilisator (konventionell)
passiv geregelt		-	Hubabhängige Dämpfung mit Hilfe von Steuernuten: Mercedes Benz 600 (W100, 1964), ZF Sensitive Damping Control [23; 24], ThyssenKrupp DampMatic I / II [25]
adaptiv		$f < f_{char}$ oder $f > f_{char}$ gering	<u>Dämpfer:</u> Adaptive Teleskopstoßdämpfer (Bilstein, Porsche 959, 1986), Electronic Damper Control (EDC) (BMW 635 CSi E24, 1987 [26]), Adaptive Damping System (ADS) (Mercedes-Benz SL R129, 1991 [27]) <u>Federung:</u> Hydractive I (Citroën XM, 1989), AAS (AUDI A8 D4, 2009 [28]) <u>Stabilisator:</u> AFS (Citroën Xantia Activa, 1995 [13]), SWISTAB (ZF-Lemförder Fahrwerktechnik, 2004 [29])
semi-aktiv		$f > f_{char}$ gering	<u>Dämpfer:</u> Magnetic Selective Ride Control (MSRC) (Cadillac Seville 5, 2001), MagneticRide (AUDI TT 8J, 2006 [30]), Continuous Damping Control (CDC) (ZF Sachs ab 2001) <u>Stabilisator:</u> Magnetorheologisches Stabilisatorlager (Porsche SE [31])
aktiv		$f > f_{char}$ hoch	<u>radselektiv:</u> Bose Suspension System [32; 33], Magic Body Control (MBC) Mercedes-Benz S500 W222, 2013, AUDI AI Aktivfahrwerk (AUDI A8 D5, 2017 [34]) <u>achsselektiv:</u> Dynamic Drive (BMW 7er E65, 2002 [35]), Elektromech. aktive Wankstabilisierung eAWS (BMW 7er G11, 2015 [36], AUDI SQ7, 2016 [37])

- *aktiv:* Alleinstellungsmerkmal aktiver Fahrwerkregelsysteme ist, dass Kräfte nicht nur entgegen, sondern auch mit der Bewegungsrichtung gestellt werden können. Der Leistungs-

und Energiebedarf ist dadurch deutlich höher. Ihre Schaltfrequenz ist größer als die charakteristische Schwingungsfrequenz der gefederten Massen. Bisher nicht in Serie befindliche Systeme erreichen sogar Frequenzen oberhalb der Radeigenfrequenz.

Im Nachfolgenden wird eine kurze Übersicht über die drei wesentlichen Vertikaldynamiksystemarten gegeben.

### 2.2.1 Federungssysteme

Die Primäraufgabe der Federungssysteme ist es, die statische Last der anteiligen Aufbau- masse aufzunehmen [14, S. 748f.]. Die Bauteile werden daher auch Tragfedern genannt. Die Federauslegung beeinflusst in erster Linie die Aufbaueigenfrequenz, die je nach Aufbau- masse  $m_{Bo}$  bei ca. 1,0 Hz liegt, und das Übertragungsverhalten der Aufbau- bewegung in diesem Frequenzbereich [14, S. 748f.]. Geregelte Federungssysteme werden in adaptive und aktive Systeme unterteilt. Adaptive Systeme werden auch als Niveauregulierungssysteme bezeichnet und ermöglichen eine fahrsituationsabhängige Anhebung oder Absenkung des Fahrzeugaufbaus je nach Straßentyp, Untergrund und Beladung. Der erste Serieneinsatz eines adaptiven Federungssystems war die hydropneumatische Niveauregulierung *Hydractive I* im Citroën XM im Jahre 1989. Heutzutage werden sie als Luftfederung ausgeführt und vor allem in Sport Utility Vehicles (SUVs) oder der Ober- und Luxusklasse eingesetzt [13, S. 590ff.].

Die aktiven Systeme werden üblicherweise als Active Body Control (ABC) bezeichnet und sind in langsam-aktive und vollaktive Systeme zu unterteilen. Langsam-aktive Systeme weisen deutlich höhere Stellzeiten auf und können nur zum Ausgleich niederfrequenter Hub-, Wank- und Nickschwingungen im Bereich der Aufbaueigenfrequenzen von 1 bis ca. 3 Hz verwendet werden [38]. Sie besitzen einen deutlich geringeren Leistungsbedarf als vollaktive Systeme, liegen jedoch deutlich über adaptiven oder semiaktiven Systemen. Die erste Anwendung in Serie bis 2 Hz Regelfrequenz wurde im Jahr 1999 als hydraulische, volltra- gende Ausführung von DaimlerChrysler in den Modellen CL500 und CL600 der Baureihe C215 vorgestellt. Die aktuellste Entwicklungsstufe dieses Systems ist seit 2013 im Modell S500/S560 des Typs W222 zu finden. Dabei wird das ABC-System um sogenannte *Road Surface Scan* Daten einer Stereokamera ergänzt, sodass ein vorausschauendes Fahrwerk realisiert werden kann (Mercedes-Benz MBC).

Heutige und auch zukünftige Ausführungen werden aus Package- und Effizienzgründen nur noch als teiltragende, elektromechanische Systeme ausgeführt, die als eABC bezeichnet werden [13, S. 593-596]. Die Federfußpunktverstellung wird dabei durch eine Druckfeder mit parallel dazu verbautem Elektromotor realisiert [39, S. 645]. Ein erster Serieneinsatz dieser Weiterentwicklung erfolgt im AUDI A8 D5 [40], voraussichtlich verfügbar ist diese ab Ende 2019.

Bei vollaktiven Systemen wie dem Bose Suspension System [32; 33] wird das gesamte Fe- derbein durch einen Linearmotor ersetzt. Zur Aufnahme der statischen Radlasten werden zusätzliche Torsionsfedern verwendet. Es können mit dem System deutlich kürzere Ver- stellzeiten realisiert werden bis zu einem Frequenzbereich von 30 Hz. Dies resultiert jedoch in einem hohen Energiebedarf, hohem Bauteilgewicht, großem Bauraumbedarf und hohen Kosten. Vollaktive Federungssysteme sind daher heutzutage nicht in Serie im Einsatz [13, S. 593].

### 2.2.2 Verstelldämpfersysteme

Der erste Entwicklungsschritt vom passiven zum aktiven Fahrwerk waren adaptive Dämp- fungssysteme, die gegen Ende der 1980er Jahre eingeführt wurden. Bekannte erste Ver- treter sind die adaptiven Teleskopstoßdämpfer von Bilstein, die 1986 im Supersportwagen Porsche 959 erstmals zum Einsatz kamen. Kurz danach kam 1987 das erste EDC-System von BMW auf den Markt im BMW E24 635 CSi [41]. Mit diesem kann manuell durch den Fahrer oder durch eine Schwellwertstrategie zwischen mehreren Kennlinien geschaltet wer-



den. Als Regelgrößen dienen Weg- bzw. Beschleunigungssignale des Aufbaus [13, S. 586]. Die heute in Fahrzeugen der Mittel- und Oberklasse weit verbreiteten semiaktiven Dämpfungssysteme wurden erstmals im Jahre 2001 von der Firma *ZF Friedrichshafen AG / Sachs* unter dem Namen CDC auf den Markt gebracht [42, S. 8]. Mit Hilfe eines bestrombaren Proportionalventils (Abbildung 2.6) kann der hydraulische Fluss und somit die Dämpfungskonstante kontinuierlich zwischen einer minimalen und einer maximalen Kennung verstellt werden [21, S. 130; 43, S. 130]. Eine alternative Bauform semiaktiver Schwingungsdämpfer konnte ab 2001 im Cadillac Seville der 5. Generation mit dem System MSRC geordert werden. Dieses beruht auf dem magnetorheologischen (MR) Prinzip, bei dem nicht der Ventilquerschnitt, sondern die Viskosität des mit Eisenpartikel versehenen Hydrauliköls durch Änderung eines Magnetfeldes beeinflusst werden kann [30]. Durch Wegfall der Ventileinheit erzielen MR-Dämpfer geringere Stückkosten und ermöglichen teilweise noch geringere Stellzeiten (Dauer vom Stellbefehl bis zum Erreichen von 90 % der maximalen Dämpferkraft) als CDC-Systeme [13, S. 303]. Vorzufinden sind diese bspw. im AUDI A3 8V, AUDI TT 8J und AUDI R8 4S.

Eine noch nicht marktreife Weiterentwicklung dieses Prinzips ist der elektrorheologische Dämpfer, bei dem eine Flüssigkeit mit polarisiertem Polyurethan-Partikel zum Einsatz kommt, deren Viskosität in diesem Fall mit Hilfe eines elektrischen Feldes verändert werden kann. Vorteile ergeben sich durch die noch geringeren Stellzeiten und die ebenfalls geringeren Kosten durch Wegfall der Ventileinheit [44].

Als Regelungskonzept semiaktiver Verstelldämpfer wird heutzutage fast ausschließlich ein sogenannter *Skyhookregler* eingesetzt [43, S. 131]. Dieser wertet die vier Radgeschwindigkeiten und die drei Modalbewegungen des Aufbaus kontinuierlich aus und passt zur maximalen Aufbauberuhigung die Bestromung aller Magnetventile der semiaktiven Dämpfer individuell an. Der in den Anfangsjahren noch weiter verbreitete *Schwellwertregler*, der nur drei Beschleunigungssignale verarbeitet, ist aufgrund stark sinkender Preise für Beschleunigungsaufnehmer im Fahrzeug nur noch selten im Einsatz.



**Abbildung 2.6:** Schnittdarstellung eines Sachs CDC Dämpfers mit außenliegendem Proportionalventil [45]

Bei semiaktiven Dämpfern wird zwischen Ein- und Zweirohrsystemen mit entweder innen- oder ausliegenden Ventilen unterschieden. Die Ventile für Zug- und Druckstufe sind in allen Bauformen getrennt ausgeführt. Eine hohe Leistungsfähigkeit des Dämpfers wird neben der Spreizung der Ventilkennlinien (maximale und minimale Dämpferkraft  $F_{d,max}$  bzw.  $F_{d,min}$  bei einer Dämpfergeschwindigkeit  $v_d$ ) durch eine möglichst geringe Stellzeit bestimmt. Diese ist von der Bewegungsrichtung und -geschwindigkeit, von der Temperatur und der Änderung der Charakteristik (hart nach weich oder weich nach hart) abhängig. Die Verzugszeit, bis 90 % der Maximalkraft anliegen, variiert bei CDC-Systemen zwischen ca. 10 bis 30 ms [13, S. 303; 46, S. 586ff.]. Im Bereich der Nutzfahrzeuge wird häufig eine Pneumatic Damping Control (PDC) in Kombination mit einer Luftfederung eingesetzt. Die Dämpfung wird dabei

abhängig von der Last bzw. Beladung über den Innendruck der Luftfederbälge verstellt. Ihr Einsatz beschränkt sich auf den Nutzfahrzeug-Bereich, weil für diese Art der Regelstrategie große Gewichtsunterschiede zur deutlichen Steigerung von Komfort und Sicherheit nötig sind [13, S. 300f.]. Für weitergehende Literatur bezüglich semiaktiver Dämpfungssysteme sei auf [13; 14] verwiesen.

### 2.2.3 Stabilisatoren

Stabilisatoren sind meist als U-förmige Torsionsstäbe ausgeführte Bauteile und werden heutzutage bei fast allen Fahrzeugen an Vorder- und Hinterachse verbaut. Im Gegensatz zu einer Erhöhung der Federsteifigkeit der Tragfedern kann durch Stabilisatoren das Aufbauwanken vermindert werden, ohne einen damit verknüpften Anstieg der mittleren Hub-Aufbaubeschleunigungen aufgrund von Erhöhung des Aufbaudämpfungsmaßes zu induzieren [6, S. 517]. Bei unterschiedlichen Einfederungszuständen der Räder einer Achse wird durch Torsion ein Stabilisator-torsionsmoment  $M_{Stabi}$  erzeugt, das über Kräfte an den Koppelstangen in den Aufbau eingeleitet wird (Aufbaugegenwankmoment  $M_x$ ). So kann das Wankverhalten und das Eigenlenkverhalten des Fahrzeugs beeinflusst und abgestimmt werden. Die Beeinflussung des Eigenlenkverhaltens erfolgt hierbei durch unterschiedliche Wankabstützung an Vorder- und Hinterachse durch Ausnutzung des Effekts der Normalkraft-Seitenkraft-Degression [6, S. 517; 17, S. 326]. Eine hohe Stabilisator-torsionssteifigkeit ermöglicht wie bereits erläutert geringe Wankwinkel bei Querbeschleunigung, erhöht jedoch den Kopiereffekt und verringert so den Komfort bei einseitiger Radanregung. Zur Reduktion dieses Zielkonflikts zwischen Fahrdynamik und Fahrkomfort wurden bereits 1995 die ersten schaltbaren, adaptiven Systeme in Pkw eingeführt (Aktive Fahrwerkstabilisierung (AFS) im Citroën Xantia Activa). Die darauffolgende historische Entwicklung verlief über semiaktive Varianten hin zu heutigen aktiven Systemen [13, S. 259f.].

Die ersten aktiven Systeme basieren auf dem hydraulischen Wirkprinzip. Ein zwischen den Stabilisatorhälften verbauter hydraulischer Schwenkmotor wird bedarfsgerecht mit Druck beaufschlagt und induziert dadurch einen Differenz-torsionswinkel zwischen den Stabilisatorhälften. Es resultiert dadurch ein Aufbaugegenwankmoment. Bei Geradeausfahrt ist bei Minimaldruck wegen fehlender mechanischer Kopplung der Stabilisatorhälften eine gute Entkopplung möglich. Die Kopierneigung kann so effektiv reduziert und der Fahrkomfort gesteigert werden [13, S. 613f.]. Erstmals in Serie ging das Konzept bei BMW im sogenannten *Dynamic Drive System* der ersten Generation, das BMW im Jahre 2002 in dem 7er der Baureihe E65 präsentierte [35, S. 131ff.]. Als weiteres Beispiel dient das 2009 von Porsche eingeführte System namens Porsche Dynamic Chassis Control (PDCC) in den Modellen Panamera 970 und Cayenne 9PA.

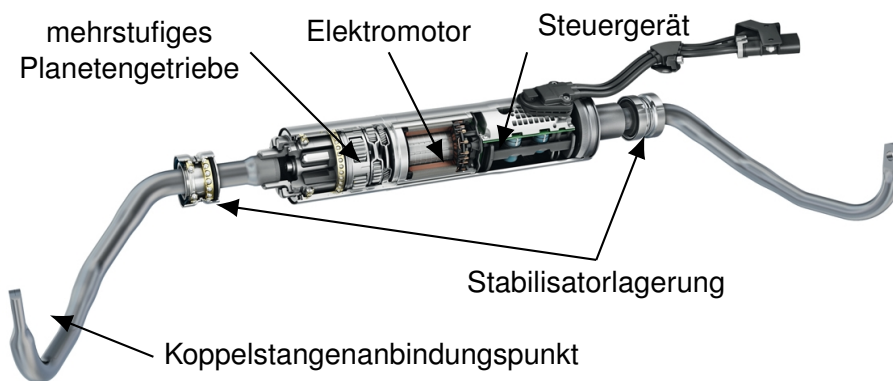
Analog zu den Federungssystemen vollzieht sich aufgrund der Notwendigkeit immer höherer Energieeffizienz auch bei den Stabilisatoren ein Wandel hin zu elektromechanischen Systemen. Das neueste auf dem Markt verfügbare System ist die in Abbildung 2.7 gezeigte elektromechanische aktive Wankstabilisierung eAWS der Firma Schäffler [47]. Eine Momentenanforderung wird von einem Aktorregler über einen Elektromotor und ein nachgeschaltetes mehrstufiges Planetengetriebe innerhalb kurzer Zeit eingeregelt. Leistung wird im Wesentlichen nur zum Aufbau eines Moments beim Verdrehen des Elektromotors aufgenommen. Um das Moment konstant zu halten, müssen lediglich geringe elektrische Widerstandsverluste ausgeglichen werden, sodass das System energieeffizienter ist als das hydraulische Pendant [48; 49]. Ein weiterer Vorteil der elektromechanischen aktiven Wankstabilisierung eAWS liegt in ihrer Systemdynamik mit den geringeren spezifischen Zeitkonstanten: Diese benötigt für den Sprung von Null zum Maximalmoment bei 1200 Nm [37; 47] nur ca. 250 ms. Ein hydraulisches System benötigt unter gleichen Bedingungen ca. 80 - 100 ms mehr Stellzeit. Ein Nachteil der mechanischen Kopplung beider Stabilisatorhälften durch ein Planetengetriebe liegt in der Störgrößenentkopplung. Im Gegensatz zur hydraulischen Variante muss im elektromechanischen Aktor ein Störwinkel durch Fahrbahnanregung identifiziert und dem Stell-



winkel der Momentenanforderung überlagert werden. Bei einer Anregung im Bereich oder oberhalb der Eckfrequenz des Aktors kann die Entkopplung aufgrund abfallender Phase des resultierenden Aktormoments nicht mehr optimal dargestellt werden. Einseitige Fahrbahnanregungen werden dann weniger gedämpft und in den Fahrgastraum geleitet.

Zur Verbesserung der Fahrbahntrennung des elektromechanischen Systems kann ein Elastomer-Entkopplungsglied zwischen die beiden Stabilisatorhälften eingebracht werden [50]. Eine Ausregelung des fahrbahninduzierten Störwinkels muss dabei erst bei höherer Amplitude erfolgen. Dies senkt den Energieverbrauch und reduziert zugleich den Kopiereffekt. Nachteilig wirkt sich bei diesem Komfortzugewinn jedoch die größere Zeitkonstante bis zum Maximalmoment aufgrund des Totwinkels und die um 25 % geringere Maximalamplitude des Stabilisators mit 900 Nm aus.

Die erste Integration beider eAWS-Varianten in Serie wurde 2016 von Schäffler mit den Herstellern AUDI und BMW vollzogen: Im AUDI SQ7 [37] in Kombination mit einem 48-Volt Bordnetz und in der Variante mit 12-Volt Bordnetz, Elastomerentkopplung und integriertem Momentensensor im BMW 7er G11/G12 und 5er G30/G31 (*Executive Drive Pro*, [51, S. 116ff.] und [36]).



**Abbildung 2.7:** Schnittdarstellung des eAWS-Systems des Herstellers Schäffler in der Bauform ohne Elastomerentkopplung [52]

Alternative aktive Stabilisatorsysteme bringen das Gegenwankmoment über Aktoren in den Koppelstangen oder auch in den Stabilisatorschenkeln auf. Frühe Publikationen sind in [53–55] zu finden. In Serie wendet diese Technologie bspw. Porsche in seinem System PDCC im Modell 991 an.

## 2.3 Kopplung aktiver Fahrwerksysteme

Durch aktive Fahrwerksysteme ist es möglich, die Fahrsicherheit, den Fahrkomfort und den Fahrspaß durch Regeleinriffe fahrsituationsspezifisch zu beeinflussen. Oft weisen mehrere verbaute Systeme überschneidende Wirkungsbereiche oder Regelziele auf. Das bedeutet, dass die Systeme die gleiche Fahrzeugbewegung direkt oder indirekt beeinflussen können [56, S. 3]. Eine gezielte Koordination dieser Systeme ist essentiell, um keine negativen Wechselwirkungen durch Überaktuierung oder gegenseitiger Elimination einzelner Regeleinriffe hervorzurufen [56, S. 4]. Beispiele für die gegenseitige Beeinflussung von Regelsystemen bei fehlender Koordination von Querregelsystemen liefern [57; 58].

Heutzutage strebt man danach, einen voll-integrativen Ansatz im Fahrzeug zu realisieren, man spricht hierbei von integraler Fahrwerkregelung oder auch Global Chassis Control. Dementsprechend existieren viele Veröffentlichungen auf diesem Gebiet. Einen guten Überblick hierzu gibt [59]. Hervorzuheben ist die Veröffentlichung von Schwarz und Rieth [60], die bereits früh einen Ansatz zur ganzheitlichen Bewertung von Fahrervorgaben, Fahrzeugver-

halten und Umwelt zusammen mit einer abgestimmten Verteilung der Regeleingriffe auf die zur Verfügung stehenden Regelsysteme vorstellten. Sie prägten damit die Begriffe *Koexistenzansatz* und *integrierter Ansatz*. Daraus ableitend kann die Koordination von Regelsystemen nach [13, S. 559f.] unterteilt werden in:

- *Friedliche Koexistenz*: Durch Applikation wird sichergestellt, dass die einzelnen autonom arbeitenden Systeme keine negativen Wechselwirkungen aufweisen
- *Kooperative Existenz*: Die Systeme können über Kommunikationsbusse gegenseitig Unterstützung oder Priorität anfordern bzw. gewähren, sodass die Gesamtperformance gesteigert werden kann
- *Integraler Zentralregler*: Eine zentrale Instanz generiert die Sollvorgabe und verteilt diese optimal im Sinne definierbarer Kriterien auf die verfügbaren Systeme

Bei der friedlichen Koexistenz werden mehrere Funktionen unabhängig voneinander entwickelt und durch eine geeignete Wahl der Parameter wird sichergestellt, dass sich die Systeme nicht negativ beeinflussen [61; 62]. Dies birgt die Nachteile, dass das Potential von Einzelsystemen zur Wahrung der regelungstechnischen und fahrdynamischen Gesamtstabilität unter Umständen nicht voll ausgenutzt werden kann und dass die Gesamtapplikation aufwendig ist.

Deutlich bessere Performance im Vergleich zur friedlichen Koexistenz können bereits mit der kooperativen Existenz von Fahrwerkregelsystemen erreicht werden. Die Systeme unterstützen oder gewähren bei Bedarf Priorität des Regeleingriffs anderer Systeme, verwenden teilweise gemeinsam zentral berechnete Zustands- oder Sollgrößen und kommunizieren über gemeinsame Schnittstellen. Die Abstimmung aller Systeme aufeinander in verschiedenen Derivaten unter Beachtung von Zielen des Komforts, der Fahrdynamik, der Energieeffizienz und der Funktionssicherheit ist indes komplex. Durch geschickte Applikation können jedoch gute Ergebnisse erzielt werden.

Eine ganzheitlich optimale Regelung bezüglich Regelgenauigkeit, Verfügbarkeit und Energieeffizienz ist allgemein nur mit einem integralen Ansatz darzustellen. Der Zentralregler basiert auf einem modellbasierten Prinzip und ist immer mit einer zentralen Sollvorgabe verknüpft. Er ermöglicht aufgrund einer geringeren Anzahl notwendiger Applikationsparameter, die zentral in nur einem Regler auf nur einem Steuergerät zu bedaten sind [13, S. 560], eine vereinfachte Abstimmung zahlreicher Modellvarianten und Derivate. Die Komplexität des integralen Ansatzes liegt im Zentralregler an sich, aber auch an den architektonischen Anforderungen an die Softwarekomponenten, der Datenkommunikation und der Rechenbarkeit auf dem Steuergerät.

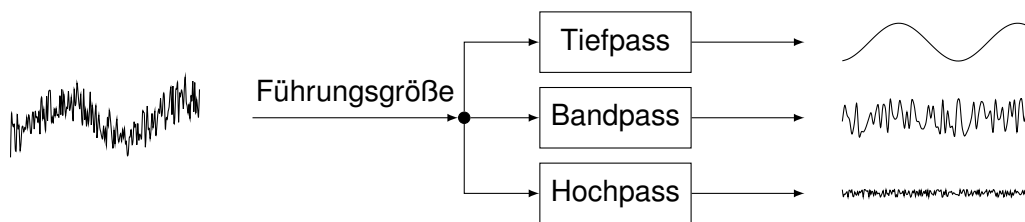
Die Kopplung mehrerer Systeme kann bei der kooperativen Existenz bzw. beim integralen Zentralregler wiederum auf verschiedene Arten erfolgen. Im Nachfolgenden werden Beispiele hierfür genannt und diskutiert. Auf die friedliche Koexistenz wird aufgrund ihrer schwindenden Bedeutung in der Fahrwerkregelung nicht weiter eingegangen.

### **2.3.1 Logikbasierte Kopplung**

Die logikbasierte Kopplung stellt die einfachste Variante der Vernetzung von aktiven Systemen dar und ist der kooperativen Existenz zuzuordnen. Das Wissen über die optimale Verteilung einer Anforderung auf mögliche Systeme muss a priori durch den Entwickler in das System integriert werden. Es werden dafür Bedingungen im Regler definiert, bei deren Zutreffen die einzelnen Systeme aktiviert oder deaktiviert bzw. deren Stellgrößen aufrechterhalten oder skaliert werden. Bedingungen können eine eintretende Fahrsituation (*fahrsituationsbasierte Verteilung*), Anforderungen der Sollvorgabe in bestimmten Frequenzbereichen (*frequenzselektive Aufteilung*) oder eine Regelabweichung eines definierten Sollzustands auf Aktor- oder Fahrzeugebene (*defizitbasierte Verteilung*) sein, die durch definierbare Signalzustände identifizierbar sind. Ein Beispiel für die fahrsituationsbasierte Verteilung ist,

dass bei Erreichen einer bestimmten Lenkradwinkelgeschwindigkeitsschwelle auf einen dynamischen Anlenkwunsch des Fahrers geschlossen wird. Auf Basis dessen wird das Zusammenspiel der prinzipiell autarken Sollvorgaben von semiaktiven Dämpfern und aktiven Stabilisatoren auf diese Fahrsituation hin adaptiert. Dies erfolgt durch Vorsteuerung und Abstimmung der errechneten Stellgrößen. Negative Effekte durch Überaktuation oder Totzeiten können so reduziert werden. Die fahrsituationsbasierte Kopplung erfordert viel Abstimmungsaufwand und ist in ihrer Wirkung stark begrenzt, benötigt jedoch aufgrund der fahrsituations-spezifischen Kennfelder wenig Rechenleistung auf dem Steuergerät.

Bei der frequenzselektiven Aufteilung werden Systeme unter anderem nach ihrem Frequenzbereich aufgeteilt [63, S. 3], sodass jedem System nur Anforderungen in dem von ihm darstellbaren Frequenzbereich zugeteilt [9, S. 116ff.] werden. Dies kann durch abgestimmte Hoch-, Tief- oder Bandpassfilter realisiert werden, die die Führungsgröße in Signale bestimmter Frequenzinhalte aufteilen. Abbildung 2.8 zeigt den möglichen qualitativen Signalfluss bei Stellgrößenverteilung mittels Hoch-, Tief- oder Bandpassfilter. Ein Nachteil dieser Variante ist, dass die Summe aller gefilterten Signalanteile nicht der Führungsgröße entspricht. Ein scharfes Abschneiden nicht gewünschter Signalanteile bedingt eine hohe Filterordnung, die eine Phasenverschiebung mit sich bringt. Eine genaue und situations-spezifische Applikation der Filter ist daher notwendig, um einen bestmöglichen situations- und fahrzeugspezifischen Kompromiss zwischen Filterung der Amplituden und Phasenverzug zu erreichen.



**Abbildung 2.8:** Exemplarische Stellgrößenverteilung auf Basis frequenzselektiver Signalaufteilung

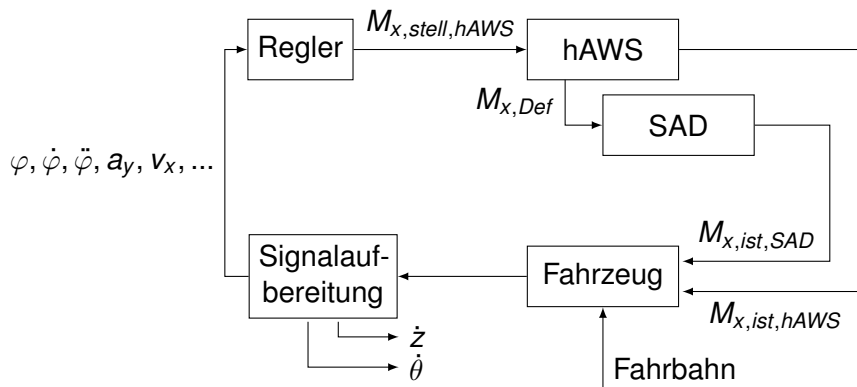
Der architektonische und der auf die Rechenleistung bezogene Aufwand ist bei der fahrsituationsbasierten und frequenzselektiven Aufteilung als gering einzustufen. Der applikative Aufwand zur Definition der Eingriffsschwellen und Bedingungen, bei denen die einzelnen Systeme aktiviert werden, ist hingegen umfangreich. Bei vielen Ausstattungsvarianten und Derivaten eines Fahrzeugs und mehreren zu koordinierenden Fahrwerksystemen ergeben sich hieraus große Abstimmungsaufwände.

Bei der defizitbasierten Stellgrößenverteilung sind die Systeme über eine Kraft- oder Momentenschnittstelle miteinander verbunden. Ein definiertes *Primärsystem* erhält exklusiv die errechnete, zentrale Sollvorgabe als Führungsgröße. Die *Sekundärsysteme* erhalten nur bei einer gemessenen oder modellbasiert geschätzten Abweichung der Stellgröße des Primärsystems von der Sollvorgabe die Regeldifferenz als Führungsgröße und werden daraufhin in den Regelkreis aufgenommen. Es findet folglich eine einseitig gerichtete Verteilung statt, vom Primärsystem auf weitere Systeme („Wasserterrassenprinzip“). Dieser Ansatz ist robust hinsichtlich Systemausfall aufgrund weiterer Redundanzebenen. Neue Systeme sind zudem einfach in den Verbund zu integrieren.

Eine der ersten logikbasierten Kopplungen mit defizitbasierter Verteilung nutzte Smakman [56] zur Koordination aktiver Radaufhängungen und radindividueller Bremseneingriffe zur Beeinflussung des Eigenlenkverhaltens. Laumanns [64] untersucht die Kombination von aktiven Lenkungen an beiden Achsen mit einer aktiven Wankmomentenverteilung sowie dem elektronischen Stabilitätsprogramm (ESP), um das gewünschte Gierverhalten mit Verbesserungen der Agilität und des Fahrkomforts zu erreichen.

Koletzko [9] verwendet den Defizitansatz zur kombinierten Regelung von hydraulischer aktiver Wankstabilisierung (hAWS) und kontinuierlich verstellbaren Dämpfern zur Darstellung

eines harmonischen Wankverhaltens. Das generierte Sollwankmoment wird dabei primär dem hAWS-System als Führungsgröße aufgeprägt und eine wankbedämpfende Anforderung an das Sekundärsystem Semiaktive (Verstell-) Dämpfer (SAD) nur weitergeleitet, wenn eine momentenbasierte Regelabweichung bzw. ein sogenanntes *Defizitmoment* am Aufbau auftritt. Koletzko zeigt anhand eines Impulsmanövers, dass durch den Defizitansatz eine vergleichbare Anwankdämpfung dargestellt werden kann wie durch eine fahrsituationsbasierte, vorausseilende Grundstromanhebung des SAD-Systems. Im Gegensatz zu fahrsituationsbasierten oder frequenzselektiven Ansätzen ist jedoch ein bedeutend geringerer Abstimmungsaufwand notwendig. Allerdings bedingt dieses Konzept die genaue Kenntnis des Ist-Wankmoments zur Differenzbildung mit der Sollvorgabe. Abbildung 2.9 zeigt den Regelkreis des Defizitmomentenansatzes nach [9].



**Abbildung 2.9:** Defizitansatz zur Verteilung des Wankmoments auf hAWS und SAD gemäß [9]

### 2.3.2 Modellbasierte Kopplung

Der Schritt von der kooperativen Existenz von Fahrwerkregelsystemen zum integralen Zentralregler bedingt einen hohen systemarchitektonischen Aufwand und eine genaue Kenntnis der Dynamik der zu koordinierenden Systeme. Im Gegensatz dazu verspricht dieser jedoch eine unter energetischen, fahrdynamischen und komfortrelevanten Gesichtspunkten optimale Regelung aller Systeme. Die zentrale Sollvorgabe bildet dabei zusammen mit dem Regleranteil zur Stellgrößenverteilung den äußeren Regelkreis. Davon separat getrennt sind die jeweiligen Aktorenregler zu sehen, die die aktorspezifischen Führungsgrößen einregeln und den inneren Regelkreis bilden.

Für den äußeren Regelkreis wird aufgrund der modellbasierten Regelung ein online rechenfähiges Modell der Regelstrecke benötigt [13, S. 560]. Dieses wird hierfür auf die zu modellierende(n) Fahrzeugbewegung(en) (Huben, Nicken, Wanken, Gieren) im relevanten Amplituden- und Frequenzbereich reduziert. Die Bedatung findet mit gemessenen Bewegungsgrößen des Real-Fahrzeugs und mit realen oder Referenz-Fahrzeugparametern statt. Hinzu kommen die in den Aktormodellen im inneren Regelkreis berechneten bzw. gemessenen Stellgrößen der aktiven Systeme. Die genaue Kenntnis der aktuellen Systemzustände wird benötigt, um im inneren Regelkreis gutes Führungsverhalten der Aktoren darzustellen und im äußeren Regelkreis die Sollvorgabe mittels eines Allokationsansatzes optimal auf die verfügbaren Systeme verteilen zu können. Für diese Verteilung eignen sich mehrere Ansätze, Beispiele sind:

- *Model Predictive Control (MPC)*: In jedem Rechenschritt wird eine Folge möglicher zukünftiger Zustände und Stelleingriffe der Aktoren berechnet (sogenannter *Prädiktionshorizont*). Hierbei wird ein definiertes Gütemaß minimiert. Nur das erste Element dieser Folge wird durch die Stellglieder umgesetzt. Im darauffolgenden Schritt wird eine neue Folge berechnet [65]. Es können explizit Stellgrößenbeschränkungen und Totzeiten be-

rücksichtigen werden [66, S.294]. Aktuelle Veröffentlichungen sind beispielsweise [67; 68].

- *Control Allocation (CA)*: Beim Control Allocation Ansatz werden in seiner ursprünglichen Form keine klassischen Modelle der beteiligten Systeme benötigt. Statische oder dynamische Gewichtungsmatrizen beschreiben stellvertretend das Verhältnis der Aktoren zueinander abhängig von äußeren und inneren Systemzuständen. Stellgrößenbeschränkungen und Totzeiten werden implizit und relativ definiert. Ein Optimierer identifiziert die zum momentanen Zustand optimale Verteilung. Grundlagen und Anwendungsfälle sind beispielsweise in [69; 70] zu finden.

Der Vorteil einer MPC ist, dass Stellgrößen-, Zustands- und Ausgangsgrößenbeschränkungen leicht zu berücksichtigen sind. Gleiches gilt für Nichtlinearitäten, Totzeiten oder veränderliche Gütemaße. Es lässt sich somit auch die zustandsabhängige Stellgrößenbeschränkung, die für semiaktive Systeme gilt, direkt bei der Stellgrößenberechnung mit einbeziehen [71, S. 33].

Der Vorteil der CA liegt in ihrer Robustheit bei Ausfall einzelner Systeme. Nachteilhaft wirken sich die komplexe Beschreibung der Dynamiken und der nur für den momentanen Zeitpunkt berechnete und gültige optimale Verteilungszustand aus. Aus diesem Grund wird die Control Allocation (CA) in neueren Untersuchungen mit modellprädiktiven Daten kombiniert (Model Predictive Control Allocation (MPCA)), wodurch die Regelgüte, aber auch die Komplexität weiter ansteigen. Einen guten Überblick über die Anwendung der Control Allocation geben Johansen und Fossen [72]. Aktuelle Anwendungen der MPCA im automobilen Umfeld sind bspw. in [73; 74] zu finden.

Es existieren in der Wissenschaft eine Vielzahl weiterer Möglichkeiten zur Kopplung aktiver Systeme, die insbesondere bei einer größeren Anzahl zu kombinierender Systeme Vorteile bringen. Beispiele sind die *Fuzzy-Logik*, die *Regelung mit inversen Modellen*, *Robuste Regelungen* wie die *Internal Model Control (IMC)* oder die *Sliding Model Control (SMC)*, *Adaptive Regelungen* oder auch *Neuronale Netze*. Diese werden hier nicht weiter erläutert, weil im vorliegenden Fall nur eine Kopplung von zwei Systemen erforderlich ist. Einen guten detaillierten Überblick liefern [66; 75; 76].

## 2.4 Objektivierung subjektiver Fahrverhaltensbeurteilung

Bei der Entwicklung und Auslegung des Fahrwerks stellte sich bereits in den frühen 80er Jahren die Frage, wie der Fahrer die Fahrzeugbewegungen empfindet und wie eine optimale Fahrzeugreaktion auf Fahrereingaben oder Umgebungsstörungen aussehen sollte, um eine bestmögliche Gefallensbewertung zu erhalten. Aktive Fahrwerksysteme bieten heutzutage die Möglichkeit, eine weitaus größere Spreizung des Fahrverhaltens darzustellen als es früher mit passiven Fahrwerkskomponenten möglich war. Zudem kann diese Adaption in wenigen Zehntelsekunden und abhängig vom Fahrerwunsch oder der Fahrsituation durchgeführt werden. Zur Nutzung des Potentials der aktiven Systeme im Sinne der Darstellung optimalen Fahrverhaltens ist ein durchgängiges Verständnis der Systeme und der Zielcharakterausprägungen notwendig. Es ergeben sich daraus für den Entwicklungsprozess folgende zwei Fragestellungen: „Wie sieht der Zielbereich des gewünschten Fahrverhaltens aus?“ und „Wie kann sichergestellt werden, dass der Zielbereich mit den Systemen erreicht wird?“.

Bis heute wird die Identifikation des Zielbereichs in einem hohen Maß durch subjektive Abstimmung geprägt. Durch immer größere Komplexität im Abstimmprozess aufgrund mehrerer interagierender Systeme, vieler Ausstattungsvarianten und Derivate besteht jedoch die Gefahr, das Potential der Systeme nicht vollständig zu nutzen. Die Objektivierung kann hier durch eine systematische Identifikation der Zusammenhänge zwischen Fahrverhalten und optimaler Kundenbewertung einen wertvollen Beitrag leisten.

Die Objektivierung im Allgemeinen versucht, subjektive Bewertungen auf Basis individueller Wahrnehmungen von Menschen durch eine objektive Zustandsbeschreibung anhand unabhängiger Gesetzmäßigkeiten und Parameter zu leisten. In der Automobilindustrie bedeutet Objektivierung die Ermittlung von statistischen Zusammenhängen zwischen der wahrnehmungsbasierten Subjektivbewertung des Fahrverhaltens hinsichtlich verschiedener Kriterien und physikalisch messbaren Größen in Form objektiver Kennwerte, die das Fahrverhalten beschreiben [77, S. 17]. Die statistischen Zusammenhänge werden durch Korrelations- bzw. Regressionsrechnungen einzelner signifikanter Kennwerte untersucht und beschrieben. Sind die Zusammenhänge bekannt, können in zukünftigen Fahrzeugprojekten bereits früh im Entwicklungsprozess Kennwerte aus Simulations- oder Messdaten verwendet werden, um die zu erwartende subjektive Ausprägung auch ohne mögliche Subjektivbewertungen zu ermitteln. Gewünschte Zielbereiche von Eigenschaften können so abgesichert werden. Durch den geringeren Abstimmungs- und resultierenden umfangreiche Kosten- und Zeiteinsparungen im Entwicklungsprozess, weil die Fahreigenschaften bereits näher an der Zielauslegung positioniert sind und Wechselwirkungen vorab identifiziert werden können.

Als objektive Kennwerte eignen sich Größen, die vom Menschen wahrnehmbare Fahrzeugeigenschaften und -reaktionen beschreiben. Physikalische Fahrzeugparameter, wie zum Beispiel die Steifigkeit des Wankstabilisators, eignen sich nur bedingt, weil diese nicht direkt vom Menschen wahrgenommen werden können. Änderungen von Fahrzeugreaktionen (Bewegungsgrößen), die auf einer Änderung von Fahrzeugparametern beruhen, können hingegen vom Menschen innerhalb seiner individuellen Wahrnehmungsschwellen wahrgenommen werden. Darauf basierende Kennwerte eignen sich folglich für die Objektivierung subjektiver Fahreigenschaften [7, S. 39].

Die Subjektivbewertung bei Objektivierungsvorhaben erfolgt entweder mit Normalfahrern, Expertenfahrern oder einer Mischung aus beiden Gruppen. Normalfahrer entsprechen in ihrer Fahrweise und Wahrnehmung dem klassischen Kunden, können jedoch nur bedingt ihr Urteil reproduzieren, erliegen einer schnelleren Beurteilungsermüdung und besitzen im Allgemeinen eine geringe Fähigkeit der gezielten Wahrnehmung und Bewertung von einzelnen Effekten und Phänomenen [78, S. 4]. Expertenfahrer sind auf die Bedürfnisse der Kunden geschult und liefern durch ihre Urteils- und Wiederholgenauigkeit statistisch aussagekräftigere Bewertungen [79, S. 4f.]. Bereits 1978 forderte daher Bergman [80] den Einsatz von geübten und speziell geschulten Expertenfahrern, die auch von Kudritzki empfohlen werden [81, S. 25].

Neben der Art des Probandenkollektivs besitzt die Größe des Probandenkollektivs Einfluss auf die Aussagekraft des Untersuchungsergebnisses [82]. Schimmel [83, S. 52] und Neukum [84, S. 10] auf Basis von [85] kommen zu dem Schluss, dass sich selbst bei Einschränkung auf Expertenfahrer die Ergebnisse als stark fahrerabhängig erweisen und leiten daraus die Forderung ab, die subjektive Bewertung im Sinne einer hinreichenden Vergleichbarkeit auf einen einzigen Testfahrer zu beschränken. Auch Gutjahr [79] verwendet nur einen Expertenfahrer. Dieser Argumentation widerspricht die Mehrheit der Autoren publizierter Objektivierungsarbeiten, weil trotz intensiver Schulung auch Expertenfahrer individuell geprägte Urteile fällen und bei komplexen Bewertungsaufgaben unter Umständen kein einheitliches Bewertungsbild abgeben, wie in [86] und auch in [87] beobachtet. Die Schlussfolgerung daraus kann nur sein, dass das Probandenkollektiv so groß wie möglich gewählt werden sollte. Wolff et al. [88, S. 3] greifen auf ein von ihnen genanntes Minimum von 10 Experten in ihrer Studie zurück. Knauer [89, S. 55] verwendet für die Bewertung des Sitzkomforts vier Experten, diese sind jedoch explizit mit der komplexen Bewertungsaufgabe des Sitzkomforts vertraut. Werden Normalfahrer verwendet, ist aufgrund der geringeren Urteilsgenauigkeit ein deutlich größeres Kollektiv zu wählen.

Zur Bewertung der Fahreigenschaften werden üblicherweise Fragebögen mit Skalen verwendet, um die subjektiven Eindrücke einer Notenskala zuzuordnen. Kraft [8, S. 117f.] gibt einen umfassenden Auszug über die bisher bei Objektivierungsarbeiten verwendeten Skalen, eine

einheitliche Festlegung hat bisher nicht stattgefunden [90, S. 13; 13, S. 126ff.]. Weite Verbreitung in der Industrie und Forschung hat der zehnstufige Bewertungsindex BI erlangt, der auch in den SAE Standard J1141 [91] Einzug gefunden hat. Durch die in der Industrie bisher bereits weit fortgeschrittene virtuelle Auslegung und Absicherung und durch die bisherigen Objektivierungserkenntnisse werden heutzutage erste Prototypen eines neuen Fahrzeugs zumeist mit einem BI oberhalb von 5 Punkten eingestuft. Bewertungen oberhalb von 9 Punkten sind hingegen auch bei seriennahen Fahrzeugen selten, weil ein derartiges Niveau nur von versierten Fahrern aufgelöst und vor Normalkunden nicht monetarisiert werden kann. Aufgrund des daraus resultierenden Bereichs von nur 4 Bewertungspunkten werden auch halbe und viertel Notenpunkte zur Differenzierung verwendet.

Neben der Gefallensbewertung anhand eines Notenschlüssels im BI werden in zahlreichen Studien zudem Niveaurteile abgefragt. Diese dienen der gezielten Trennung von Beschreibung und quantitativer Beurteilung eines Kriteriums [8, S. 118]. Es kann damit unterschieden werden zwischen dem subjektiv wahrgenommenen Niveau einer Kenngröße (Wahrnehmung stark/schwach, groß/klein) und dem Gefallen dieses Niveaus (BI). Eine Abfrage der Wahrnehmung kann zugleich als Kontrollinstanz dienen. Wird bei einer Variante ein Charakteristikum des Fahrverhaltens bspw. verstärkt (Fahrzeug wankt mehr als zuvor), die Niveau-/Wahrnehmungsbewertung vom Probanden jedoch mit „es wankt weniger“ bewertet, kann entweder davon ausgegangen werden, dass sich die Varianten nicht signifikant voneinander unterscheiden (Ausprägung unterhalb der differentiellen Wahrnehmung), oder, dass der Proband die Eigenschaft tatsächlich falsch wahrnimmt. Dies kann aufgrund von Übermüdung oder Überforderung der Fall sein, aber auch einen besonderen Effekt des Fahrverhaltens aufdecken.

Nachfolgende Abschnitte geben eine kurze Einführung in die statistische Auswertung, einen kompakten Überblick über bisherige Objektivierungsarbeiten zum Wankverhalten und der Objektivierung unter Einbeziehung menschlicher Empfindungseffekte.

### 2.4.1 Statistische Auswertung

Zur Identifikation der Zusammenhänge zwischen objektiven Kennwerten und Subjektivbewertungen findet die Korrelationsanalyse die häufigste Anwendung [13, S.126]. Diese beschreibt die Stärke und Richtung der linearen Abhängigkeit zwischen zwei Variablen anhand des sogenannten Korrelationskoeffizienten als geeignete quantifizierende Kennzahl [92, S. 375]. Der bekannteste Korrelationskoeffizient für normalverteilte und intervallskalierte Daten ist der Pearson'sche Produkt-Moment-Korrelations-Koeffizient

$$r_{x,y} = \frac{\frac{1}{n-1} \sum (x - \bar{x})(y - \bar{y})}{\sqrt{\frac{1}{n-1} \sum (x - \bar{x})^2} \sqrt{\frac{1}{n-1} \sum (y - \bar{y})^2}} \quad (2.3)$$

Der Korrelationskoeffizient  $r_{x,y}$  gibt die mit den Standardabweichungen normierte Kovarianz der Variablen an [92, S. 377]. Je größer dieser betragsmäßig ausfällt, desto stärker ist der lineare Zusammenhang der Variablen. Tabelle 2.2 zeigt die Zuordnung von quantitativen und verbalen Attributen des Korrelationskoeffizienten aus der Literatur.

Nichtlineare Beziehungen kann der Korrelationskoeffizient nicht beschreiben. Streudiagramme können zur Kontrolle einer angenommenen Linearität verwendet werden. Des Weiteren kann mit der Durbin-Watson-Statistik überprüft werden, ob eine Autokorrelation der Residualwerte vorliegt, das heißt, ob fälschlicherweise ein nichtlinearer Zusammenhang mittels einer linearen Gleichung beschrieben wird [92, S. 432].

Die mathematische Beschreibung des korrelativen Zusammenhangs erfolgt durch Regression in Form einer linearen Regressionsgerade  $y = \beta_0 + x \cdot \beta$ . Oft kann mit einer einzigen unabhängigen Variable  $x$  keine signifikante Varianzaufklärung einer abhängigen Variable  $y$  erfolgen. Liegen mehrere unabhängige Variablen zur Beschreibung vor, kann die Signifikanz hingegen anhand einer multiplen linearen Regressionsanalyse getestet werden. Neukum

**Tabelle 2.2:** Einordnung des Korrelationskoeffizienten  $r$  nach [94, S. 214]

Korrelationskoeffizient $r$	Linearer Zusammenhang
$0,90 \leq r \leq 1,00$	sehr stark
$0,80 \leq r \leq 0,89$	stark
$0,20 \leq r \leq 0,79$	mittel
$r < 0,20$	schwach

[84, S. 13] empfiehlt dem folgend, multiple Regressionen anzuwenden, wenn einzelne Kennwerte das Subjektivurteil nicht zufriedenstellend erklären können. Durch gewichtete Kombination unabhängiger Variablen  $x_1, x_2, \dots, x_n$  anhand identifizierter Regressionskoeffizienten  $\beta_1, \beta_2, \dots, \beta_n$  können kombinierte Abhängigkeiten der Form  $y = \beta_0 + x_1 \cdot \beta_1 + x_2 \cdot \beta_2 + \dots + x_n \cdot \beta_n$  modelliert werden. Bei einer multiplen linearen Regressionsanalyse sind die Regressionskoeffizienten  $\beta_1, \beta_2, \dots, \beta_n$  dabei stets linear, wohingegen die unabhängigen Variablen  $x_1, x_2, \dots, x_n$  auch mit höherer Ordnung einfließen können. Das Bestimmtheitsmaß  $R^2$  beschreibt die erklärte Varianz des Regressionsmodells. Weil bei einer multiplen Regression jede weitere in die Gleichung aufgenommene erklärende Variable das Bestimmtheitsmaß  $R^2$  nie verringert, sondern immer erhöht [93, S. 436f.], wird üblicherweise das korrigierte Bestimmtheitsmaß  $R_{\text{kor}}^2$  verwendet, das nur bedingt mit der Anzahl der unabhängigen Variablen ansteigt. Eine weiterführende Einführung in die Statistik ist [93; 95] zu entnehmen.

#### 2.4.2 Bisherige objektive Maßzahlen und Ergebnisse zur Objektivierung der Wankdynamik

Hertzberg [96] beschäftigte sich bereits im Jahre 1958 mit dem Komfortempfinden und definierte den Begriff Komfort allgemein als Abwesenheit von Diskomfort. Diese Definition besitzt auch heute noch bei experimentellen Erhebungen prinzipielle Bedeutung, ist aber bei Weitem nicht mehr ausreichend [97, S. 5]. Zhang und Helander [98] identifizierten, dass Komfort und Diskomfort zwei voneinander unabhängige Größen sind. Komfort hängt dabei mit Aspekten des „Gefallens“ zusammen, Diskomfort beschreibt das „Erleiden“. Demnach stehen die Achsen von Komfort und Diskomfort senkrecht zueinander, sodass durchaus zur gleichen Zeit Komfort und Diskomfort empfunden werden können. Das bedeutet, dass man womöglich bereit ist, ein gewisses Maß an Diskomfort zu tolerieren, wenn damit ein besonders hohes Maß an Gefallen verbunden ist. Das Standardbeispiel hierzu ist der hart gefederte Sportwagen, der aber dennoch sehr gefällt. Die Automobilhersteller sind heutzutage dennoch bestrebt danach, auch bei einem sportlichen Fahrzeug, das emotional sehr gefällt, den Diskomfort so stark wie möglich zu minimieren und setzen hierfür vermehrt semiaktive und aktive Fahrwerksysteme ein.

Der Komfort im Fahrzeug setzt sich aus vielen Faktoren zusammen. Neben Wind- und Rollgeräuschen, die über sogenannte Körperschallpfade in den Innenraum vordringen und die Eckpfeiler des akustischen Komforts (*Akustikkomfort*) eines Fahrzeugs bilden [14, S. 83], stellt der *Schwingungskomfort* in Form nieder- und hochfrequenter Aufbaubewegungen ein besonders wichtiges Kriterium für Komfort dar. Weitere den Komfort beeinflussende Faktoren im Fahrzeug sind der Sitz und die Sitzposition, die Haptik der Bedienelemente, die Sicht, die Temperatur und die Umgebung. Komfort kann folglich auch als Wohlbefinden definiert werden, das durch unterschiedliche Eindrücke auf die menschlichen Sinnesorgane zustande kommt. Die dabei vorrangig eine Rolle spielenden Sinnesorgane sind das Auge und das Ohr. Aber auch das Vestibularorgan zur Wahrnehmung von Eigenbewegungen, Mechanorezeptoren zur Wahrnehmung von Vibration oder von aufzubringenden Kräften und Thermorezeptoren zur Wahrnehmung der Umgebungstemperatur sind wichtige Sensoren zur Wahrnehmung des Fahrkomforts [97, S. 6].

Die Objektivierung des Fahrkomforts als die quantitative Beschreibung der vielfältigen Schwin-



gungseinflüsse des Fahrzeugs auf den Menschen und sein Wohlbefinden wird weiterhin vielfach erforscht [77; 89; 99–101]. In der Norm VDI 2057 [102] wird sowohl die Empfindlichkeit des Menschen auf Schwingungseinwirkung über den Sitz, den Fußraum und die Rückenlehne als auch auf Rotationsbewegungen (Wanken, Nicken, Gieren) in Abhängigkeit von der Schwingungsamplitude und der Frequenz angegeben. Die Frequenzbewertungskurven in [102, S. 21] zeigen, dass die Empfindlichkeit des Menschen bezüglich vertikaler Schwingungsanregung zwischen 4 und 8 Hz ihr Maximum besitzt. Dies resultiert daraus, dass der menschliche Körper ein schwingfähiges System darstellt mit Resonanzfrequenzen der Organe in genau diesem Frequenzbereich. Wird der Fahrer in diesem Frequenzband angeregt, empfindet er besonders starken Diskomfort. Bezüglich Rotationsschwingungen liegt das Maximum zwischen 0,6 und 1,0 Hz [102, S. 23]. In diesem Bereich sind Wank-, Nick- und Gierschwingungen für den Fahrer am unangenehmsten [6, S. 359].

Zur objektiven Bewertung von Fahrzeugen bezüglich Schwingungskomfort in den relevanten Frequenzbereichen und zum Vergleich zwischen Fahrzeugarten wird in der Norm VDI 2057 auf Effektivwerte im Frequenzbereich verwiesen. Diese werden auf Basis des Leistungsdichtespektrums (Power Spectral Density (PSD)) des zu beurteilenden Beschleunigungssignals berechnet. Klingner [103] und Rericha [104] entwickelten als Alternative aufwendige Regressionsmodelle, sie erzielten dabei aber keine besseren Korrelationen mit Subjektivbewertungen gegenüber der VDI 2057.

Neben dem Schwingverhalten aus reiner Hubbewegung besitzt die Querdynamik des Fahrzeugs hohes Gewicht für eine gute Bewertung. Hierbei spielt das Eigenlenkverhalten und die Lenkcharakteristik, im besonderen Maße aber auch das in Abbildung 2.5 gezeigte fahrerinduzierte Wankverhalten eine bedeutende Rolle [5, S. 189; 105, S. 197]. Das Fahrerurteil wird nach Kraft [8, S. 152] vor allem in Kurven und Wechselkurven stark vom Wankverhalten des Fahrzeugs geprägt. Zschocke [106, S. 479ff.] identifiziert das dynamische Wanken zudem als Diskomfort-Kriterium und somit als ein Kriterium des subjektiven Empfindens, das einen linearen Zusammenhang zwischen Wahrnehmungs- und Gefallensurteil und damit einen einseitig abgegrenzten Zielbereich aufweist. Dies bedeutet, dass eine als geringer wahrgenommene Wankbewegung mit einer besseren Bewertung einhergeht. Koletzko [9, S. 54] bestätigt diesen einseitigen Zielbereich auch für das Kopieren als das fahrbahninduzierte Wanken. Riedel et al. [107] arbeiten zudem heraus, dass das Empfinden von Stabilität vor allem auch von der Wankgeschwindigkeit abhängt. Meljnikov [108] kommt zum Ergebnis, dass eine statische und auch dynamische Wankreaktion des Fahrzeugs zur Sensierung der Querbeschleunigung durch den Fahrer notwendig ist, was jedoch Kraft [8, S. 163] nicht bestätigt.

Unbestritten in der Literatur ist, dass das Wankverhalten ein vom Kunden direkt wahrnehmbares fahrdynamisches Verhalten ist. Ein harmonisch abgestimmtes Wankverhalten ist somit für die Automobilhersteller besonders wichtig, um hohe Gefallensbewertungen zu erhalten. Kennwerte zur objektiven Bewertung des Wankens können gemäß Abbildung 2.5 dem fahrbahn- und fahrerinduzierten Wanken zugeordnet werden. Zur Bewertung fahrbahninduzierten Wankens wendet Koletzko [9, S. 52] die in VDI 2057 genannten PSD-Effektivwerte auf das Wankratsensignal an und wertet die Signalleistung ausschließlich in definierten Frequenzabschnitten aus (sogenannte Teileffektivwerte (TRMS)). Der Teileffektivwert eines zeitkontinuierlichen Signals  $x(t)$  ist definiert als

$$TRMS_{x(t)} = \sqrt{\int_{f_u}^{f_o} P(k) df} \quad (2.4)$$

und stellt die Fläche des Leistungsdichtespektrums (PSD) des Signals  $x(t)$  innerhalb der Frequenzschränken  $f_u$  und  $f_o$  dar.  $P(k)$  ist dabei die Leistung des Signals,  $k$  definiert darin die Frequenzabstände [9, S. 51]. Wichtig bei der Anwendung der PSD-Kennwerte im Fre-

quenzbereich ist, dass das verwendete Zeitsignal über einen langen Zeitraum ausgewertet wird. Für die Bewertung von Einzelhindernissen und folglich auch von fahrerinduzierten Lenkmanövern werden daher in der VDI 2057 Zeitverläufe empfohlen. Koletzko [9] wertet die Teileffektivwert der Wankrate (TRMS<sub>x</sub>)-Werte im Frequenzbereich  $f = 0,3 - 3,0$  Hz beim Befahren einer Kopierstrecke aus und identifiziert im Rahmen seiner Probandenstudie mit 10 Teilnehmern und variiertes Wankdämpfung durch das SAD-System, dass ein kleinerer TRMS<sub>x</sub>-Wert mit einer besseren Bewertung der Probanden einhergeht (Bestätigung des genannten einseitigen Zielbereichs aus [106]). Er widmet sich dabei jedoch nicht der Frage, inwieweit das Kopierverhalten durch eine aktive Wankdämpfung im hAWS-System weiter verbessert werden kann, sondern beschränkt sich nur auf das semiaktive Verstelldämpfersystem.

Zur Bewertung des fahrerinduzierten Wankverhaltens hat sich der in der ISO 8855 [12] definierte Wankwinkelgradient (WWG) als Maßzahl stationären Wankverhaltens etabliert:

$$WWG = \frac{\Delta\varphi}{\Delta a_y} \quad (2.5)$$

Dieser gibt den statischen Wankwinkel über der Querschleunigung an. Der WWG sagt nichts über den zeitlichen Verlauf des Wankwinkels bzw. über  $a_y$  aus, sondern repräsentiert nur die Steigung der Wankwinkelgeraden. Fuchs und Kappler [109; 110] weisen bereits 1993 hohe Korrelationen des WWG mit der Subjektivbewertung des Wankens nach.

Im Vergleich zu früheren Auslegungszielen werden bei modernen Fahrzeugen deutlich geringere Wankwinkelgradienten bevorzugt. Heißing und Brandl [90] geben als Zielbereich für moderne Fahrzeuge ein Auslegungsziel von  $4^\circ/g$  an. Botevs Untersuchungen [7, S. 51] bestätigen den untersuchten Fahrzeugvarianten mit  $WWG \approx 4^\circ/g$  die besten Subjektivbewertungen, wobei keine Fahrzeuge mit geringeren WWG untersucht wurden. Rau [61, S. 36] nennt einen möglichst geringen Wankwinkelgradienten als Auslegungsziel für ein sicheres Fahrgefühl. Kraft [8, S. 160] bestätigt diese Aussage, wonach der Gesamteindruck Wanken bei geringeren WWG mit höheren Bewertungen eingestuft wird. Ob ein sogenannter *Nullwanker*, ein bis zum Grenzbereich horizontiertes Fahrzeug, besser als ein Fahrzeug mit einem geringen konstanten oder mit einem progressiv verlaufenden Wankwinkelgradienten bewertet wird, ist nicht mit voller Verlässlichkeit erklärt. So genannte *Kurvenneiger*, wie bereits durch Bär [111] im Jahre 2009 untersucht und im Mercedes-Benz S-Klasse Coupé (C217) und ab 07/2017 auch in der Mercedes-Benz S-Klasse (W222) im Fahrwerkspaket MBC in Serie erhältlich, reduzieren den Querschleunigungseintrag auf die Fahrgäste durch eine partielle Abstützung des Beschleunigungsvektors über die Sitzflächen. Es kann dadurch eine Steigerung des Fahrgastkomforts erzielt werden. Bei hohen Querschleunigungen ist damit zudem ein vom Fahrer sportlich empfundenen Fahrverhalten darstellbar.

Neben der Betrachtung des rein statischen Wankverhaltens hat sich in den letzten Jahren die Analyse des dynamischen fahrerinduzierten Wankverhaltens etabliert. Die Wankgeschwindigkeit und -beschleunigung werden vom Menschen in Form vestibulärer und visueller Reize wahrgenommen [79, S. 35; 112, S. 6; 113, S. 32], siehe hierzu auch Kapitel 5.2.4, und spielen eine wesentliche Rolle bei der Subjektivbewertung. Bisimis et al. und McRuer et al. [114; 115] geben allgemein an, dass Reaktionsgrößen auf Fahrereingaben stets schnell erfolgen sollen, man spricht hierbei auch von direktem oder angebundenem Fahrverhalten. Die sogenannte *Peak-Response-Time* quantifiziert dieses Verhalten beim Manöver Lenkradwinkelsprung und ist in der ISO 7401 [116] definiert als der Zeitverzug zwischen dem Zeitpunkt von 50 % anliegendem Lenkradwinkel  $\delta_H$  und dem darauf folgenden Peak der jeweiligen Betrachtungsgröße (BG), entweder in Form der Gierrate  $\dot{\psi}$  oder der Querschleunigung  $a_y$ . Weitere darin genannte Kennwerte zur Beschreibung des Ansprechverhaltens eines Fahrzeugs sind die *Überschwingweite*  $U_{BG}$ , die *Response-Zeit*  $T_{R,BG}$  (Ansprechzeit, bis 90 % des Stationärwerts erreicht sind) und der *stationäre Verstärkungsfaktor*  $\frac{BG}{\delta_H \text{ stat}}$ . Diese Kennwerte werden

dort nicht für den Wankwinkel definiert, können aber analog darauf angewendet werden ([117, S. 807] auf Basis der Ergebnisse von [118] und [119] auf Basis von [120]).

Chen [86, S. 104] schlägt bereits 1997 aufgrund hoher Korrelationen mit den abgegebenen Subjektivbewertungen den Maximalwert der auftretenden Wankrate und dessen Zeitverzug als Kennwerte des Lenkradwinkelsprungs vor und bestätigt diese Ergebnisse mit Crolla und weiteren Autoren in [121].

Data et al. [122] entwickeln zur Beschreibung des Wankverhaltens eine multiple lineare Regressionsgleichung aus Kennwerten zweier Manöver, weil hohe Korrelationen auf Basis einzelner Kennwerte nicht identifiziert werden konnten. Sie werten bei einem Lenkradwinkelsprung (bei  $v_x = 100$  km/h) ebenfalls Zeitverzugskennwerte aus (*Zeitverzug zwischen Lenkradwinkel und Wankwinkel* und *Zeitverzug zwischen Querbefleunigung und Wankwinkel*). Die Autoren definieren jedoch nicht weiter, ob diese Kennwerte auf die ersten auftretenden Maxima oder die Stationärwerte bezogen werden. Für den doppelten Spurwechsel (bei  $v_x = 90$  km/h) werten sie den Verstärkungsfaktor zwischen Wankrate und Querbefleunigungsruck  $\frac{\dot{\varphi}}{a_y}$  aus. Die daraus ermittelte Regressionsgleichung bezeichnen sie als *objektiver Index der Wankbewegung* und erzielen damit ein Bestimmtheitsmaß von  $R^2 = 0,85$  zur Erklärung der abgegebenen Subjektivurteile bezüglich Wanken. Es werden allerdings keine Parameter der in die Gleichung eingehenden Anteile veröffentlicht, sodass die Regressionsgleichung nicht nachvollzogen werden kann.

Botev [7, S. 52] entwickelt einen Kennwert Wankindex  $WI$ , der die bei einem Sinusmanöver mit  $f = 0,5$  Hz auftretenden, miteinander verknüpften Maxima des Wankwinkels  $\varphi_{max}$ , der Wankrate  $\dot{\varphi}_{max}$  und der für die vestibuläre Wahrnehmung wichtigen Wankbeschleunigung  $\ddot{\varphi}_{max}$  verarbeitet. Weiterhin findet der Kopfwankhebelarm  $h_k$  Eingang in die Berechnung des  $WI$  als der Abstand zwischen Fahrerkopf und Wankachse. Der Wankindex kombiniert das dynamische und stationäre Wankverhalten mit physiologischen Eigenschaften des Fahrers und schlägt damit eine Brücke zwischen objektiv erfassbaren Daten und der subjektiven Bewertungsbasis des Menschen im Kopfkoordinatensystem:

$$WI = \frac{\ddot{\varphi}}{a_y} \cdot h_k \cdot m_1 + \frac{\dot{\varphi}}{a_y} \cdot h_1 \cdot m_2 + \frac{\varphi}{a_y} \cdot h_1 \cdot m_3 \quad (2.6)$$

Die Faktoren  $h_1$ ,  $m_1$ ,  $m_2$  und  $m_3$  dienen der Normierung der Einheiten der Summanden. Botev [7] weist in seiner Probandenstudie mit 15 Probanden (Expertenfahrer) und Fahrzeugen mit variierendem Wankverhalten eine hohe Korrelation zwischen Wankindex und Subjektivbewertung mit einem Bestimmtheitsmaß von  $R^2 = 0,96$  nach. Allerdings basieren die Ergebnisse auf einer Fahrsimulatorstudie. Kraft [8] untersucht die Aussagekraft des  $WI$  mit einer Probandenstudie im Realfahrzeug. Er erzielt mit einem Bestimmtheitsmaß von  $R^2 = 0,94$  ein vergleichbar gutes Ergebnis und stellt dieses der geringeren erzielten Varianzaufklärung des Wankwinkelgradienten mit  $R^2 = 0,88$  gegenüber. Entgegen der genannten positiven Ergebnisse bezüglich der Zeitverzüge von Wankwinkel und Wankrate von Chen und Carola et al. [86; 121] stellt Kraft fest [8, S. 161], dass der Zeitverzug der Wankreaktion trotz veränderter Phasenverläufe zwischen Wankwinkel zum Lenkradwinkel im Rahmen seiner Versuchsspreizung von den Probanden nicht differenziert wird.

Summativ ergeben sich in der Literatur unterschiedliche oder gar widersprüchliche Aussagen bezüglich hoch korrelierender Kennwerte mit Subjektivurteilen des Wankverhaltens. Ursachen sind in den teilweise variierenden Anregungsspektren, Fahrzeugvarianten, Probandenkollektiven und im Umfang der abgefragten Kriterien zu vermuten. Eine weitere Ursache der Streuung der Aussagen könnte jedoch auch in der fehlenden Einbeziehung des menschlichen Wahrnehmungs- und Bewertungsprozesses im Objektivierungsvorgehen liegen. Nachfolgendes Kapitel stellt Untersuchungen vor, die unter Einbezug menschlicher Empfindungseffekte objektivieren.

### 2.4.3 Objektivierung unter Einbezug menschlicher Empfindungseffekte

Der Erfolg der Objektivierung der Fahrdynamik ist maßgeblich davon abhängig, wie gut die Eingangsdaten der statistischen Analyse sind. Die Qualität und Quantität der Fahrerurteile im Sinne statistischer Signifikanz spielen auf der subjektiven Seite eine wesentliche Rolle, die Anzahl und die Sensitivität der Kennwerte zur Auflösung spezifischer Fahrverhaltens-effekte sind maßgebliche Faktoren auf der objektiven Seite. Weiterhin besteht beim klassischen Objektivierungsvorgehen eine Diskrepanz zwischen objektiver und subjektiver Bewertungsbasis: Die Kennwerte werden aus Messdaten erzeugt, die üblicherweise auf den Fahrzeugschwerpunkt umgerechnet werden (Bewertungsbasis: Messaufnehmer im Fahrzeugschwerpunkt). Der Fahrer, vom Schwerpunkt entfernt sitzend, bildet sein Urteil jedoch auf Basis empfundener Reize und seiner Erfahrung, die seine Wahrnehmung ergeben. Als menschlicher Messaufnehmer dient im Wesentlichen das Vestibularorgan, ergänzt durch die Augen und Muskelspindeln in Hals und Nacken und an den Händen. Die Fusion der Sensorsignale und der Erfahrung erfolgt im Gehirn des Fahrers (Bewertungsbasis: Wahrnehmungsvorgang im Kopfsystem). Es besteht also nicht nur eine örtliche Diskrepanz der Messaufnehmer, sondern auch ein signalseitiger Unterschied zwischen subjektiver und objektiver Bewertungsbasis.

Der Vorgang der Reizauslösung in den Sinnesorganen und die Reizverarbeitung im Kleinhirn ist Forschungsgegenstand der *objektiven Sinnesphysiologie*. Ein Sinnesreiz erzeugt an den Zellmembranen von Sensoren Potenzialänderungen. Dadurch resultiert eine Erregung der afferenten (zum Gehirn leitenden) sensorischen Nervenfasern. Die Verarbeitung dieser Signale findet in sensorischen Gehirnzentren statt [83, S. 42ff.]. Diese Kette physikochemischer Ereignisse ist bereits gut erforscht und kann mathematisch und allgemeingültig beschrieben werden, weil der Empfindungsvorgang im Gegensatz zur Erfahrung von Subjekt zu Subjekt nicht wesentlich variiert [83, S. 37].

Vereinzelte Objektivierungsarbeiten haben durch geschicktes Versuchsdesign und entsprechende Kennwerte bereits versucht, die objektive Bewertungsbasis der subjektiven Bewertungsbasis anzunähern oder die Bedeutung hierfür herausgestellt [7; 123]. Andere Autoren gehen weiter, wie bspw. Cole, Bingle und Nash [124–127], und wenden die Erkenntnisse aus der objektiven Sinnesphysiologie im Bereich der Fahrdynamik zur Verbesserung von Fahrermodellen für die Simulation an. Sie integrieren Modelle des neuromuskulären Übertragungsverhaltens des Hand-Arm-Apparats zur Beschreibung des Lenkgefühls und erzielen teilweise gute Ergebnisse mit den abgeleiteten Fahrermodellen im Vergleich zum realen Fahrer.

Schimmel [83] wendet die Erkenntnisse aus der objektiven Sinnesphysiologie an, um die Objektivierung des Fahrverhaltens durch Einbeziehung der menschlichen Empfindung weiter zu verbessern. Er entwickelt ein gesamtheitliches Empfindungsmodell auf Basis mehrerer publizierter Übertragungsfunktionen von [112] und [128] und wendet dieses zur Objektivie-

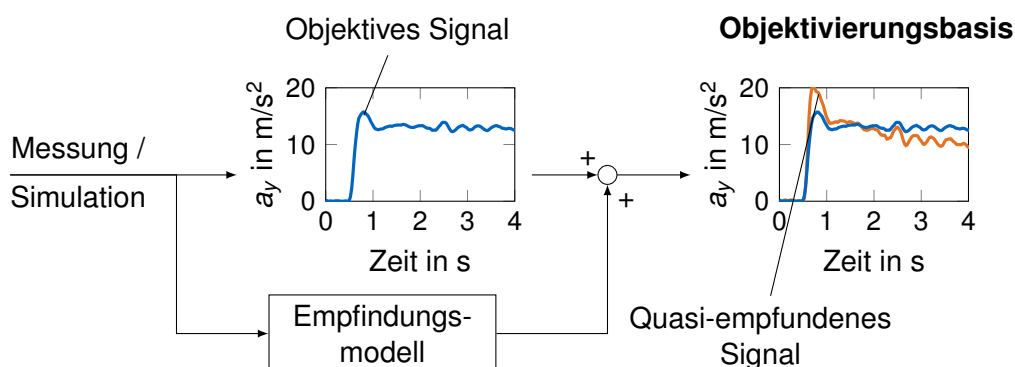


Abbildung 2.10: Prinzip der Verwendung quasi-empfundener Signale zur Objektivierung nach [83]

rung der Querdynamik und des Lenkgefühls an. Als Ergebnis weist er nach, dass quasi-empfundene Messschriebe und deren Kennwerte höhere Korrelationen bezüglich Gierverhalten, Querbeschleunigung und Lenkgefühl mit den Subjektivurteilen seines Expertenfahrers erzielen als die rein objektiven Pendanten. Abbildung 2.10 zeigt das Prinzip der Verwendung quasi-empfundener Signale zur Objektivierung nach Schimmel. Dieses Vorgehen wurde bisher nicht auf die Vertikaldynamik und speziell auf die Wankdynamik angewendet und eröffnet das Potential, den Beurteilungsprozess der Wankdynamik besser beschreiben zu können. Ein dementsprechendes Objektivierungskonzept wird in Kapitel 3.3 abgeleitet. Für weitergehende Literatur der Wahrnehmungsphysiologie des Menschen sei auf [129] und [130] verwiesen. Einen guten Überblick über die regelungstechnische Beschreibung der Empfindungsvorgänge gibt zudem [131].



### 3 Konzeptentwicklung

Im folgenden Kapitel wird das Konzept dieser Arbeit herausgearbeitet. Der Stand der Wissenschaft zeigte Forschungsbedarf bzgl. der Kombination moderner elektromechanischer Wankstabilisatoren mit semiaktiven Verstelldämpfern zur Darstellung eines harmonischen Wankverhaltens. Dieses wurde für den höherdynamischen Bereich bis  $a_y \approx 6 \text{ m/s}^2$ , in dem elektromechanische Aktoren gegenüber hydraulischen Vorgängern nicht nur deren energetische, sondern auch leistungsseitige Vorteile ausspielen können, bisher unzureichend untersucht. Das Potential der Kombination beider Systeme zur aktiven Aufbauentkopplung von fahrbahninduzierten Wankanregungen ist in der Literatur bisher nicht vollständig beschrieben. Der von der System- und Kopplungsarchitektur losgelösten Frage, wie optimales fahrerinduziertes Wankverhalten beschrieben werden kann, wurde in der Literatur hingegen schon zahlreich in Objektivierungsarbeiten nachgegangen. Es fehlen jedoch auch an dieser Stelle durchgängige Erkenntnisse nicht nur für den mitteldynamischen Querschleunigungsbereich bis ca.  $4 \text{ m/s}^2$ , sondern auch für den höherdynamischen Querschleunigungsbereich bis  $a_y \approx 6 \text{ m/s}^2$ , der von heutigen Fahrern mit modernen Fahrzeugen immer häufiger genutzt wird. Objektivierungsarbeiten, die eine Verbesserung der Erklärung des Fahrerurteils durch empfindungsbasierte Auswertung fokussieren, sind bisher ebenfalls nur für die Gierdynamik und das Lenkgefühl, jedoch noch nicht für das Wankverhalten erfolgt. Auf Basis dieser identifizierten Forschungsbedarfe im Stand der Wissenschaft teilt sich das abgeleitete Konzept dieser Arbeit auf in die beiden Schwerpunkte *Kopplung der elektromechanischen aktiven Wankstabilisierung und semiaktiver Dämpfer* und *Objektivierung der Wankdynamik*. Nachfolgend wird detailliert auf die Motivation für diese beiden Teile eingegangen und es werden daraus die zu beantwortenden Forschungsfragen identifiziert. Zur Beantwortung Letzterer wird das Konzept der Arbeit entwickelt, dessen Umsetzung die beiden Themenkomplexe dieser Arbeit darstellen (Abbildung 3.1).

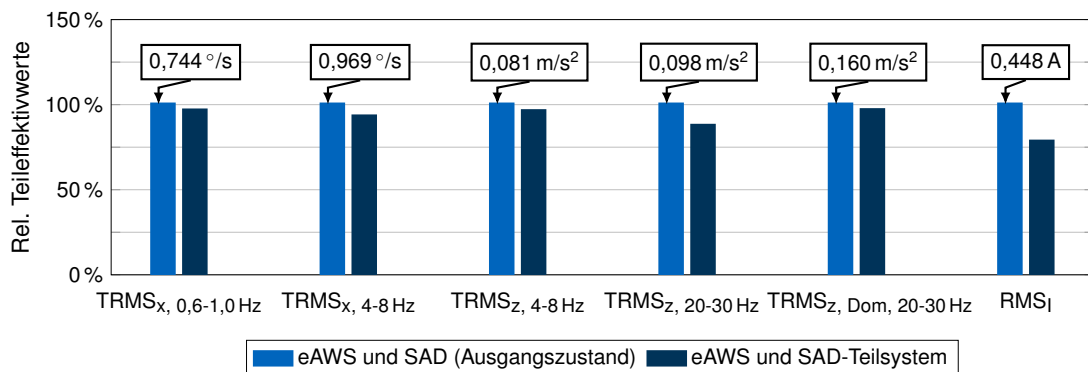


Abbildung 3.1: Aufbau des Kapitels zur Konzeptableitung

#### 3.1 Motivation und Ziele dieser Arbeit

In Kapitel 2.4.2 wurde die Bedeutung des Wankverhaltens auf die Subjektivbewertung des Fahrers und die daraus resultierende Relevanz eines harmonischen Wankverhaltens für den Fahrzeughersteller erläutert. Insbesondere Fahrzeuge mit hohem Fahrzeugschwerpunkt oder hoher Aufbau Masse, wie Vans, SUV oder Oberklasselimosinen, entwickeln große Aufbauwankmomente bei fahrerinduzierten Wankbewegungen durch Querschleunigung, denen bei der Auslegung des Fahrzeugs durch eine entsprechend hohe Wanksteifigkeit und Wankdämpfung des Aufbaus begegnet werden wird. Die bei passiven Fahrwerkskomponenten daraus resultierende Komfortminderung bei einseitiger Fahrbahnanregung und der immer steigende Anspruch des Kunden, dass auch schwere und hohe Fahrzeuge ein handliches und agiles Fahrverhalten aufweisen, machen den Einsatz von aktiven Fahrwerksystemen in diesen Fahrzeugklassen für den Hersteller interessant. Aktive Fahrwerksysteme ermöglichen, das Fahrverhalten vielseitig für verschiedene Fahrzustände zu adaptieren und zu optimieren. Die Beherrschung mehrerer Systeme im Verbund erhöht jedoch die Komplexität im Entwicklungs- und Abstimmprozess. Eine intelligente Kombination der Systeme ist essen-

tiell zur Komplexitätsbeherrschung und ermöglicht, das eröffnete Abstimmpotential konsequent zur Erlangung bestmöglicher Gefallensbewertungen der Kunden zu nutzen. Dies wird im Folgenden für ein SUV mit sportlichem, fahrdynamischen Anspruch und (semi)aktiven Fahrwerksystemen durchgeführt. Als Systeme stehen elektromechanische Wankstabilisatoren (eAWS) und semiaktive Dämpfer (SAD) zur Verfügung. Motiviert wird dies durch Betrachtung des Wankverhaltens des Versuchsträgers (Kapitel 3.4) mit unkoordinierter Koexistenz der Systeme eAWS und SAD im jeweiligen Ausgangszustand. Abbildung 3.2 zeigt hierzu gefilterte Messwerte des Lenkradwinkels  $\delta_H$ , der Quereschleunigung  $a_y$ , des Wankwinkels  $\varphi$  und des gestellten Ventilstroms  $I_{fl}$  des vorderen kurvenäußeren, semiaktiven Dämpfers beim Anlenken in eine Rechtskurve auf einer exemplarischen Teststrecke. Diese kombiniert hochfrequente Vertikalanregung durch Kopfsteinpflaster, niederfrequente, einseitige Kopieranregung mit einer Quereschleunigung von ca.  $a_y = 4,0 \text{ m/s}^2$  (bei  $v_x = 50 \text{ km/h}$ ). Im Ausgangszustand (eAWS und SAD (Ausgangszustand)) errechnet und stellt das eAWS-System auf Basis der Quereschleunigung ein aktives Aufbauegenwankmoment. Parallel dazu erhöht auch das SAD-System aufgrund der Quereschleunigung die Aufbaudämpfung, die um Dämpfungsanteile auf Basis gemessener Wank-, Hub- und Nickbewegungen ergänzt wird (nachfolgend mit *SAD-Vollsystem* bezeichnet. Eine genaue Erläuterung der Funktionsweisen der Einzelsysteme wird in Kapitel 4.2 gegeben). Die zweite Messung (eAWS und SAD-Teilsystem) basiert auf einem reduzierten SAD-System. Hier beinhalten nicht beide Systeme parallel die Beeinflussung des Wankverhaltens in ihren autarken Sollvorgaben, sondern nur das eAWS übernimmt wankbedämpfende Anteile. Trotz geringfügig variierender Anregung beider Versuche durch die manuelle Versuchsdurchführung ist zu erkennen, dass trotz höherer Wankdämpfung bereits bei nur  $a_y = 4,0 \text{ m/s}^2$  die unkoordinierte Koexistenz beider Systeme (Ausgangszustand) eine größere Wankbewegung des Aufbaus hervorruft. Durch unkoordinierte Addition der Wankdämpfung entsteht eine Überdämpfung des Aufbaus, Fahrbahnunebenheiten werden dadurch verstärkt in den Aufbau eingeleitet. Die Teileffektivwerte der z-Beschleunigung ( $\text{TRMS}_z$ ) in den relevanten Frequenzbereichen verbildlichen dies (Abbildung 3.3): zwischen 4 und 8 Hz im Bereich der menschliche Resonanzfrequenz für Beschleunigungen nach [102] und zwischen 20 und 30 Hz im Frequenzbereich der *Stößigkeit* treten höhere Teileffektivwerte auf. Weiterhin sind die Teileffektivwerte der Wankrate ( $\text{TRMS}_x$ ) beim reduzierten SAD-System zwischen 0,6 bis 1,0 Hz (Resonanzfrequenz des Menschen für Rotationsbewegungen) und 4 bis 8 Hz (ergänzter Frequenzbereich für Wankschwingungen im kritischen Bereich für Vertikalbeschleunigungen) geringer. Das Fahrzeug kopiert folglich weniger. Eine höhere Aufbaudämpfung im Falle des vollaktiven SAD-Systems ohne Koordination mit dem eAWS-System führt auf der gezeigten unebenen Fahrbahn folglich nicht zu geringeren, sondern zu größeren Wank- und Hubbewegungen des Aufbaus.



**Abbildung 3.3:** Teileffektivwerte beim Befahren der Kopierstrecke mit voll- und teilaktivem SAD-System

Eine bedarfs- und situationsgerechte Kopplung beider Systeme verspricht nicht nur die Elimination genannter Nachteile, sondern zugleich eine mögliche weitergehende vertikal-dynamische Verbesserung der Wank- und Hubbewegungen des Aufbaus. Der erste Schritt

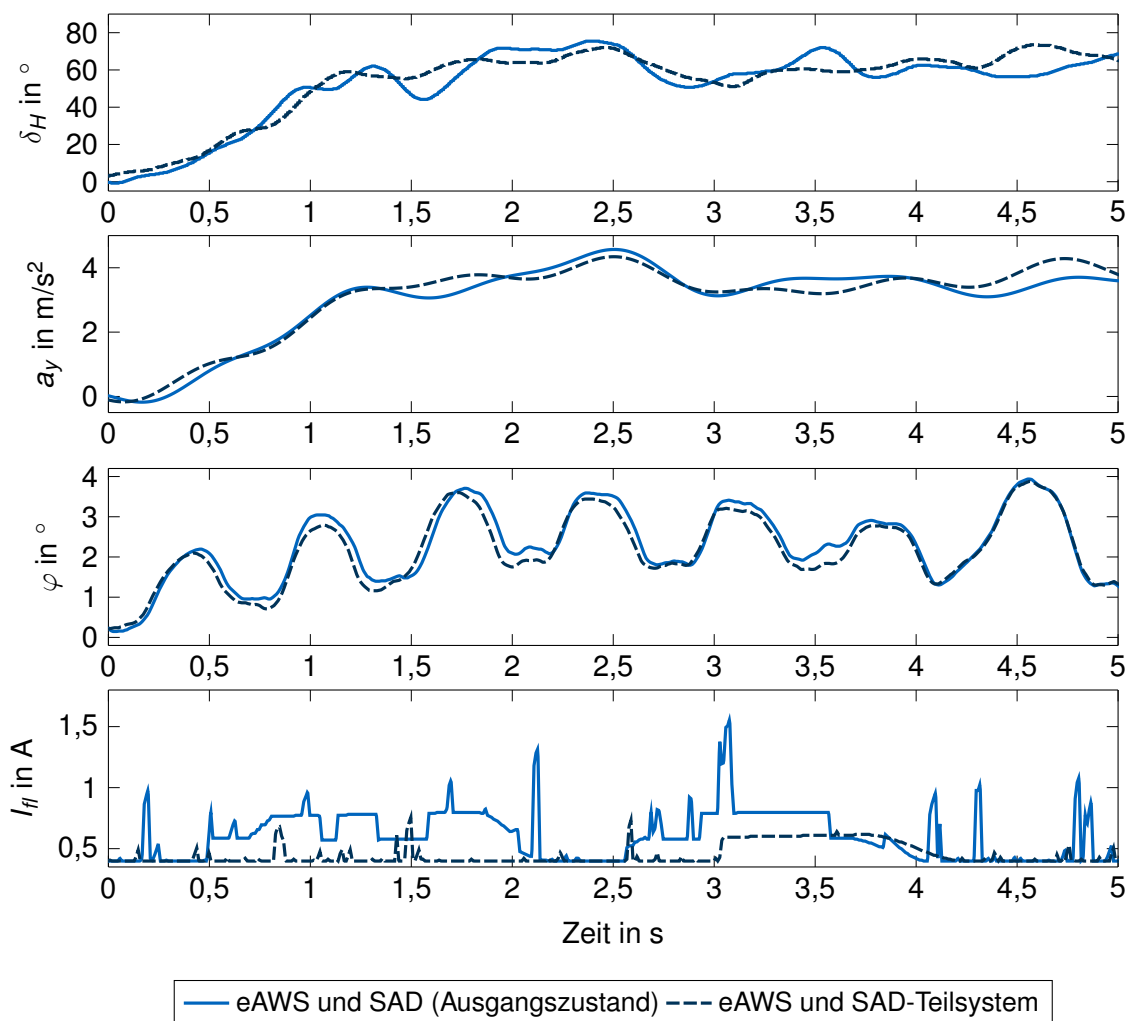


zur Schaffung dieses Potentials ist, wie in Kapitel 2.3.1 beschrieben, die Entwicklung einer Kopplungsmethodik und die Einführung einer zentralen Wankmomentensollvorgabe. Hieraus leiten sich die beiden bereits eingangs eingeführten Forschungsfragestellungen ab, deren Beantwortung die Ziele dieser Arbeit abstecken:

- Welches wankdynamische Potential können die beiden Systeme im Kopplungsverbund eröffnen und welche vertikaldynamischen Verbesserungen lassen sich erzielen?
- Wie sieht ein vom Fahrer empfundenes optimales Wankverhalten aus und wie kann dieses objektiv beschrieben werden?

Der erste Untersuchungsteil widmet sich folglich der Identifikation eines geeigneten Kopplungskonzepts, der Zentralisierung der Sollvorgabe und der Nutzung des damit eröffneten Potentials zur kombinierten Beeinflussung und Optimierung der Wankdynamik. Dies wird zugleich unter der Prämisse der möglichen Verbesserung des Fahrkomforts geleistet. Auf Basis einer Bewertungsmatrix der im Stand der Wissenschaft präsentierten Kopplungsansätze wird nachfolgend in Kapitel 3.2 das für diese Arbeit verwendete Kopplungskonzept abgeleitet und die Notwendigkeit einer zentralen Sollvorgabe beleuchtet.

In Kapitel 3.3 wird das Objektivierungskonzept des zweiten Teils dieser Arbeit abgeleitet, das sich der Identifikation optimalen fahrerinduzierten Wankverhaltens widmet. Dies beinhaltet die Festlegung des Versuchdesigns, der Versuchsvarianten und der statistischen Auswertung. Das durch die Kopplung und die zentrale Sollvorgabe eröffnete Potential wird kon-



**Abbildung 3.2:** Verlauf der Messgrößen beim Befahren der Kopierstrecke mit eAWS und vollaktivem bzw. teilaktivem SAD-System

zeptionell genutzt, um in einer Probandenstudie unterschiedliche Wankcharakteristiken des Fahrzeugs subjektiv bewerten zu lassen. Die Korrelationsanalyse erfolgt mit objektiven und quasi-empfundene Kennwerten und den abgegebenen Subjektivurteilen. Auf eine Bewertung fahrbahninduzierten Wankverhaltens wird dabei verzichtet. Vorabuntersuchungen im Rahmen dieser Arbeit und bisherige Erkenntnisse in der Literatur beschreiben analog zu den Erkenntnissen des Hub-Komforts, dass geringere Amplituden der Aufbaubewegung mit einer besseren Bewertung einhergehen. Vice versa gilt: Je größer eine Kopierbewegung des Aufbaus durch Fahrbahnregung ist, desto schlechter wird dieses Verhalten bewertet. Es besteht hier folglich schon ein klares Verständnis des gewünschten Zielbereichs.

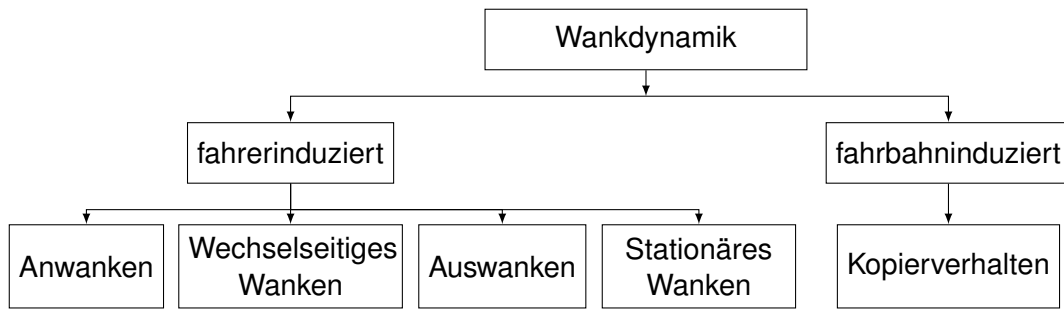
Für sowohl den ersten als auch zweiten Untersuchungsteil dieser Arbeit gelten dabei folgende Prämissen: Es erfolgt nur eine aktive Beeinflussung des Wankverhaltens, weitere aktive Systeme wie Hinterachslenkung (HAL) und Torque Vectoring (TV) sind deaktiviert. Die Wankmomentenverteilung (WMV) als das Verhältnis des abgestützten Wankmoments zwischen Vorder- und Hinterachse wird, wenn nicht anders genannt, auf konstant gesetzt. Die Trimmlage des Fahrzeugs wird mittels Luftfederfahrwerk während der Versuche konstant auf Konstruktionslage gehalten. Der Querbeschleunigungsbereich wird im Sinne einer sportlichen Positionierung auf  $a_y = 6 \text{ m/s}^2$  festgelegt. Hiernach orientieren sich sowohl die objektiven als auch die subjektiven Untersuchungen.

Der gelegte Fokus wird auf das höher dynamische fahrerinduzierte Wankverhalten und dessen mögliche Beeinflussung mittels beider Systeme gelegt. Dies wird durch den sportlichen Anspruch des Zielfahrzeugs und das in den letzten Jahren aufgezeichnete, gesteigerte Abfragen höherer Querdynamik durch Normalfahrer begründet. Das 1982 von Hackenberg und Heiβing [132] präsentierte g-g-Diagramm als kumulierte Darstellung der aufgezeichneten Längs- und Querbeschleunigungen zeigt für Normalfahrer eine im Mittel maximale Querbeschleunigung von  $a_y = 3,5 \text{ m/s}^2$ . 1995 präsentieren Bachmann et al. [133] eine ähnliche Studie, wonach die von Normalfahrern gefahrenen Querbeschleunigungen im Bereich bis  $4 \text{ m/s}^2$  liegen, für sportliche Fahrer allerdings vereinzelt bis  $8 \text{ m/s}^2$ . 2008 präsentieren Schulz und Frömig [10] die von sportlichen Normalfahrern akzeptierten Querbeschleunigungen mit einem Wert bis  $7,5 \text{ m/s}^2$ . Kraft [8] identifiziert 2010 für seine gemischte Normalfahrergruppe gemittelte maximale Querbeschleunigungen im Bereich knapp unter  $6 \text{ m/s}^2$  für ein Landstraßenprofil. Ammon [11] zeichnet 2013 Werte bis knapp  $5 \text{ m/s}^2$  für Normalfahrer auf.

Aus dem gesteigerten Querbeschleunigungsanspruch von Normalfahrern und der sportlichen Positionierung des Zielfahrzeugs leitet sich die für die nachfolgenden Untersuchungen gewählte Zielquerbeschleunigung von  $6 \text{ m/s}^2$  ab.

In beiden Hauptkapiteln der Arbeit dient eine Einteilung des fahrerinduzierten Wankverhaltens in die Domänen *Anwanken*, *wechselseitiges Wanken*, *Auswanken* und *stationäres Wanken* zur Differenzierung der im Fahrbetrieb auftretenden fahrerinduzierten Wankanregungen. Das Anwanken bezeichnet das initiale, wankdynamische Ansprechen des Fahrzeugs aus der Ruhelage bei Einleitung einer Kurvenfahrt. Das wechselseitige Wanken beschreibt das dynamische Wankverhalten bei Wechselkurven, ähnlich einer kurvigen Landstraßenfahrt. Das Auswanken beschreibt das Wankauschlagen des Fahrzeugaufbaus beim Zurückklappen in die Geradeausfahrt. Das stationäre Wankverhalten charakterisiert die Ausprägung des Wankwinkels bei konstanter Kurvenfahrt, vergleichbar mit einer Kreisverkehrsdurchfahrt oder einer lang gezogenen Kurve.

Auf Seiten fahrbahninduzierter Wankbewegungen wird das Kopierverhalten untersucht. Dies geschieht auch bei kombinierter Anregung, das heißt unter zusätzlichem Querbeschleunigungseinfluss. Abbildung 3.4 zeigt die in dieser Arbeit untersuchten Domänen des fahrer- und fahrbahninduzierten Wankens.



**Abbildung 3.4:** Untersuchte Domänen des fahrer- und fahrbahninduzierten Wankverhaltens

## 3.2 Kopplung und zentrale Sollvorgabe der Fahrwerksysteme

Die Kopplung beider Fahrwerksysteme bedingt die Auswahl einer für die Systemeigenschaften optimalen Kopplungslogik und die Einführung einer zentralen Wankmomentensollvorgabe.

In Kapitel 2.3 wurden Möglichkeiten zur Kopplung von aktiven Fahrwerksystemen vorgestellt. Im vorliegenden Fall existieren zwei Systeme, elektromechanische aktive Wankstabilisatoren und semiaktive Verstelldämpfer, die unabhängig voneinander Einfluss auf die Wankdynamik nehmen können. Hieraus ergibt sich die prinzipielle Notwendigkeit der Koordination beider Systeme, um unerwünschtes Verhalten durch Überaktuation auszuschließen. Für die Kopplung ergeben sich folgende Randbedingungen:

- Der Grad der Überaktuation beträgt  $n_a = 1$ .
- Die Systeme weisen bezüglich Systemdynamik und Potential unterschiedliche Eigenschaften auf. Eine Zuweisung der Zustände, wann eine Verwendung des jeweiligen Systems sinnvoll ist, kann daher logisch definiert werden.

Es liegen für die Kopplung folglich ähnliche Voraussetzungen wie bei den Untersuchungen von [9] vor. Unterschiede ergeben sich in den gesteigerten Dynamiken der verwendeten Systeme und dem Versuchsfahrzeug. Nachfolgendes Kapitel 3.2.1 leitet auf Basis von Anforderungen an die Kopplungsmethodik eine geeignete Lösung ab und präzisiert die Notwendigkeit einer zentralen Wankmomentensollvorgabe.

### 3.2.1 Konzeptableitung

Bei Einführung neuer Funktionen und Architekturen im Fahrwerkregelungsumfeld gelten eine Vielzahl an Anforderungen, die es bei der Entwicklung zu beachten gilt. Unabhängig von der Kopplungsmethodik zu erfüllen ist die funktionale Sicherheit der Funktionsumfänge. Kopplungsspezifische Anforderungen ergeben sich im Rahmen dieser Arbeit aus dem Vorhaben zur Beantwortung der genannten Forschungsfragen und dem Projektumfeld zur Umsetzbarkeit in der Serie wie folgt:

- A1: Robustheit gegenüber Systemveränderungen oder -erweiterungen
- A2: Geringe Applikationsumfänge
- A3: Geringe Rechenzeit auf Steuergeräten
- A4: Kostengünstige Seriensensorik
- A5: Verbesserung des Aufbaukomforts

Es ergeben sich keine direkten Abhängigkeiten von Anforderung A5 *Verbesserung des Aufbaukomforts* von der Kopplungsmethodik, weil diese durch spezifische Applikation mit allen Kopplungsansätzen erreicht werden kann. Der dazu zu betreibende Applikationsaufwand wird in Anforderung A2 adressiert. Nachfolgende Lösungsmatrix stellt die Anforderungen

A1-A4 den Ansätzen gegenüber (Tabelle 3.1). Für diese Einordnung wurde auf Vorabuntersuchungen einer Gesamtfahrzeug-Simulationsumgebung (Control Allocation und Defizitmomentenansatz ([134; 135] und [136; 137])), eine prototypische Implementierung im Versuchsfahrzeug (Frequenzselektion und Defizitmomentenansatz ([18; 137])) und auf den Stand der Wissenschaft zurückgegriffen.

**Tabelle 3.1:** Lösungsmatrix der Anforderungen und der möglichen Kopplungsansätze

Systematik der Verteilung	Anforderung			
	A1: Robustheit	A2: Applizierbarkeit	A3: Rechenzeit	A4: Sensorik
Fahrsituationsbasiert	○	-	○	-
Frequenzselektiv	○	-	+	+
Defizitbasiert	+	+	+	○
Control Allocation	+	-	-	+
Model Predictive Control	+	○	-	○

Die *fahrsituationsbasierte Verteilung* ist aufgrund der notwendigen Definition möglicher Fahrsituationen aufwendig zu applizieren. Der Sensoraufwand ist als mittel einzuschätzen, weil in Fahrzeugen mit aktiven Fahrwerksystemen die Großzahl der für eine fahrsituationsbasierte Stellgrößenverteilung notwendigen Sensoren bereits verbaut sind. Aufgrund der Abtastung der Sensorsignale mit hoher Frequenz zur frühzeitigen Situationsdetektion ist eine mittlere Rechenleistung notwendig. Die *frequenzselektive Verteilung* erfordert keine Zusatzsensorik, weil die im aufbaukomfortrelevanten Bereich notwendige Detektion von fahrbahn- und fahrerinduzierten Aufbaubewegungen auch mit Seriensensorik zuverlässig dargestellt werden kann. Die notwendige Rechenleistung ist daher gering. Die Applikation ist hingegen aufwendig, weil für verschiedene Fahrzustände die Filterparameter spezifisch aufeinander abgestimmt werden müssen. Hierdurch sinkt die Robustheit dieses Ansatzes, weil Änderungen des Fahrzeugs (z. B. aufgrund von Alterung) große Auswirkung haben. Die *Control Allocation* als ein optimierungsbasierter Ansatz besitzt hohe Robustheit gegenüber Systemausfall und große Flexibilität bei Erweiterung des Reglerverbunds. Da im vorliegenden Fall nur zwei Systeme zu koordinieren sind, ist Letzteres jedoch nicht bedeutend. Die Applikation der abstrakten Gewichtungsmatrizen des Control Allocation Ansatzes gestaltet sich als komplex. Trotz geringer sensorspezifischer Anforderungen ist die Rechenleistung hoch. Die *Model Predictive Control* stellt aufgrund der genauen Aktormodelle und der dadurch möglichen Prädiktion zukünftiger kombinierter Zustände die leistungsfähigste, aber auch komplexeste Variante dar. Gegenüber der Control Allocation besitzt diese eine bessere Applizierbarkeit, zur Bedatung der Aktormodelle ist jedoch eine erweiterte Aktorsensorik notwendig. Für die Modellbildung sind zudem tiefgreifende Aktorkenntnisse Voraussetzung. Für die Kopplung der beiden Fahrwerksysteme eAWS und SAD bietet diese Variante gegenüber logikbasierten Ansätzen zu wenig Vorteile bei großem Komplexitätszuwachs.

Beste Eigenschaften zur Kopplung von elektromechanischer Wankstabilisierung und semiaktiven Dämpfern ergeben sich für die defizitbasierte Verteilung gemäß Abbildung 2.9 und analog zur Kopplung von hydraulischer Wankstabilisierung und semiaktiven Dämpfern in [9]. Der Defizitansatz ist robust bezüglich Erweiterbarkeit (das bereits genannte „Wasserterrassenprinzip“). Der Sensoraufwand wird aufgrund notwendiger Messung der Ist-Kräfte an den Koppelstangen nur mit einer mittleren Bewertung eingestuft. Er besitzt bezüglich Applizierbarkeit und Rechenzeit jedoch die besten Eigenschaften. Daraus leitet sich summativ die beste Eignung des Defizitmomentenansatzes zur Kopplung von eAWS und SAD in dieser Arbeit ab. Er wird nachfolgend als Kopplungsansatz beider Systeme gewählt. Zu definieren ist für dessen Umsetzung noch, welches der beiden Fahrwerksysteme dabei als Primärsystem

gilt, folglich die Anforderung der Sollvorgabe gemäß Abbildung 2.9 als erstes erhält. Für die Definition des SAD-Systems als Primärsystem sprechen energetische Vorteile, weil dieses nur Energie für die Bestromung der Magnetventile aufnimmt. Weiterhin besitzt dieses eine geringere Zeitkonstante, sodass höhere Gradienten des Gegenwankmoments, die beim Anlenken relevant sind, dargestellt werden können. Dagegen und folglich für das eAWS-System als Primärsystem sprechen folgende Punkte:

- Das SAD-System kann nur kurzzeitig bei Relativgeschwindigkeit zwischen Aufbau- und Radbewegung ein Gegenwankmoment stellen, stationäre bzw. aktive Kräfte allgemein sind nicht darstellbar. Ein eAWS-Sekundärsystem würde demnach auch im Normalfahrbetrieb häufig Defizitanforderungen erhalten. Die energetischen Vorteile stellen sich daher als gering dar.
- Das SAD-System muss vorrangig auch Ziele des Fahrkomforts und der Fahrsicherheit erfüllen. Entweder diese oder die SAD-Primärsystem-basierte Wankdämpfung würden aufgrund dieses Zielkonflikts häufig nicht oder nur anteilig erfüllt werden.

Bei Definition des leistungsfähigen eAWS-Systems als Primärsystem besteht folglich das Potential, das SAD-System nur bedarfsgerecht und kurzzeitig per Defizitschnittstelle in den Regelkreis aufzunehmen und in allen Fahrsituationen ohne auftretendes Defizit den Fahrkomfort und die Fahrsicherheit dabei steigern zu können. Aus diesem Grund wird der Defizitmomentenansatz mit dem aktiven Wankstabilisierungssystem als Primärsystem realisiert.

Eine zentrale Wankmomentensollvorgabe dient als Eingang der Kopplungsmethodik zur zentralen Allokation der Stellgrößen auf die beteiligten Systeme. Diese ersetzt zugleich die in der Logik der Einzelsysteme bisher implementierten lokalen Sollvorgaben zur Beeinflussung des Wankens. Die Definition des Wunschwankverhaltens kann folglich zentral in einer Instanz stattfinden. Dies ist zusammen mit der defizitbasierten Kopplung die Basis für eine optimale Funktion im Systemverbund, weil Redundanzen und Querinteraktionen eliminiert werden und so der Applikationsprozess stark vereinfacht wird.

Die zentrale Wankmomentensollvorgabe muss konzeptionell dabei sowohl fahrer- als auch fahrbahninduzierte Wankbewegungen adressieren, um die Funktionalitäten der Einzelsysteme sicherzustellen.

### **3.2.2 Umsetzung und Bewertung**

Der Defizitmomentenansatz und die zentrale Wankmomentensollvorgabe werden in das Versuchsfahrzeug (Kapitel 3.4) integriert. Die Untersuchungen orientieren sich an den in Kapitel 3.1 eingeführten Domänen gemäß Abbildung 3.4. Hiervon ausgenommen ist die Domäne *Auswanken*. Aufgrund deren singulärer Abhängigkeit von der Wankdämpfung wird diese nur im Objektivierungsteil in Kapitel 5 untersucht. Variationen der zentralen Sollvorgabe und der Defizitschnittstelle dienen der Darstellung spezifischer Varianten.

Die Domänen des fahrerinduzierten Wankverhaltens Anwanken, wechselseitiges Wanken und stationäres Wanken werden mit genormten Manövern untersucht. Das Anwanken wird anhand des Lenkradwinkelsprungs, das wechselseitige Wanken wird mit einem Sinusmanöver mit steigender Frequenz (Frequenzgang) analysiert. Das stationäre Wanken wird mit einer stationären Kreisfahrt bewertet.

Die Analyse fahrbahninduzierter Wankbewegungen und des Vertikalkomforts wird durch Befahrung einer geraden Kopierstrecke zur Analyse des niederfrequenten Kopierverhaltens ermöglicht. Das hochfrequente Kopierverhalten wird bei kombinierter Hub-Wank-Anregung und Querschleunigungseinfluss durch Befahren eines schlechten Landstraßenabschnitts vollzogen. Die objektive Bewertung des Potentials der Kombination beider Systeme findet für das fahrerinduzierte Wankverhalten auf Basis gängiger Kennwerte statt, die an entsprechender Stelle eingeführt werden. Die fahrbahninduzierte Wankdynamik wird maßgeblich mit den in Kapitel 2.4.2 vorgestellten, auf PSD-Verläufen basierenden Teileffektivwert (TRMS)-Kennwerten bewertet.

### 3.3 Objektivierung der Wankdynamik

Die durch die gekoppelten Systeme eAWS und SAD und die zentrale Wankmomentensollvorgabe geschaffenen Freiheitsgrade zur Ausprägung des Wankverhaltens führen zur Frage, wie diese genutzt werden sollen, um optimales Wankverhalten darzustellen. Der Objektivierungsteil dieser Arbeit dient der Beantwortung der zweiten eingangs eingeführten Frage: „Wie sieht ein vom Fahrer empfundenes optimales Wankverhalten aus und wie kann dieses objektiv beschrieben werden?“.

Der im Stand der Wissenschaft genannte Ansatz der Korrektur objektiv gemessener Daten um Empfindungseffekte des Menschen wurde bisher nicht auf die Objektivierung der Wankdynamik angewendet und soll anhand nachfolgenden Konzepts zur Identifikation optimalen fahrerinduzierten Wankverhaltens realisiert werden [138].

Die Wankdynamik bildet einen großen und komplexen Untersuchungsraum. Das vorliegende Konzept beschränkt sich aus diesem Grund auf die Bewertung des Wankverhaltens. Auf die gleichzeitige Bewertung von Gier- und Nickverhaltensvarianten, wie es [7; 8] vornehmen, wird bewusst verzichtet. Der Einfluss der Wankmomentenverteilung auf die Bewertung des Wankverhaltens wird hingegen analysiert.

Weiterhin liegt der Fokus des Objektivierungsvorhabens nicht darauf, ein Objektivierungstool zu entwickeln, das online im Fahrzeug objektiv gemessene Daten aggregiert und eine daraus abgeleitete, erwartete Subjektivbewertung des Wankverhaltens herausgibt. Hierfür sind bereits kommerzielle Lösungen am Markt erhältlich [139], die aber im Praxisbetrieb nach Erfahrungen des Autors selten zur Anwendung kommen. Dies liegt in der herstellerspezifischen und teilweise feingranularen Abstimmcharakteristik, der internen Software-Toolkette und dem spezifischen Entwicklungsprozess beim jeweiligen Automobilhersteller begründet. Vielmehr sollen daher im Folgenden neue Erkenntnisse zur domänenspezifischen Bewertung des Wankverhaltens herausgearbeitet werden, sodass jeder Anwender im Bereich der virtuellen Auslegung und realen Abstimmprozesses die Ergebnisse bedarfs- und herstellergerecht im Entwicklungsprozess einbinden kann.

Auf Basis der in Kapitel 2.4.2 vorgestellten bisherigen Arbeiten zur Objektivierung der Wankdynamik und zur Verwendung von Modellen menschlicher Empfindung im Rahmen der Objektivierung allgemein wird nachfolgend die Kombination dieser beiden Teilbereiche für die Wankdynamik analysiert. Ein wesentliches, daraus abgeleitetes, strategisches Kernelement stellt das *Matching subjektiver und objektiver Bewertungsbasen* dar. Um die bei Objektivierungsstudien nach der Aufzeichnung subjektiver und objektiver Daten folgende Analyse zur Identifikation statistischer Zusammenhänge der beiden Datensätze zu verbessern, beinhaltet dies folgende drei wesentlichen Grundsätze:

- Die Fahrmanöver für Subjektiv- und Objektivversuche ähneln sich größtmöglich.
- Die Messdaten werden in das Fahrerkoordinatensystem transferiert.
- Die Messdaten werden mit Modellen menschlicher Empfindung um Empfindungseffekte korrigiert.

Weitere wesentliche Eckpunkte zur Durchführung der Objektivierungsstudie gibt folgende Liste wieder:

- **Auswahl und Umfang des Probandenkollektivs**  
Normalfahrer bewerten wie der potentielle Kunde und sind in großer Anzahl verfügbar. Ihre Urteile sind jedoch mit Fehlern und geringer Wiederholgenauigkeit behaftet. Expertenfahrer hingegen können reproduzierbar bewerten und ihr Urteil im Sinne eines anspruchsvollen Kunden bilden. Sie sind jedoch meist nur in geringer Anzahl verfügbar. Dies erschwert die Ableitung allgemeingültiger Aussagen. Es wird nachfolgend auf die

qualitative Variante gemäß der Empfehlung von [80; 81] gesetzt: die Verwendung von Expertenfahrern.

- **Darstellung des Versuchsablaufs**

Der Versuchsablauf gliedert sich entsprechend des Vorgehens von [8; 140; 141] in drei Phasen. Der Versuch beginnt mit einer Einweisungsphase in die Bewertungskriterien, den Versuchsablauf und in das Fahrzeug. Die anschließende Adaptionsphase ermöglicht dem Fahrer, das Fahrzeug auf unterschiedlichen Strecken kennenzulernen. Die Bewertungsphase entspricht dann der eigentlichen Versuchsdurchführung.

- **Anzahl der Varianten**

Die Anzahl der Fahrzeugvarianten als Untersuchungsraum bestimmt die Komplexität der Bewertungsaufgabe. Ob Fahrzeugvarianten prinzipiell bewertet werden können, liegt nach Gutjahr [79, S. 33] daran, ob pro Variante absolute und zwischen den Varianten differenzielle Wahrnehmungsschwellen erreicht werden. Es werden sechs bzw. fünf Varianten für das dynamische bzw. stationäre Wankverhalten einer Bewertung unterzogen.

- **Bewertungsmethodik**

Heißing [90] empfiehlt, nicht zu viele und eindeutig definierte Kriterien abzufragen. Pro Domäne wird nachfolgend nur ein Kriterium abgefragt, um die Urteilsschärfe zu steigern. Die Bedeutung der Bewertungskriterien müssen den Bewertern gut bekannt sein. Dem wird mit der Einweisungsphase Rechnung getragen. Die Gefallensbewertung findet im Bewertungsindex (BI) relativ zu einer Referenzvariante statt.

- **Untersuchter Anregungsbereich**

Analog zu Kapitel 3.2 liegt auch der Fokus der Objektivierungsstudie auf dem höherdynamischen Querdynamikbereich ( $a_y \approx 6 \text{ m/s}^2$ ). Dieser wurde in der Literatur bisher unzureichend analysiert. Zusammen mit den Expertenfahrern kann damit zugleich der in [84, S. 18] genannten Forderung gerecht werden, den Grenzbereich, in dem die Variantenunterschiede am deutlichsten zutage treten, mittels Expertenfahrer abzufragen.

- **Trennung zwischen stationärem und transientem Wankverhalten**

Die Bedeutung stationären Wankverhaltens auf die Subjektivbewertung wurde schon früh herausgearbeitet. Die Bedeutung eines harmonischen transienten Wankverhaltens gewann in den letzten Jahren zunehmend an Bedeutung. Dadurch hat sich bei der Auslegung des Wankverhaltens eine separate Betrachtung bewährt, sowohl objektiv als auch subjektiv. Dementsprechend nimmt sich der Objektivierungsteil diesen beiden Anteilen getrennt und gleichermaßen an.

- **Fokus auf fahrerinduziertes Wankverhalten**

Beide Anregungsformen der Wankdynamik besitzen trotz unterschiedlichen Ursprungs große Bedeutung für die Subjektivbewertung. Für fahrbahninduzierte Wankanregungen in Form des Kopierens gilt indes, dass geringere Amplituden der Aufbaubewegung mit einer besseren Komfortbewertung einhergehen [13, S. 598 & S. 613]. Daher wird nur ein Fokus auf die Objektivierung fahrerinduzierten Wankverhaltens gelegt.

- **Einfluss von Nebeneffekten auf die Urteilsfindung**

Die Versuchsbedingungen müssen für Vergleichbarkeit pro Proband bestmöglich identisch dargestellt werden. Sowohl Versuchsparameter wie Fahrstrecke, Fahrgeschwindigkeit und Fahrmanöver als auch Fahrzeugparameter, wie Profilbild, Reifendruck und Beladung, müssen in engen Grenzen identisch sein.

- **Objektive Kennwerte**

Ein Katalog domänenspezifischer Kennwerte dient als Objektivbasis der Objektivierungsstudie.

- **Untersuchung auf statistische Zusammenhänge**

Die Analyse auf statistischen Zusammenhang wird auf Basis linearer multipler Regressionen mit Ordnungen der Prädiktoren in Höhe von eins (linear) und zwei (quadratisch) durchgeführt. Höhere Ordnungen werden aufgrund der eingeschränkten Interpretierbarkeit [83, S. 41] vermieden. Die Subjektivurteile werden pro Kriterium und Variante gemittelt.

telt. Die Regressionen werden mit den objektiven bzw. quasi-empfundene Kennwerten berechnet.

Die Entscheidung für Expertenfahrer bedingt Abstriche in der Probandenzahl. Selbst Automobilhersteller haben nur ca. 15-20 Expertenfahrer für fahrdynamische Bewertungen zur Verfügung, die den Bewertungsindex (BI) verlässlich anwenden können. Von diesen weist wiederum nur ein Teil Erfahrung in der differenzierten Bewertung der Wankdynamik auf. Der gängigen statistischen Argumentation, dass nur bei zufällig gezogenen Stichproben mit Umfang  $n \geq 30$  auf die Repräsentativität der gewonnenen Aussagen bezogen auf die Grundgesamtheit geschlossen werden darf [142, S. 8], kann damit nicht nachgekommen werden. Expertenfahrer bewerten jedoch mit hoher Urteilsqualität und Wiederholgenauigkeit [79, S. 4f.] und können diese statistische Schwäche entschärfen. Da dennoch nicht jeder Expertenfahrer erfahren in der Bewertung der Wankdynamik ist, werden für diese Studie nur Expertenfahrer ausgewählt, die einen expliziten Erfahrungsschatz in der Bewertung der Wankdynamik besitzen. Durch ihr zusätzliches kundenspezifisches Training kann daher zum einen von einer hohen Bewertungssicherheit, zum anderen einer Repräsentation der Grundgesamtheit aller sportlich orientierten Normalfahrer ausgegangen werden. Durch die Mittelung von jeweils sechs Expertenurteilen pro Variante ist somit auch innerhalb dieses Kollektivs eine robuste und repräsentative Inferenzstatistik mit Ableitung quantitativer und qualitativer Aussagen möglich. Damit wird der Argumentation von Hajos [143] gefolgt, wonach jeder Probandenversuch fehlerbehaftet ist und daher Versuche genügend oft zu wiederholen und Mittelwerte samt Streuungsbereich aus den ermittelten Ergebnissen zu verwenden sind.

### 3.4 Versuchsträger und Messtechnik

Als Versuchsträger steht ein AUDI SQ7 (AU536) zur Verfügung. Dieser besitzt neben eAWS und SAD eine elektromechanische Lenkung (Electric Power Steering (EPS)), eine Hinterachslenkung (HAL), ein Hinterachs-TV-Differential und eine adaptive Luftfederung (Adaptive Air Suspension (AAS)). Tabelle A.1 im Anhang A listet einen Auszug wichtiger Details des Versuchsfahrzeugs.

Das Fahrzeug besitzt anstatt serienmäßiger eAWS-Aktorsteuergeräte High Speed Serial Link (HSSL)-Entwicklungssteuergeräte, die über die Data Trace Schnittstelle des Prozessors einen quasi latenzfreien Bypass der Rechenprozesse über eine externe Ausführungsplattform ermöglichen (Anhang B). Diese Rapid-Prototyping-Umgebung ermöglicht die schnelle Integration prototypischer Funktionsumfänge in das Versuchsfahrzeug und wird zur Entwicklung der zentralen Sollvorgabe, der Kopplungsmethodik und der flexiblen Darstellung variierten Wankverhaltens in dieser Arbeit genutzt.

Zur hochgenauen Erfassung der Fahrzeugaufbaubewegungen dient eine kreiselstabilisierte Plattform Oxford RT3003, die ein inertiales Navigationssystem mit einem Global Positioning System (GPS) kombiniert [144]. Die Messsignale werden auf den Fahrzeugschwerpunkt umgerechnet und mit  $f = 100$  Hz aufgezeichnet. Zur Messung der gestellten Kräfte am Aufbau durch das eAWS-System werden aufgrund höherer Genauigkeit im Vergleich zu den im Steuergerät intern geschätzten Kräften die Koppelstangen der Stabilisatoren mit Dehnmessstreifen (DMS) beklebt. Die achsspezifischen Koppelstangenkräfte liegen so im Echtzeitrechner mit einer Abtastfrequenz von  $f = 100$  Hz vor. Abbildung B.1 im Anhang B zeigt die Steuergeräte- und Messtechnikumgebung im Versuchsfahrzeug. Neben der Aufzeichnung niederfrequenter Aufbaubewegungen wird zur Bewertung des Aufbaukomforts auch die Abtastung des Frequenzbereichs bis  $f = 30$  Hz benötigt. Die auftretenden Vertikalbeschleunigungen zwischen  $f = 20$  und 30 Hz sind ein wesentliches Komfortmerkmal und werden allgemein mit Stößigkeit bezeichnet [9, S. 55]. Zur Abtastung dieser hochfrequenten Schwingungsanteile wird eine Abtastung von  $f = 1000$  Hz verwendet, die mit einem externen Mess-



system mit separatem Messrechner realisiert wird. Das *Nyquist-Shannon-Abtasttheorem* sagt aus, dass zur exakten Rekonstruktion eines abgetasteten Signals die Abtastfrequenz dem Zweifachen der maximalen Signalfrequenz  $f_{max}$  entsprechen muss. In der Praxis empfiehlt es sich jedoch, eine deutlich höhere Abtastung zu verwenden, dem mit dem Messsystem und der hohen Abtastfrequenz nachgekommen werden kann. Analog zu [9] werden hierfür die Domlager der Vorderachse mit Hochfrequenz-Beschleunigungsaufnehmern versehen. So kann die Anregung an zwei Karosserieeinleitungspunkten gemessen und in TRMS-Kennwerte überführt werden. Obige Abbildung 3.5 zeigt Bilder des Versuchsträgers und der darin verbauten Messtechnik.



**Abbildung 3.5:** Verwendeter Versuchsträger AUDI SQ7 (AU536) und verbaute Messtechnik mit Messrechner und Bypassing-Hardware



## 4 Kopplung von elektromechanischer Wankstabilisierung und semiaktiven Verstelldämpfern

Die Konzeptableitung in Kapitel 3.2 identifizierte für die Kopplung der Fahrwerksysteme eAWS und SAD summativ den Defizitmomentenansatz als die beste Lösung. Dieser wird im Versuchsfahrzeug gemäß Abbildung 2.9 realisiert.

Der zweite notwendige Baustein zur Kopplung der Systeme eAWS und SAD stellt gemäß Kapitel 2.3.1 die Einführung einer zentralen Wankmomentensollvorgabe dar, die nachfolgend vorgestellt wird. Anschließend werden die Effekte und das Potential der Defizitschnittstelle und der zentralen Sollvorgabe auf die fahrer- und fahrbahninduzierte Wankdynamik des Versuchsfahrzeugs diskutiert. Damit wird die identifizierte Forschungsfrage „Welches wankdynamische Potential können die beiden Systeme im Kopplungsverbund eröffnen und welche vertikaldynamischen Verbesserungen lassen sich erzielen?“ beantwortet. Abbildung 4.1 zeigt das Vorgehen dieses Kapitels.

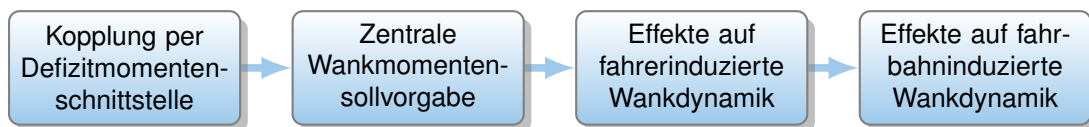


Abbildung 4.1: Aufbau des Kapitels zur Kopplung beider Fahrwerksysteme

### 4.1 Umsetzung der Defizitschnittstelle

Der Defizitmomentenansatz wird, wie in Kapitel 3.2 hergeleitet, als Kopplungsmethodik verwendet und in den Regelverbund integriert. Das eAWS-System stellt dabei das Primärsystem dar. Über die Kraftschnittstelle des Dämpferreglers wird das aus den DMS-Koppelstangenkräften errechnete Defizitmoment des eAWS-Systems als kraftbasierte Anforderung an das SAD-System geleitet und dort arbitriert (Kapitel 4.2). Damit ist die systemarchitektonische Kopplung beider Systeme hergestellt. Abbildung 4.2 zeigt die Struktur der umgesetzten Defizitschnittstelle.

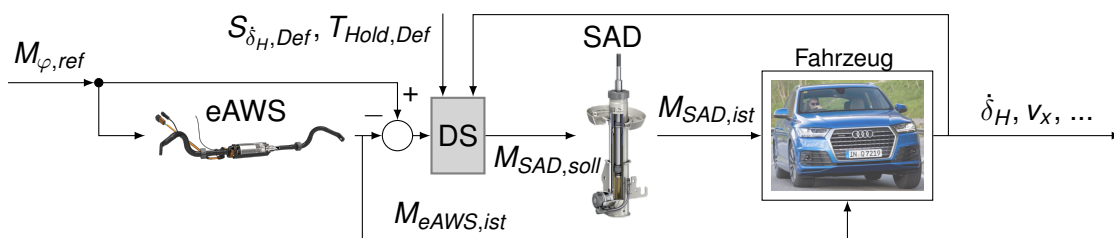


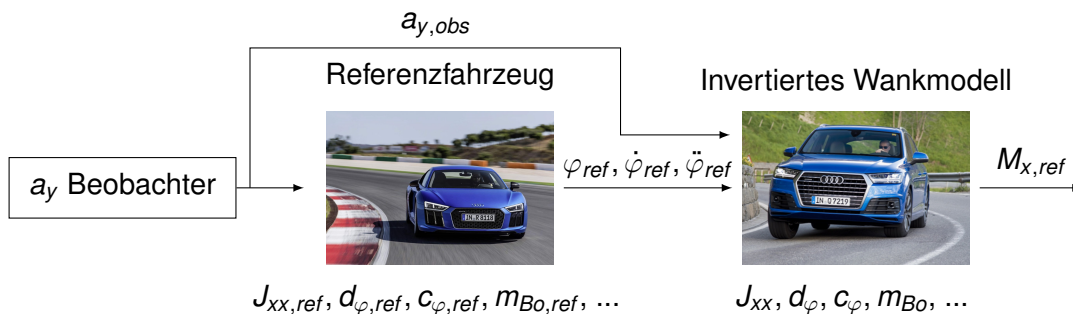
Abbildung 4.2: Struktur der Defizitschnittstelle im Regelkreis

Bei Fahrbahnanregung entstehen unabhängig von Stellmomenten der eAWS-Aktoren Kräfte an den Koppelstangen. Diese würden bei aktivierter Defizitschnittstelle zu dauerhaft hohen Stellströmen führen und den Vertikalkomfort beeinträchtigen. Aus diesem Grund wird die Defizitschnittstelle mit einer Fahrerinduktionslogik versehen: nur bei Überschreiten einer applizierbaren Lenkradgeschwindigkeitsschwelle  $S_{\delta_H,Def}$  wird die Schnittstelle aktiviert und kann daraufhin Anforderungen an die Kraftschnittstelle des SAD-Systems weiterleiten. So wird die Aufbaudämpfung nur bei Fahrerinduktion bedarfsgerecht angehoben, bei Geradeausfahrt entstehen folglich keine komfortmindernden Stellströme, die durch Fahrbahninduk-

tion an den Koppelstangen hervorgerufen werden. Weiterhin wird eine einstellbare Haltezeit  $T_{Hold,Def}$  integriert, innerhalb derer die Schnittstelle nach Aktivierung auch bei Unterschreitung der Lenkradwinkelschwelle aktiviert bleibt. Dies verhindert sprunghafte Schaltvorgänge der Schnittstelle.

## 4.2 Zentrale Wankmomentensollvorgabe

Eine Zentralisierung der Wankmomentensollvorgabe ermöglicht in Kombination mit einer Kopplungsmethodik nicht nur die Regelgenauigkeit, sondern vereinfacht maßgeblich die Applikation der Sollvorgabe auf das Fahrzeug. Dies ist nach Schimmel [83, S. 19] ein wesentliches Ziel der Fahrwerkabstimmung. Im Folgenden werden die bisher autarken und zur Darstellung einer friedlichen Koexistenz aufeinander abgestimmten Sollvorgaben der Systeme eAWS und SAD kompensiert und durch die zentrale Instanz ersetzt. Ausgangspunkt hierfür ist die Sollvorgabe des eAWS-Systems auf Basis einer Modellfolgesteuerung mit invertiertem Prozessmodell, wie sie schon mehrfach in der Fahrwerkregelung verwendet wird [145; 146] und im Rahmen dieser Arbeit bereits in [19] und [147] gezeigt wurde. Bei einer Vorsteuerung muss die fehlende Ausregelung von Störgrößen durch situationsadaptierte Applikation oder eine Störgrößenaufschaltung kompensiert werden. Sie besitzt im Vergleich zu einer Regelung jedoch die Vorteile der proaktiven Stellgrößengenerierung, einer einfacheren Umsetzung und eines guten Führungsverhaltens. Im vorliegenden Fall der Modellfolgesteuerung wird auf Basis der Querbewegung als fahrerinduzierte Störung auf den Aufbau ein Sollwankmoment entgegen der eintretenden Wankbewegung des Aufbaus berechnet. Sie besitzt die in Abbildung 4.3 gezeichnete Struktur.



**Abbildung 4.3:** Struktur der Modellfolgesteuerung mit Referenzfahrzeug und invertiertem Wankmodell

Ein auf einem erweiterten Einspurmodell (ESM) basierender Querbewegungsbeobachter liefert eine präzise Schätzung der anliegenden Querbewegung  $a_{y,obs}$ . Diese modellbasierte Schätzgröße liegt im Steuergerät zeitlich vor der tatsächlich am Fahrzeugaufbau wirkenden Querbewegung vor, sodass eine Vorsteuerung möglich ist und System-schwellzeiten des eAWS anteilig kompensiert werden können. Sie dient als Eingang eines Wankreferenzmodells (*Referenzfahrzeug*). Dieses basiert auf der Wankdifferentialgleichung (Gleichung (2.1)), die nach Auflösung und Integration in Abhängigkeit von den gewählten Referenzfahrzeugparametern (Index *ref*) die Wank Solltrajektorie  $\varphi_{ref}, \dot{\varphi}_{ref}$  und  $\ddot{\varphi}_{ref}$  am Ausgang ergibt. Die Wank Solltrajektorie und  $a_{y,obs}$  gehen anschließend in ein *invertiertes Wankmodell* des Realfahrzeugs ein. Am Modellausgang resultiert das Wankmoment  $M_{x,ref}$ , das zusätzlich notwendig ist, um das Ist-Fahrzeugwankverhalten der Referenztrajektorie anzugleichen und entspricht dem aktiv zu stellenden Aufbausollwankmoment  $M_{x,soll}$  durch das Primärsystem eAWS. Diese errechnete Sollvorgabe wird im inneren Regelkreis auf Aktorebene mit der Wankmomentenverteilung (WMV) multipliziert und in achsspezifische Referenzaktorverdrehwinkel  $\varphi_{Aktor,ref}$  umgerechnet. Mit der jeweiligen Torsionssteifigkeit des Stabilisators  $c_{Stabi}$  resultieren diese in achsspezifischen Stabilisatormomenten, die auf den Aufbau wirken. Für

einen hohen Aufbaukomfort müssen dabei fahrbahninduzierte Störungen auf die Referenzaktorverdrehwinkel  $\varphi_{Aktor,ref}$  beachtet werden. Der innere Regelkreis auf Aktorebene sieht daher die Superposition des Referenzaktorverdrehwinkels  $\varphi_{Aktor,ref}$  mit dem am Stabilisator durch Höhenstandssensorik detektierten externen Störwinkel  $\varphi_{Aktor,stör}$  und deren zeitliche Ableitungen vor. Daraus resultiert der tatsächlich zu stellende Sollaktorverdrehwinkel  $\varphi_{Aktor,soll}$ . Dieser beinhaltet folglich die Anforderungen aus der fahrerinduzierten Wankdynamik und einen Anteil durch höhenstands-basierte Störgrößeneinkopplung.

Der Ausgangszustand des verwendeten Reglers der semiaktiven Schwingungsdämpfer basiert auf dem um das Groundhook-Prinzip erweiterte Skyhook-Regelgesetz nach Karnopp [148]. Dieses Regelgesetz besitzt weitreichende Verbreitung in der Industrie. Modellbasierte Regelungsmethoden für semiaktive Systeme, wie der von Unger [71] vorgestellte und in der Simulation und an Viertelfahrzeugprüfständen bewährte quadratisch-optimale Regelansatz, weisen komfortseitige Verbesserungen auf, haben sich jedoch aufgrund der Komplexität und des Rechenbedarfs nicht in der Serie etabliert.

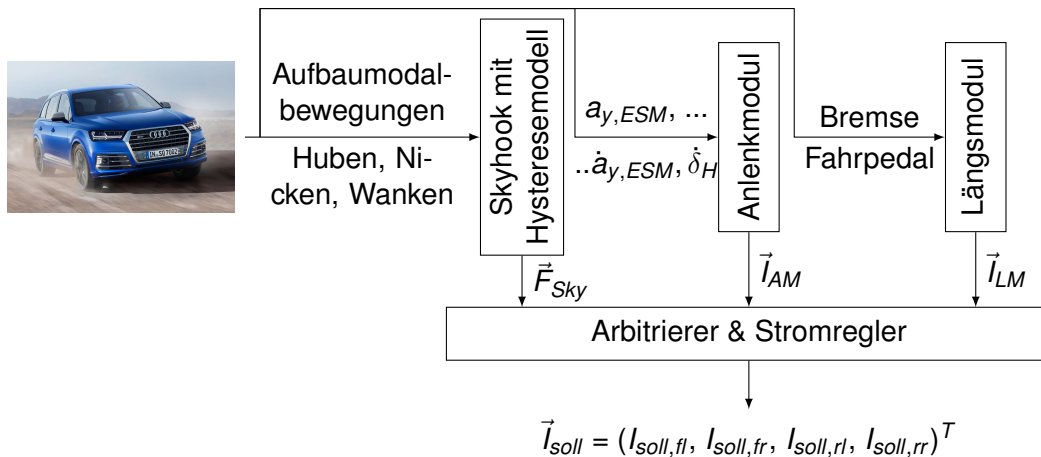
Das Groundhook-Prinzip, erstmals von Valasek und Novak 1996 [149; 150] präsentiert, ergänzt das zur Reduktion der Aufbaubeschleunigungen  $\ddot{z}_{Bo}$  entwickelte Skyhook-Prinzip um einen Ansatz zur Minimierung der dynamischen Radlastschwankungen  $F_{Z,dyn}$  zur Steigerung der Fahrsicherheit. Üblicherweise wird eine hybride Reglerstruktur verwendet, die abhängig von den Energien in Rad und Aufbau zwischen diesen beiden Regelstrategien umschaltet oder gewichtet, was auch im vorliegenden Fall zutrifft. Tiefergehende Erläuterungen zur hybriden Skyhook-Groundhook-Regelung sind in [151; 152] zu finden. Nachfolgend wird bei Verwendung des Begriffs *Skyhook* immer die Kombination von Skyhook und Groundhook adressiert.

Der kraftbasierte Skyhook-Regelansatz bedämpft die gemessenen Modalbewegungen des Aufbaus (Huben ( $\dot{z}_{Bo}$ ), Nicken ( $\dot{\vartheta}$ ), Wanken ( $\dot{\varphi}$ )) und ermöglicht eine individuelle Gewichtung der Dämpfungsanteile anhand der Faktoren  $Sky_{Hub, SAD}$ ,  $Sky_{Nick, SAD}$  und  $Sky_{Wank, SAD}$ . Kerngedanke ist, dass ein virtueller Dämpfer am Aufbau bzw. Rad die Relativbewegung zum Himmel (*Sky*) bzw. zur Fahrbahn (*Ground*) durch Identifikation der dazu notwendigen Dämpfungskoeffizienten  $d_{Sky,virtuell}$  bzw.  $d_{Ground,virtuell}$  minimiert. Die zu bedämpfende Kraft am Aufbau ergibt sich aus der Aufbaumasse  $m_{Bo}$  bzw. den Trägheiten  $J_{xx}$  und  $J_{yy}$  sowie den Aufbaubeschleunigungen  $\ddot{z}_{Bo}$ ,  $\ddot{\varphi}$  und  $\ddot{\vartheta}$ . Anhand der Aufbaubewegungen  $\dot{z}_{Bo}$ ,  $\dot{\varphi}$  und  $\dot{\vartheta}$  können die dazu notwendigen virtuellen Dämpfungskoeffizienten errechnet werden. Diese werden auf die Fahrzeugecken und anschließend in äquivalente Ventilströme umgerechnet und mit den realen semiaktiven Dämpfern zwischen Rad und Aufbau approximiert. Hierfür sind die anliegenden Dämpfergeschwindigkeiten  $v_d$  und eine genaue Kenntnis der Kraft-Ventilstrom-Geschwindigkeits-Beziehung des Schwingungsdämpfers von Bedeutung. Die bei Schwingungsdämpfern auftretenden Hystereseeffekte der Dämpferkraft sind nach [46, S. 2f.] primär von der Viskosität des Öls, der Ventilbauart und dem gestellten Ventilstrom, jedoch auch von der Anregungsfrequenz und der Anregungsamplitude abhängig. Aufgrund dieser vielen Parameter eignet sich eine kennfeldbasierte Zuordnung der Dämpferkraft über der Dämpfergeschwindigkeit nicht zur Bestimmung der tatsächlichen Kräfte am Aufbau und am Rad. In dieser Arbeit werden daher die auftretenden Hystereseeffekte in einem Dämpfer-Hysteresemodell aus [71, S. 46ff.] nachgebildet und bei der Berechnung des erforderlichen Ventilstroms zur Einregelung der Sollkräfte am jeweiligen Dämpfer mit einbezogen.

Die Skyhook-Anteile regeln reaktiv auf die gemessenen Aufbaubewegungen. Dadurch kann bei hoher fahrerinduzierter Dynamik und trotz geringer Zeitkonstanten des SAD-Systems eine Unterdämpfung des Aufbaus in den ersten Millisekunden auftreten. Daraus resultieren beim dynamischen Anwanken große Wankraten. Aus diesem Grund besitzt der verwendete SAD-Regler in seinem Ausgangszustand einen zusätzlichen Vorsteuerzweig. Dieser nachfolgend mit Anlenkmodul AM bezeichnete Regleranteil beinhaltet analog zur eAWS-Modellfolgesteuerung ein erweitertes ESM, das die zu erwartende fahrerinduzierte Querbe-



schleunigung  $a_{y,ESM}$  und den zu erwartenden Querruck  $\dot{a}_{y,ESM}$  als die Ableitung der Querbesehleunigung berechnet. Bei Überschreiten definierter Schwellwerte von  $a_{y,ESM}$ ,  $\dot{a}_{y,ESM}$  und  $\dot{\delta}_H$  kann so eine vorgesteuerte Grundstromanhebung vollzogen werden bis hin zum Maximalstrom [153, S. 713; 154, S. 103]. Dadurch ist eine Erhöhung des Dämpfungsmaßes des Aufbaus auf Basis antizipierter fahrerinduzierter Quer- und Wankdynamik realisierbar, bevor der Skyhook-Regler auf Ist-Aufbaubewegungen reagiert. Gleiches gilt für Nickbewegungen, die das Längsmodul analog dazu bei schnellen Änderungen des Fahrpedals, des Bremsdrucks oder des Antriebsstrangmoments vorgesteuert bedämpft. Die Anforderungen der autarken SAD-Bestandteile müssen abschließend strombasiert arbitriert und durch einen Stromregler eingeregelt werden (Abbildung 4.4).



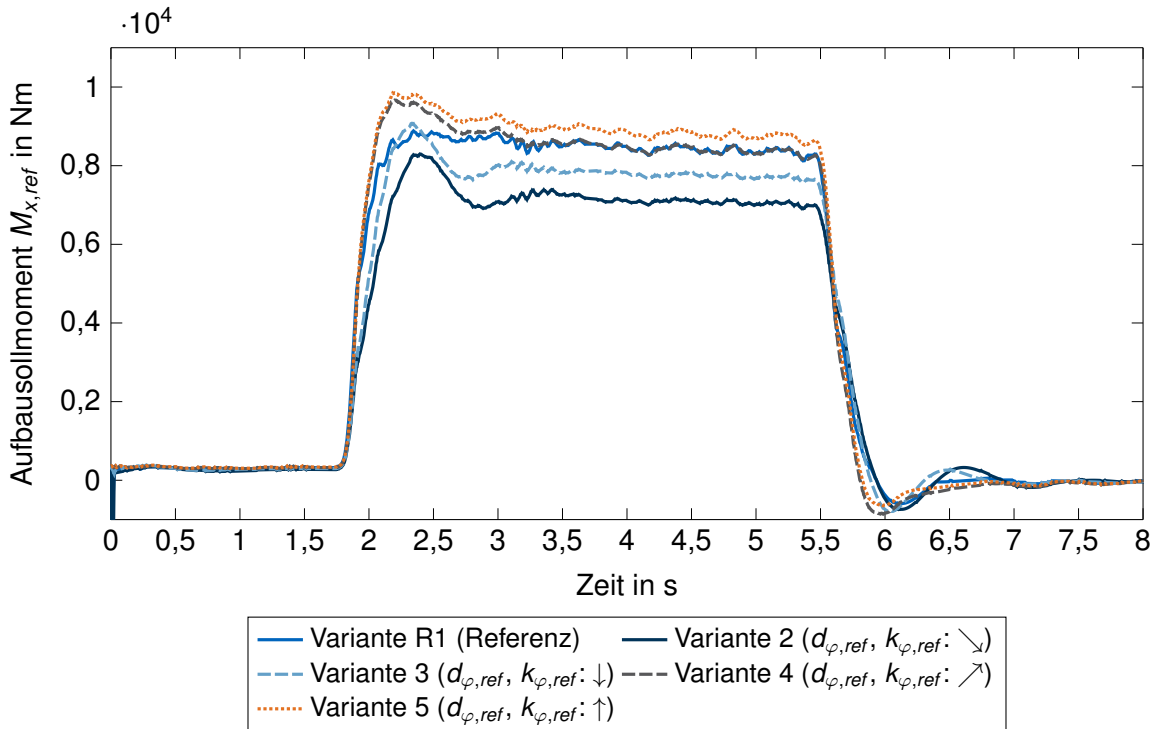
**Abbildung 4.4:** Struktur des Dämpferreglers mit Hysteresemodell

Die Arbitrierung erfolgt aufgrund des begrenzten Stellpotentials und des rein dissipativen Charakters des SAD-System immer primär zugunsten der Fahrsicherheit. Daraus folgt in der Regel, dass die höchste Ventilstromanforderung eines Moduls priorisiert wird. Es liegt folglich ein Zielkonflikt zwischen den Anforderungen zur Bedämpfung einzelner Modalbewegungen vor, der mit dem semiaktiven System nicht aufgelöst werden kann. Bei kombinierter Anregung durch Fahrerlenkeingabe und Fahrbahnanregung generieren die wankbedämpfenden Module Anlenkmodul des SAD-Systems (AM) und  $Sky_{Wank, SAD}$  hohe Dämpfungsanforderungen. Anforderungen zur Bedämpfung der Hub- oder Nickbewegung müssen diesen untergeordnet werden. Dies erklärt beide Phänomene, die bei dem im vorangegangenen Kapitel 3.1 gezeigten Beispiel mit kombinierter Anregung aus Kopieranregung, Querbesehleunigung und hochfrequenter Straßenanregung beobachtet werden konnten: a) Durch das aktivierte Anlenkmodul und den aktiven  $Sky_{Wank, SAD}$ -Anteil verschlechtern sich bereits bei  $a_y \approx 4 \text{ m/s}^2$  die  $TRMS_z$ -Kennwerte für Huben und b) zugleich werden dabei wegen fehlender Koordination mit dem eAWS auch die  $TRMS_x$ -Werte für Wanken verschlechtert. Daraus resultiert: Eine Koordination mit zentraler Sollvorgabe ist folglich für eine gesamtheitliche Verbesserung des Wankverhaltens und Hubkomforts essentiell.

Die zentrale Wankmomentensollvorgabe wird im Folgenden ausgehend von der Modellfolgesteuerung des eAWS-Systems entwickelt. Anteile im SAD-System, die eine Bedämpfung des Wankverhaltens parallel dazu enthalten, sollen kompensiert bzw. in die zentrale Wankmomentensollvorgabe verlagert werden, um negative Effekte durch fehlende Koordination auszuschließen.

Die Ausgangsbasis der Modellfolgesteuerung ermöglicht eine weite Spreizung der Sollvorgabe des fahrerinduzierten Wankverhaltens durch die Bedatung des Referenzfahrzeugs. Abbildung 4.5 zeigt dazu einen möglichen Variationsbereich der zentralen Sollvorgabe für das aktiv zu stellende Aufbauwankmoment  $M_{x,soll}$  für einen Lenkradwinkelsprung bei  $v_x = 80 \text{ km/h}$

und  $a_y \approx 6 \text{ m/s}^2$ . Der gezeigte Variationsbereich basiert auf einer kombinierten Variation des Referenzwankdämpfungskoeffizienten  $d_{\varphi,ref}$  und der Referenzwanksteifigkeit  $c_{\varphi,ref}$ , nachfolgend mit kombinierter Wankdämpfung/-steifigkeit  $W_{DS,ref}$  des Referenzfahrzeugs bezeichnet. Es werden dabei nur gleichgesinnte, kombinierte Variationen der Wanksteifigkeit  $c_{\varphi,ref}$  und der Wankdämpfung  $d_{\varphi,ref}$  vollzogen. Die Ergebnisse basieren auf einer Software-in-the-Loop (SiL)-Simulation mit Messgrößen als Eingang der zentralen Sollvorgabe.



**Abbildung 4.5:** Variationsbereich der zentralen Wankmomentensollvorgabe  $M_{x,soll}$  für einen Lenkradwinkelsprung bei  $v_x = 80 \text{ km/h}$  (SiL-Simulation)

Der Referenzverlauf (Variante R1) entspricht der Ausgangsbasis. Ausgehend von dieser werden in den Varianten zwei und drei Ausprägungen mit einem geringeren Wert von  $W_{DS,ref}$  dargestellt, die einen Verlauf mit geringerem Flankenanstieg, aber ausgeprägten Wankmomentenüberschwinger (Einfluss der Reduktion von  $d_{\varphi,ref}$ ) und geringerem Stationärwert (verringertes Wert für  $c_{\varphi,ref}$ ) aufweisen. Die Varianten vier und fünf stellen Varianten mit größerem Wert für  $W_{DS,ref}$  als die Referenz dar. Die Flankenanstiege beim Anwanken sind größer, das stationär gestellte Wankmoment ebenfalls. Die Sollvorgabe für das Anwanken und das stationäre Wanken kann folglich mit der zentralen Wankmomentensollvorgabe weit variiert werden. Durch den Querbeschleunigungsbeobachter wird die Berechnung eines vorausseilenden Aufbaumoments gemäß Abbildung 4.3 realisiert, sodass in Kombination mit einer dynamischeren Bedatung des Referenzmodells auf Seiten der Sollvorgabe eine Kompensation des Anlenkmoduls des SAD-Systems ermöglicht wird. Übersteigt die Anforderung das dynamische Potential des Primärsystems eAWS und wird der Schwellwert für  $\delta_h$  zugleich überschritten, wird gemäß Abbildung 4.2 in der Defizitschnittstelle achsspezifisch das Defizitmoment auf eine radbasierte Kraft umgerechnet und im SAD-System arbitriert. Aufgrund der erläuterten Arbitrierungslogik und der Abhängigkeit der möglichen Stellkraft jedes Schwingungsdämpfers von der anliegenden Dämpferrichtung, -geschwindigkeit und von Hystereeffekten kann nicht garantiert werden, dass eine Defizitanforderung am Rad tatsächlich erreicht wird. Durch Kompensation der wankbedämpfenden SAD-Anteile Anlenkmodul und SkyWank, SAD wird die Anzahl zu arbitrierender Anforderungen jedoch reduziert. Dies erfolgt zugunsten der generierten Defizitanforderungen. In Kapitel 4.3 wird analysiert, ob eine Kompensation des Anlenkmoduls durch die zentrale Sollvorgabe in Kombination mit der Defizit-

schnittstelle gelingt.

Die Kompensation aller wankbedämpfenden Anteile im SAD-System erfordert auch die Realisierung eines auf Ist-Wankbewegungen des Aufbaus reagierenden Anteils in der zentralen Sollvorgabe analog zum  $\text{Sky}_{\text{Wank, SAD}}$ -Modul. Dieser Anteil ist in der eAWS-Modellfolgesteuerung (Abbildung 4.3) nicht enthalten. Treten Regelabweichungen zwischen Soll- und Ist-Wanktrajektorie auf, bspw. durch Fahrbahnanregungen, die mit der höhenstands-basierten Störgrößenkompensation auf Aktorwinkalebene nicht kompensiert werden können, kann im vorliegenden Fall eine Verbesserung des Führungsverhaltens durch

- (a) eine Störgrößenaufschaltung der Fahrbahnanregung auf das Referenzmodell, bspw. mittels PreView-Verfahren
- (b) eine Erweiterung der Modellfolgesteuerung um eine Regelung auf die Soll-Wanktrajektorie (Referenzverhalten)
- (c) eine Ergänzung der höhenstands-basierten Störgrößentkopplung durch eine kraftbasierte Regelung minimaler Koppelstangenkräfte

erreicht werden.

Als Beispiel für Punkt (a) dient [155]. In dieser Arbeit wird gezeigt, wie mithilfe im Fahrzeug verbauter bildbasierter Sensorik das Straßenhöhenprofil vor dem Fahrzeug (*PreView*) ermittelt und so eine proaktive Ansteuerung von semiaktiven und aktiven Fahrwerkselementen realisiert werden kann. Insbesondere Fahrzeuge mit *radselektiven* aktiven Fahrwerkssystemen und PreView-Technologie (AUDI A8 D5 AI Aktivfahrwerk) und Mercedes-Benz S500/S560 W222 MBC) können hierdurch eine deutliche Reduktion der Aufbau-bewegungen realisieren. Auch Fahrzeuge mit aktiven Stabilisatoren und PreView-Technologie (BMW 7er G11 oder 5er G30 mit Executive Drive Pro) erzielen mit Vorausschau Komfortverbesserungen. Da das verwendete Versuchsfahrzeug nicht mit bildbasierter PreView-Sensorik ausgestattet ist, wird diese Option nicht weiter thematisiert.

Punkt (b) nennt eine Erweiterung der Sollvorgabe um einen Regelanteil, der die Abweichung der Aufbau-wankbewegung von der Soll-Trajektorie minimiert. Dies stellt auch ohne bildbasierte Sensorik eine vielversprechende Methode zur Verbesserung des Führungsverhaltens dar. Koletzko [9, S. 72] zeigt für das semiaktive Verstell-dämpfersystem, dass eine Skyhook-Regelung der Wankrate die Kopierbewegung des Fahrzeugs stark reduzieren kann. Die Aussagen gelten jedoch nur für Querbeschleunigungen bis  $a_y = 4 \text{ m/s}^2$ . Weiterhin wird das Potential einer Wankdämpfung der Kopierbewegung durch das verbaute aktive (hydraulische) Wankstabilisierungssystem nicht in die Untersuchungen mit einbezogen. Es wird daher nachfolgend eine Erweiterung der zentralen Wankmomentensollvorgabe um einen Regelzweig zur aktiven Wankdämpfung durch das eAWS-System realisiert. Die Regeldifferenz

$$\dot{\varphi}_{dev} = \dot{\varphi}_{soll} - \dot{\varphi}_{ist} \quad (4.1)$$

multipliziert mit einem nichtlinearen, kennfeldbasierten Proportionalfaktor  $K_{p,sky}$  wird als aktives Skyhook-Wankmoment  $M_{x,sky}$  dem Modellausgang des invertierten Wankmodells superpositioniert. Bei Kopierbewegungen des Aufbaus bei Geradeausfahrt (keine Fahrerinduktion) erfolgt damit eine Regelung der Ist-Wankrate zu Null, um den Aufbau maximal von Wank-schwingungen durch die Fahrbahn zu entkoppeln.

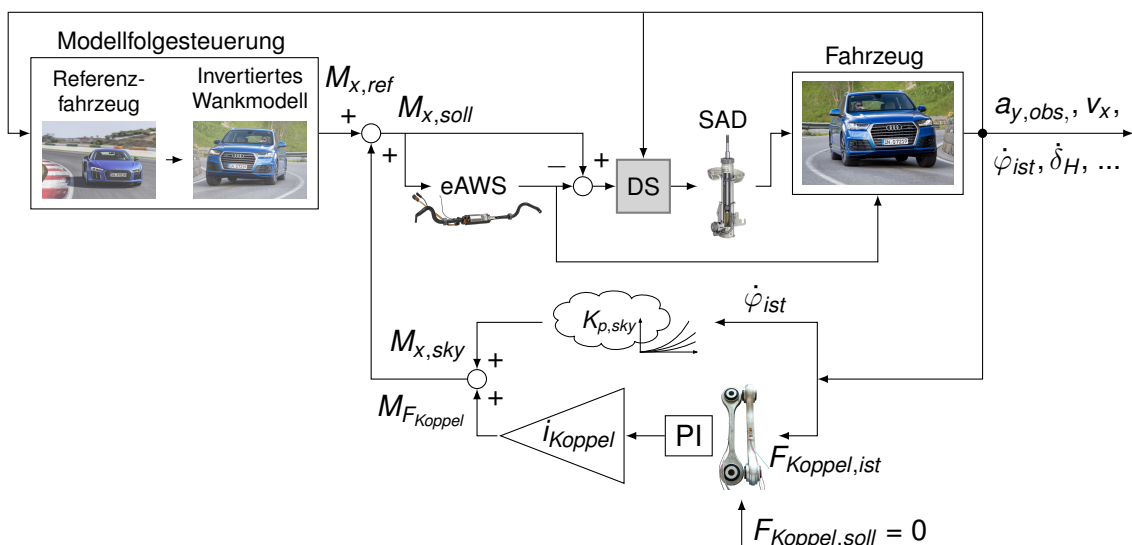
Besondere Bedeutung bei der Regelung auf Messgrößen kommt der Filterung derselben zu. Die in der Inertial Measurement Unit (IMU) gemessene Wankrate  $\dot{\varphi}_{ist}$  enthält bei schlechter Straßenbeschaffenheit viele hochfrequente Anteile oberhalb der Eckfrequenz  $f_{E,eAWS}$  des eAWS-Systems, die tiefpasszufiltern sind, um Stabilität und gutes Führungsverhalten zu gewährleisten. Im Allgemeinen erzielen Tiefpassfilter mit steigender Ordnung steilere Flankenabfälle der Amplitude, dies geht jedoch mit einer steigenden Phasenverschiebung des gefilterten Signals einher. Dies kann insbesondere bei aktiven Systemen zu einer gegenphasigen



Anregung des Fahrzeugs führen. Dieser Zielkonflikt ist folglich systemspezifisch als Kompromiss zwischen Amplitudenabfall und Phasenverzug zu lösen (Kapitel 2.3.1). In Anhang C ist ein Bode-Plot abgebildet, der den Zielkonflikt beispielhaft anhand vier Butterworth Tiefpässe erster bis vierter Ordnung mit jeweiliger Eckfrequenz  $T_{E,TP} = 3 \text{ Hz}$  aufzeigt. Für die im Folgenden notwendige Filterung der Wankrate ist zur Auswahl geeigneter Tiefpassparameter eine systematische Parametervariation von Filterordnung ( $n_{TP} = 2 - 4$ ) und Eckfrequenz ( $f_{E,TP} = 1 - 3 \text{ Hz}$ ) auf sowohl niederfrequenter als auch hochfrequenter Kopieranregung durchgeführt worden. Das für die aktive Wank-Skyhook-Regelung des Fahrzeugaufbaus als optimal identifizierte Butterworth Tiefpassfilter besitzt die Ordnung 2 und die Eckfrequenz  $f_{E,TP} = 3 \text{ Hz}$ . Weitergehende Literatur zu Eigenschaften und Auslegung von Filtern ist bspw. [156] zu entnehmen.

Punkt (c) nennt eine Erweiterung der höhenstands-basierten Störgrößenkompensation um eine kraftbasierte Regelung der Koppelstangenkräfte zur Verbesserung des Führungsverhaltens. Eine rein höhenstands-basierte Störwinkelkompensation führt aufgrund wandernder Übersetzungsverhältnisse über dem Federweg, Nebensteifigkeiten, Alterung und Bauteiltoleranzen nicht in jedem Betriebszustand zu einer Krafftfreiheit bzw. einer minimalen Kraft am Aktor, die für optimalen Komfort notwendig ist. Eine ergänzende PI-Regelung der DMS-Koppelstangenkräfte zu Null dient nachfolgend der Potentialabschätzung einer kraftbasierten Störgrößenkopplung, die der höhenstands-basierten Störgrößenkompensation nachgeschaltet wird. Es wird damit ein Vergleich mit einem bereits in Serie befindlichen Fahrzeug mit kraftbasierter Störgrößenkopplung auf Basis intern gemessener eAWS-Aktormomente und zusätzlicher Elastomerkopplung (BMW 7er G11 oder 5er G30 mit Executive Drive Pro) ermöglicht.

Abbildung 4.6 zeigt die Gesamtstruktur der zentralen Wankmomentensollvorgabe mit den ergänzten Regelzweigen (b) und (c) und der Defizitschnittstelle. Die Modellfolgesteuerung zur Reduktion fahrerinduzierter Wankbewegungen wird nachfolgend mit *Regelkreis Fahrerinduktion* bezeichnet. Die in Abbildung 4.6 auf dem Rückführpfad der Ist-Größen unten eingezeichneten Regleranteile zur Reduktion fahrbahninduzierter Wankbewegungen werden mit *Regelkreis Fahrbahninduktion* bezeichnet. Die Defizitschnittstelle ist zentraler Bestandteil und kann, je nach Bedatung des Schwellwerts für  $\dot{\delta}_H$ , Regeldifferenzen aller Anteile der Sollvorgabe an das SAD-System weitergeben. Die Effekte einzelner Anteile der eingeführten Steuerungs- bzw. Regelungsstruktur auf das Fahrverhalten im Realfahrzeug diskutieren die nachfolgenden Kapitel. Kapitel 4.3 stellt dazu die Effekte der Sollmomentenvariation gemäß Abbildung 4.5 und der Defizitschnittstelle auf das *fahrerinduzierte Wankverhalten* vor.



**Abbildung 4.6:** Gesamtstruktur der zentralen Wankmomentensollvorgabe mit Modellfolgesteuerung, Defizitschnittstelle und ergänzten Regelzweigen

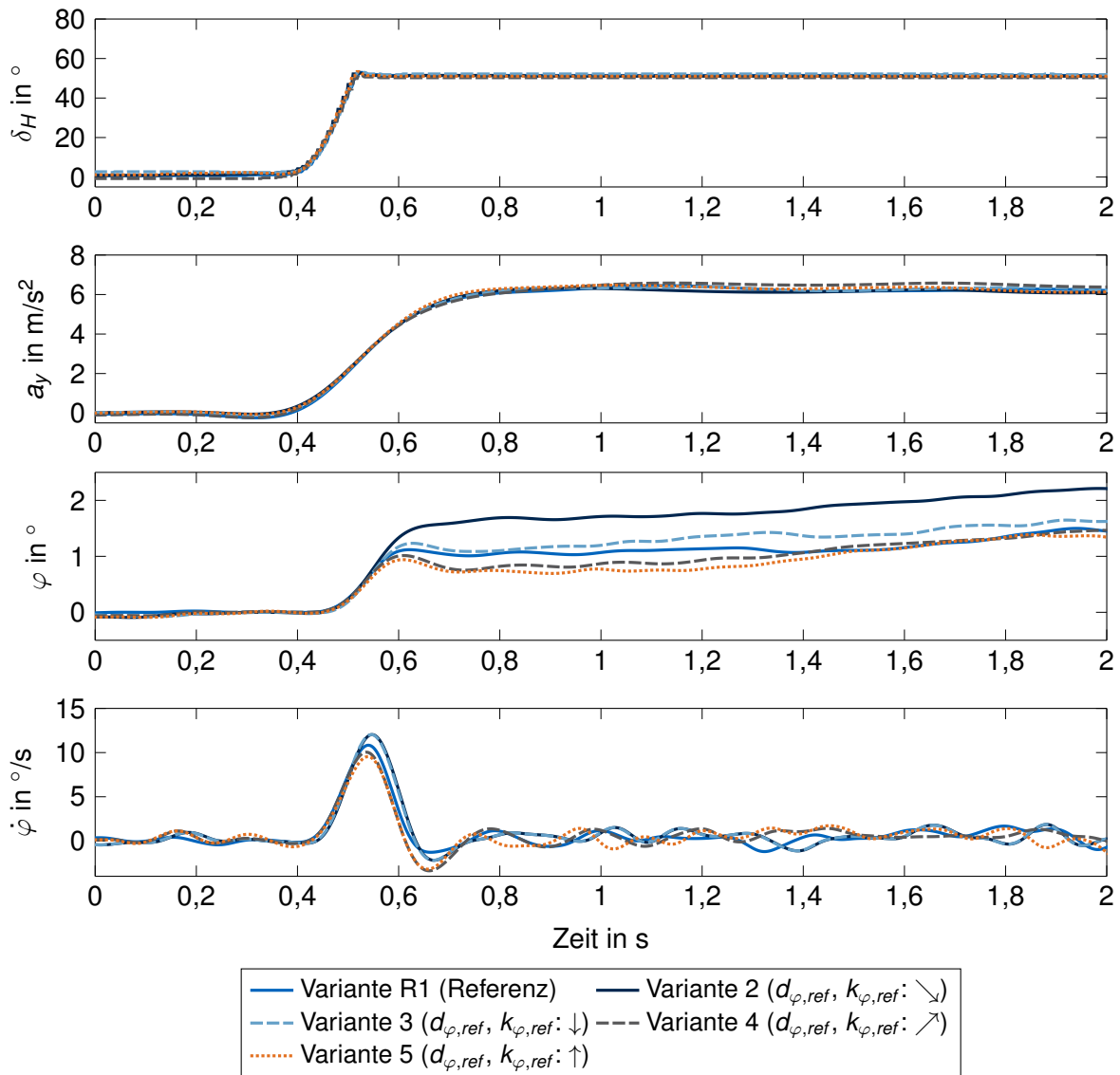
Es wird analysiert, inwieweit das eAWS-System die wankbedämpfenden Anforderungen des SAD-Systems bei hochdynamischen Manövern kompensieren kann und welche Effekte die Kopplung beider Systeme per Defizitmomentenansatz auf die Wankdynamik im Vergleich zur unkoordinierten Variante der friedlichen Koexistenz hervorbringt. Kapitel 4.4 geht darauf ein, wie das *fahrbahninduzierte* Kopierverhalten durch die implementierten Regelzweige verbessert werden kann. Die aktive Wank-Skyhook-Regelung im eAWS wird in Kapitel 4.4.1 auf einer Kopierstrecke und in Kapitel 4.4.2 auf einer schlechten Landstraße im Vergleich zum  $\text{Sky}_{\text{Wank, SAD}}$ -Anteil im SAD-System diskutiert. Kapitel 4.4.3 zeigt, welches Potential die Störgrößentkopplung mittels kraftbasierter Regelung bei langsamer Überfahrt über eine gerade Kopierstrecke großer Amplitude auf die Reduktion der Insassenbeschleunigung besitzt.

### 4.3 Effekte auf fahrerinduzierte Wankdynamik

Der Regelkreis Fahrerinduktion ermöglicht durch das variabel ausprägbare Referenzverhalten in der Modellfolgesteuerung eine weitreichende Variationsbreite des Wankverhaltens in der zentralen Wankmomentensollvorgabe. Im Folgenden wird die Umsetzung dieser Variationsbreite auf ebener Fahrbahn im Realfahrzeug mit eAWS-System und optional aktivierter Defizitschnittstelle analysiert. Das Fahrmanöver Lenkradwinkelsprung wird verwendet, um das Anwankverhalten des Fahrzeugs aus der Ruhelage heraus zu bewerten. Im Gegensatz zu dem von Koletzko [9] verwendeten Dreiecks-Impulsmanöver eignet sich dieses Manöver besser, weil dazu vergleichbare Lenkradwinkelverläufe bei dynamischen Abbiegevorgängen im normalen Fahrbetrieb tatsächlich auftreten. Das Manöver Frequenzgang beschreibt das wechselseitige Wankverhalten des Fahrzeugs über dem Frequenzbereich und dient an dieser Stelle vorrangig der Analyse des Potentials der Defizitschnittstelle. Die stationäre Kreisfahrt in Kapitel 4.3.3 wird abschließend verwendet, um den möglichen Variationsbereich des stationären Wankverhaltens zu untersuchen.

#### 4.3.1 Lenkradwinkelsprung

Der Lenkradwinkelsprung nach ISO 7401 [116] wird bei  $v_x = 80 \text{ km/h}$  und einer stationären Querbeschleunigung  $a_y \approx 6 \text{ m/s}^2$  durchgeführt. Er dient der Analyse des Anwankverhaltens im Zeitbereich. Zur Manöverdurchführung wird ein Lenkradwinkelanschlag verwendet. Im Gegensatz zu den Messungen aus [117, S. 812] können hiermit auch ohne Lenkroboter hohe Lenkradwinkelgeschwindigkeiten bis  $500 \text{ }^\circ/\text{s}$  erreicht werden, sodass die in der Norm genannte Dynamikanforderung bezüglich der Zeitspanne zwischen 10 % und 90 % des Lenkradwinkelinputs kleiner gleich  $t = 0,15 \text{ s}$  erfüllt wird. Zur Untersuchung der Leistungsfähigkeit des eAWS-Systems und der möglichen Bandbreite des Wankverhaltens im Realfahrzeug wird eine Variation der zentralen Sollvorgabe gemäß Abbildung 4.5 vollzogen. Sowohl die wankbedämpfenden Module AM und  $\text{Sky}_{\text{Wank, SAD}}$  des SAD-Systems als auch die Defizitschnittstelle sind deaktiviert. Abbildung 4.7 zeigt die Messwerte des Versuchsfahrzeugs. Bei identischem Lenkradwinkelverlauf  $\delta_H$  und vergleichbarem Querbeschleunigungsverlauf  $a_y$  resultiert ein variiertes dynamisches und stationäres Wankverhalten. Die Referenzvariante R1 aus Abbildung 4.5 weist eine maximale Wankrate beim Anlenken (erster Peak) von  $\dot{\varphi}_{\text{max}, R1} = 10,8 \text{ }^\circ/\text{s}$  und eine minimale Wankrate beim zweiten Peak von  $\dot{\varphi}_{\text{min}, R1} = -1,3 \text{ }^\circ/\text{s}$  auf. Der resultierende stationäre Wankwinkel beträgt bei  $t = 1,0 \text{ s}$  (0,5 s nach Einleitung des Lenkradwinkelinputs)  $\varphi_{\text{stat}, R1} \approx 1,2 \text{ }^\circ$ . Ausgehend davon führt die kombinierte Variation von Dämpfung und Steifigkeit im Referenzfahrzeug  $W_{DS, \text{ref}}$  der zentralen Sollvorgabe zu einer Spreizung des Wankverhaltens auf Aufbauenebene. Dabei ist aufgrund der hohen eAWS-Systemdynamik eine Beeinflussung genannter Kennwerte in jeweils beide Ausprägungsrichtungen bereits nur mit diesem einen System darstellbar (Tabelle 4.1), auch ohne Verwendung des SAD-Systems oder der Defizitschnittstelle. Gemäß der physikalischen Gesetzmäßigkeit



**Abbildung 4.7:** Ausprägung des Wankverhaltens durch Variation von  $W_{DS,ref}$  bei einem Lenkradwinkelsprung bei  $v_x = 80 \text{ km/h}$  und  $a_y = 6 \text{ m/s}^2$

eines dynamischen Systems bewirkt bei einer Sprunganregung eine Erhöhung der Dämpfung (hier: im Referenzfahrzeug) zum einen eine Reduktion des resultierenden maximalen Peaks der Systemreaktion (hier: des Wankratenpeaks  $\dot{\varphi}_{max}$ ), zum anderen auch eine zeitliche Verschiebung desselben nach links. Das physikalisch modellierte Referenzverhalten ist folglich auf das Realfahrzeug abbildbar.

Der für das Anwankverhalten charakterisierende Kennwerte des maximalen Wankratenpeaks  $\dot{\varphi}_{max}$  und die Ansprechzeit  $T_{\dot{\varphi},max}$  können dem folgend durch eine Erhöhung von  $W_{DS,ref}$  in der zentralen Wankmomentensollvorgabe quantitativ von  $10,8 \text{ }^\circ/\text{s}$  auf  $9,5 \text{ }^\circ/\text{s}$  bzw. von  $0,071 \text{ s}$  auf  $0,066 \text{ s}$  reduziert werden. Der nach dem Anlenken bis zum Manöverende geringfügig ansteigende stationäre Wankwinkel ist einer geringen kegelförmigen Neigung der Handlingfläche geschuldet, auf die nach dem Anlenken seitlich eingefahren wird.

Im Vergleich zur Variation der Sollvorgabe durch das Referenzmodell in Abbildung 4.7 zeigt Abbildung 4.8 neben der Referenzvariante R1 die Variante R2, bei der alle wankbedämpfenden SAD-Module aktiv sind ( $AM = 1$  und  $Sky_{Wank, SAD} = 1$ , nachfolgend mit SAD-Vollsystem bezeichnet). Variante R2 entspricht damit der *unkoordinierten Koexistenz* beider Fahrwerksysteme und zugleich dem Ausgangszustand des Versuchsträgers. Variante R3 stellt die

**Tabelle 4.1:** Charakteristische Kennwerte des variierten Wankverhaltens beim Lenkradwinkelsprung

Variante	Kennwert			
	$\dot{\varphi}_{max}$ in °/s	$\dot{\varphi}_{min}$ in °/s	$T_{\dot{\varphi},max}$ in s	$\varphi_{stat}$ in °
Variante R1 (Referenz)	10,8	-1,3	0,071	1,1
Variante 2	12,9	-0,8	0,085	1,7
Variante 3	12,0	-2,2	0,078	1,2
Variante 4	9,5	-3,2	0,067	1,1
Variante 5	9,9	-3,3	0,066	0,9
Variante R2	8,6	-3,3	0,067	1,1
Variante R3	9,6	-2,3	0,065	1,0

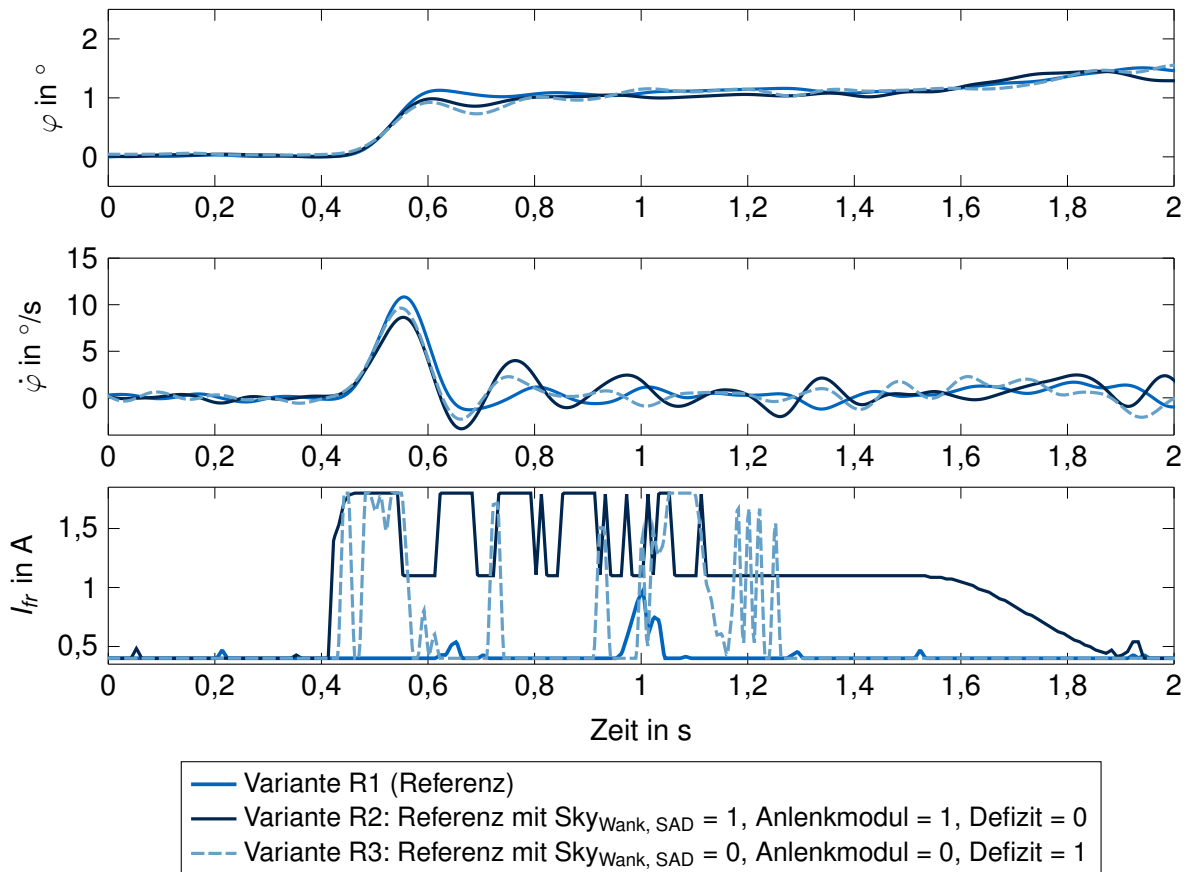
Kombination von R1 mit aktivierter Defizitschnittstelle ( $AM = 0$ ,  $Sky_{Wank, SAD} = 0$ , Defizit = 1) dar.

Bei Variante R2 wird aufgrund der durch das vorgesteuerte Anlenkmodul des SAD-Systems (AM) induzierten hohen Ventilströme (in Abbildung 4.8 für das kurvenäußere Vorderrad rechts gezeigt) der erste Wankratenpeak im Vergleich zur Referenz R1 weiter verringert auf einen für die Fahrzeugklasse und für die hohe querdynamische Anregung geringen Wert von nur  $\dot{\varphi}_{max,R2} = 8,6$  °/s. Zu beobachten sind dabei jedoch vergrößerte Schwingungspeaks nach dem ersten Wankratenpeak (nachfolgend mit *Welligkeit* des Wankratensignals bezeichnet). Die fehlende wankdynamische Koordination und die Überdämpfung des Aufbaus durch die hohen Ventilströme in Kombination mit dem eAWS-Stellmoment führen bereits bei geringer Anregung der ebenen Handlingfläche zu diesen Wankschwingungen. Eine fehlende Koordination beider Systeme führt folglich auch bei rein fahrerinduzierter Wankdynamik und analog zum eingangs gezeigten Beispiel in Abbildung 3.3 zu einem verschlechterten Wankverhalten.

Variante R3 mit aktivierter Defizitschnittstelle erreicht nicht vollständig das Wankdämpfungsniveau von R2. Prinzipbedingt wird die Defizitanforderung im SAD-System nur reaktiv bei gemessenem Defizit generiert. Die Ventilströme werden bedarfsgerecht aufgeschaltet und sind um 64,2% geringer als bei Variante 2 der unkoordinierten Koexistenz, siehe hierzu Abbildung D.1 in Anhang D. Folglich ist bei Variante R3 der Maximalpeak der Wankrate mit  $\dot{\varphi}_{max,R3} = 9,6$  °/s größer als bei Variante R2. Die Koordination und die insgesamt geringere Aufbaudämpfung als im unkoordinierten Koexistenzfall mit SAD-Vollsystem resultiert jedoch in einer deutlich geringeren Welligkeit wie bei Variante R2. Tabelle 4.1 listet die Kennwerte der Varianten R2 und R3 im Vergleich zu den zuvor diskutierten Varianten auf.

Subjektiv lassen sich die Unterschiede im Anwankverhalten zwischen R2 und R3 nach Erfahrungen dieser Untersuchungen für einen versierten Normalfahrer schwer unterscheiden. Das Delta ist mit einer Differenz von  $\dot{\varphi}_{max,R3-R2} = 1,0$  °/s zwar oberhalb der von Helfrich [157, S. 1] auf Basis gemittelter Literaturwerte veröffentlichten Wahrnehmungsschwelle für die Wankrate von  $\hat{\varphi}_{WS} = 0,62$  °/s, allerdings besitzt diese keine nachgewiesene Gültigkeit für differentielle Wahrnehmung in diesem hohen Anregungsniveau. Bei hohen anliegenden Reizen muss ein auftretendes Reizdelta des menschlichen Sinnesapparats nach [158, S. 56] größer sein, um wahrgenommen zu werden, als aus der Ruhelage heraus. Kapitel 5 klärt hierzu auf, ob die Unterschiede zwischen der Referenz und der Variante R2 sowohl hinsichtlich  $\dot{\varphi}_{max}$  als auch bezüglich der genannten Welligkeit durch Expertenfahrer auflösbar sind.

Der Vergleich des möglichen darstellbaren Anwankverhaltens durch Variation der Referenzwanktrajektorie und Wankdämpfung durch das eAWS in Abbildung 4.7 mit der unkoordinierten bzw. koordinierte Koexistenz mit dem SAD-System in Abbildung 4.8 liefert folgende Erkenntnis: Variante 5 als Variante mit höchstem  $W_{DS,ref}$ -Wert bildet für das Anwanken



**Abbildung 4.8:** Wankverhalten der Referenzvariante mit Variation des SAD-Anteils und der Defizitschnittstelle bei einem Lenkradwinkelsprung bei  $v_x = 80$  km/h

vergleichbare Kennwerte in Tabelle 4.1 aus wie die koordinierte Variante R3 mit Defizit. Der fehlende dissipative Anteil bei Variante 5 führt jedoch zu einem geringfügig größeren Gegenschwinger der Wankrate nach dem Anlenken ( $\dot{\varphi}_{min}$ ). Das eAWS-System besitzt folglich hohes Stellpotential zur Anwankdämpfung auch bei hoher Dynamik. Die hohe Wankdämpfung der Variante R2, die durch den vorgesteuerten SAD-Wankmomentenanteil AM in Kombination mit dem eAWS-Stellmoment erreicht wird, kann jedoch auch nicht durch die Defizitaufschaltung (Variante R3) erreicht werden. Wie in Abbildung 4.8 gezeigt, resultiert diese hohe Wankdämpfung der unkoordinierten Koexistenz (Variante R2) jedoch in einer Überdämpfung und folglich einer nachteiligen Welligkeit des Wankratensignals. Ob zudem das dadurch erreichbare, geringe Wankratenmaximum  $\dot{\varphi}_{max,R2} = 8,6^\circ/s$  vom Fahrer positiv bewertet wird oder eine wie durch Variante 5 oder R3 darstellbare Kennwertausprägung ausreicht, ist ebenfalls im Probandenversuch in Kapitel 5 zu ermitteln.

### 4.3.2 Frequenzgang

Das Führungsverhalten eines aktiven oder semiaktiven Systems bezogen auf die Sollvorgabe wird im Frequenzbereich im Bode-Diagramm analysiert. Die Auswertung findet im Amplituden- und Phasengang durch Bewertung der Systemantwort bezogen auf den Systemeingang statt. Eine geringe Amplitudenüberhöhung und ein geringer Phasenabfall sind Auslegungskriterien, um ein gutes Führungsverhalten darzustellen.

Ein Phasenabfall von mehr als  $-180^\circ$  führt bei aktiven Systemen von der Gegenkopplung zur Mitkopplung. Die Systemantwort ist dabei um eine halben Periodenlänge vom Sollsignal verschoben (*Gegenphasigkeit*) und führt dadurch Energie in das System ein bis zur möglichen Instabilität des Regelkreises. Bei aktiven Systemen ist daher ein geringer Phasenabfall im Frequenzbereich der Anregung, wie sie im Fahrbetrieb auftreten kann, ein besonders wich-

tiges Auslegungsziel. Semiaktive Systeme mit rein dissipativem Charakter weisen in ihrem Übertragungsverhalten nicht die Gefahr der Gegenphasigkeit auf, weil diese stets Energie des Systems abbauen.

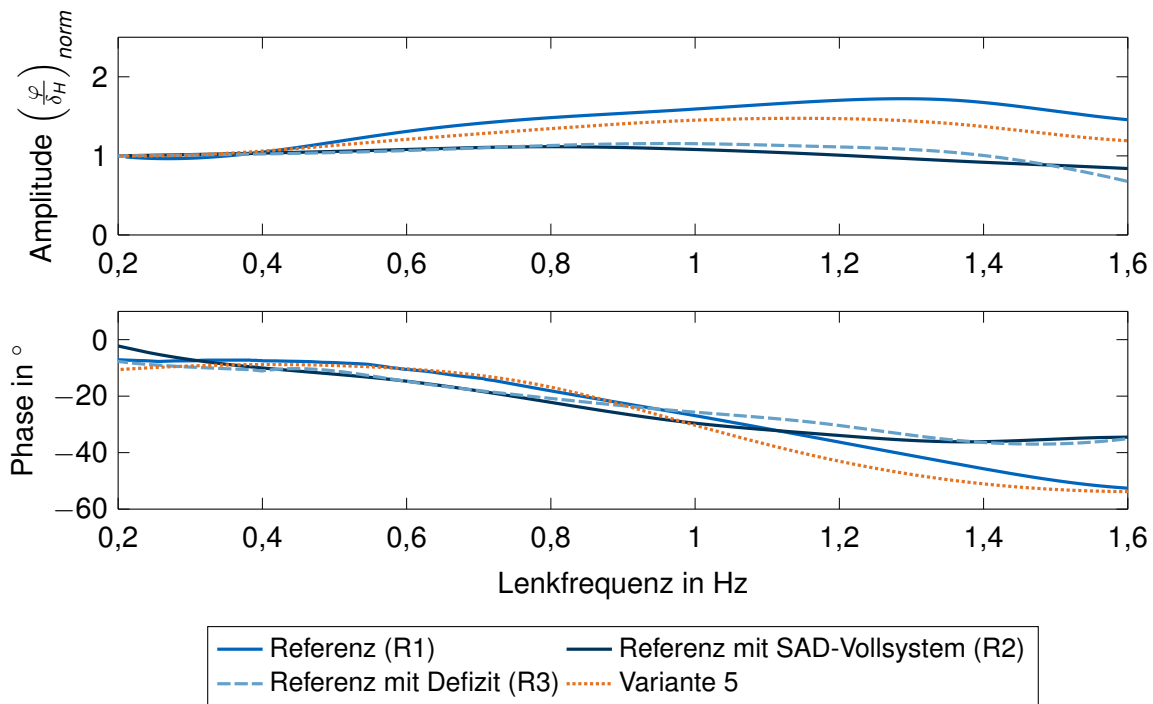
Im Nachfolgenden wird mit dem Manöver Frequenzgang nach ISO 7401 [116] das dynamische wechselseitige Wankverhalten der Referenzvariante R1 ( $W_{DS,ref}$ -Ausgangswert, deaktivierte Defizitschnittstelle, keine wankbedämpfenden Anteile des SAD-Systems) mit den drei bereits bekannten Varianten verglichen: Variante 5 der variierten Sollvorgabe aus Kapitel 4.3.1 (höchster  $W_{DS,ref}$ -Wert), die unkoordinierte Koexistenzvariante R2 ( $W_{DS,ref}$ -Ausgangswert und SAD-Vollsystem) und die per Defizitschnittstelle koordinierte Variante R3 ( $W_{DS,ref}$ -Ausgangswert und aktivierte Defizitschnittstelle, wankbedämpfende SAD-Anteile deaktiviert). Ziel ist die Analyse des dynamischen Verhaltens des eAWS-Systems bei wechselseitiger Anregung und das geschaffene Potential der defizitbasierten Wankdämpfung durch die Defizitschnittstelle.

Das Manöver wird bei konstanter Geschwindigkeit  $v_x = 80$  km/h und steigender Lenkradwinkelfrequenz mit einer vorab bei stationärer Kreisfahrt mit  $a_y = 6$  m/s<sup>2</sup> identifizierten maximalen Lenkradwinkelamplitude durchgeführt. Die Durchführung wird händisch getätigt und die maximale Lenkfrequenz auf  $f_{\delta_H} = 1,6$  Hz festgelegt, womit Letztere oberhalb der Wankeligenfrequenz des Versuchsfahrzeugs zwischen  $1,2$  Hz  $< f_{eigen,\varphi} < 1,3$  Hz und zugleich im Grenzbereich der vom Menschen kontinuierlich einleitbaren Lenkfrequenz definiert ist. Üblicherweise werden bei Frequenzganguntersuchungen Lenkroboter und Lenkfrequenzen  $f_{\delta_H} \geq 2,0$  Hz verwendet. Die Beschränkung auf eine obere Lenkfrequenz  $f_{\delta_H} = 1,6$  Hz aufgrund der händischen Versuchsdurchführung wird durch folgende drei Referenzen argumentiert: a) Abbildung O.1 aus [159, S. 127] in Anhang O zeigt, dass Lenkfrequenzen größer  $f_{\delta_H} = 1,0$  Hz bei Normalfahrern nur einen verschwindend geringen Anteil einnehmen. b) Schindler [160, S. 61] zeigt, dass selbst bei einem als hochdynamisch einzustufenden Manöver doppelter Fahrspurwechsel die Lenkfrequenzen nur Werte zwischen  $f_{\delta_H} = 0,6$  und  $1,1$  Hz erreichen. c) Die Auswertung der verwendeten Lenkfrequenzen des Probandenversuchs in Kapitel 5.3.3.1 bei freier, nicht vorgegebener Sinusfahrt zeigen, dass selbst die Expertenfahrer größere Lenkfrequenzen als  $f_{\delta_H} = 1,2$  Hz praktisch nicht induzieren.

Die Robustheit der Aussagekraft der händischen Manöverdurchführung wird durch mindestens vier Durchführungen pro Variante und Mittelung der Messungen gewährleistet. Die Auswertung erfolgt für den Verstärkungsfaktor Wankwinkel zu Lenkradwinkel  $\left(\frac{\varphi}{\delta_H}\right)$ . Die Fahreingabe durch den Lenkradwinkel stellt das Eingangssignal dar. Die resultierende Querschleunigung ist die Störgröße auf den Aufbau, der Wankwinkel ist die Fahrzeugantwort darauf (Ausgang). Die Ergebnisse des Vergleichs zwischen Referenz (R1), Variante 5, Referenz mit SAD-Vollsystem (R2) und Referenz mit Defizit (R3) sind dem nachfolgenden Bode-Plot in Abbildung 4.9 zu entnehmen. Hierin wurde der Verstärkungsfaktor im Sinne besserer Lesbarkeit auf den identischen Stationärwert aller drei Varianten  $\left(\frac{\varphi}{\delta_H}\right)_{stat} = 0,037$  normiert.

Zur Reduktion des Phasenabfalls ist eine weitere Erhöhung der Amplitude des Eingangssignals, wie durch die zentrale Wankmomentensollvorgabe prinzipiell möglich und in Abbildung 4.7 gezeigt, nicht zielführend. Der Phasengang ist amplitudenspezifisch, der Phasenabfall dabei im Allgemeinen mit ansteigender Amplitude zugleich ansteigend.

Die Referenzvariante R1 baut bereits ab  $f \approx 0,4$  Hz eine im Gegensatz zu den anderen Varianten deutlich stärker ansteigende Amplitude auf und besitzt das Maximum der Wankwinkelverstärkung bei  $f = 1,29$  Hz mit  $\left(\frac{\varphi}{\delta_H}\right)_{norm, R1} = 1,72$ . Der Grund hierfür ist der fehlende dissipative Anteil des SAD-Systems, sodass bei hoher wecheldynamischer Anregung im gesamten Frequenzbereich die größte Wankwinkelverstärkung resultiert. Der charakteristische Wert von  $-45^\circ$  Phasenabfall wird dabei bei  $f_{\delta_h} = 1,40$  Hz erreicht. Variante 5 kann durch erhöhten  $W_{DS,ref}$ -Wert die Amplitudenüberhöhung auf  $\left(\frac{\varphi}{\delta_H}\right)_{norm, Var 5} = 1,47$  bei  $f_{\delta_h} = 1,21$  Hz reduzie-



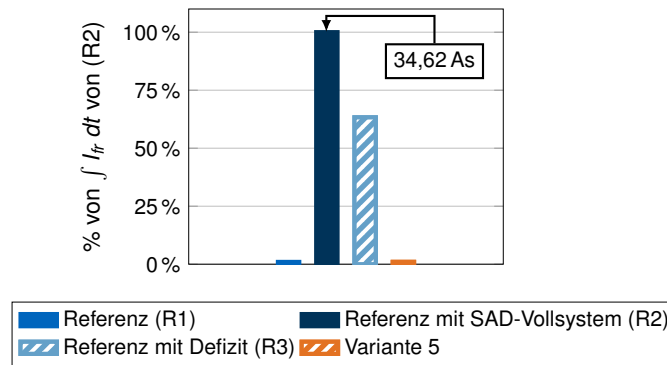
**Abbildung 4.9:** Wankverhalten der dargestellten Varianten im Frequenzbereich bei einem Frequenzgang bei  $v_x = 80 \text{ km/h}$  und  $a_y \approx 6 \text{ m/s}^2$

ren. Dabei resultiert jedoch der größte Phasenabfall. In diesem Arbeitspunkt mit erhöhtem  $W_{DS,ref}$ -Wert ist die aktive Wankstabilisierung an ihren dynamischen Systemgrenzen angelangt.  $-45^\circ$  Phasenabfall erreicht Variante 5 daher bereits bei  $f_{\delta_h} = 1,24 \text{ Hz}$  und damit noch im Bereich der Wankeigenfrequenz. Eine Reduktion der Amplitudenüberhöhung durch eine Erhöhung des  $W_{DS,ref}$ -Werts erfolgt bei ausschließlicher Verwendung des eAWS-Systems und der als hoch zu bezeichnenden wechselseitigen Querschleunigungsamplitude von  $a_y = 6 \text{ m/s}^2$  folglich zu Lasten einer geringen Phase.

Variante 3 beinhaltet die zur Referenzvariante hinzugeschaltete Defizitschnittstelle. Dies resultiert in einer geringeren Amplitude ( $\left(\frac{\varphi}{\delta_H}\right)_{norm, R3} = 1,156$  bei  $f_{\delta_h} = 0,98 \text{ Hz}$ ). Der Phasenabfall erreicht dabei bis zur Grenzfrequenz nicht den charakteristischen Wert von  $-45^\circ$  ( $-37,0^\circ$  bei  $f_{\delta_h} = 1,47 \text{ Hz}$ ). Durch bedarfsgerechte Dissipation kann das Defizit folglich die Amplitude und den Phasenabfall über der Frequenz reduzieren.

Beste Ergebnisse bezüglich Amplitudenüberhöhung und Phasenabfall liefert erwartungsgemäß die Koexistenzvariante R2 mit vollaktivem SAD-System ( $\left(\frac{\varphi}{\delta_H}\right)_{norm, R2} = 1,116$  bei  $f_{\delta_h} = 0,81 \text{ Hz}$  und  $\phi = -34,2^\circ$  bei  $f_{\delta_h} = 1,37 \text{ Hz}$ ). Ermöglicht wird dies durch den im Mittel höchsten Ventilstrom der Schwingungsdämpfer und die damit höchste Aufbaudämpfung. Abbildung 4.10 zeigt das Integral des zusätzlich über dem Ventilgrundstrom gestellten Ventilstellstroms des Dämpfers vorne rechts  $I_{fr}$  über der Manöverdauer des Frequenzgangs, bezogen auf Variante R2. Die Referenzvariante R1 und Variante 5 bedämpfen im SAD-System nur Hub- und Nickbewegungen, die beim Frequenzgang auf ebener Fahrbahn und  $v_x = const.$  kaum auftreten. Daher sind nur sehr geringe Ventilströme oberhalb des Grundstroms vorhanden. Bei der unkoordinierten Koexistenzvariante R2 fließen über der Manöverdauer  $34,62 \text{ As}$  Ventilstellstrom. Variante R3 mit defizitbasierter Anhebung der SAD-Anforderung kann diesen Wert trotz der hohen Dynamik des Manövers auf  $63,3\%$  dieses Werts reduzieren. Dies birgt Vorteile auf den Aufbaukomfort bei kombinierter fahrer- und fahrbahninduzierter Wankdynamik, wie Kapitel 4.4 zeigen wird. Das Führungsverhalten verschlechtert sich dabei, wie gezeigt, nur geringfügig.





**Abbildung 4.10:** Integral des geflossenen Delta-Ventilstroms über der Manöverdauer des Frequenzgangs für den Schwingungsdämpfer vorne rechts bezogen auf den Wert der Variante R2 bei  $v_x = 80 \text{ km/h}$  und  $a_y = 6 \text{ m/s}^2$

### 4.3.3 Stationäre Kreisfahrt

Bei (quasi)stationärer Kreisfahrt, wie sie im Normalfahrbetrieb bei Durchfahrt langgezogener Kurven oder von Kreisverkehren auftritt, besitzt die Wankdämpfung des Aufbaus eine untergeordnete Rolle, weil keine oder nur geringe Relativbewegungen zwischen Rädern und Aufbau auftreten. Der sich einstellende Wankwinkel wird primär von der Wanksteifigkeit und den Fahrzeugparametern Aufbaumasse  $m_{B0}$  und Wankhebelarm  $h_{RC,CG}$  und der äußeren fahrerinduzierten Störung  $a_y$  bestimmt. Das SAD-System und die Defizitschnittstelle bieten folglich aufgrund ihres relativgeschwindigkeitsabhängigen, dissipativen Charakters und des analysierten stationären Zustands keine Relevanz zur Beeinflussung stationären Wankverhaltens.

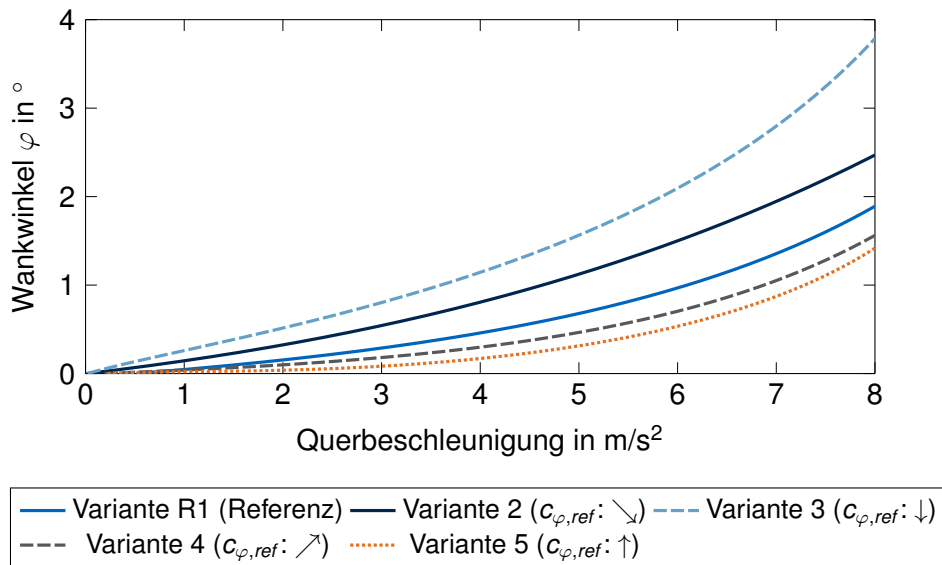
Das eAWS-System kann hingegen stationäre Momente in den Aufbau einleiten. Im Referenzfahrzeug der zentralen Wankmomentensollvorgabe kann das resultierende stationäre Wankverhalten durch Manipulation der Referenzwanksteifigkeit  $c_{\varphi,ref}$  beeinflusst werden. Die neben der identischen Referenzvariante R1 untersuchten Varianten unterscheiden sich folglich von den Varianten zwei bis fünf der vorangegangenen Kapitel und beruhen nur auf einer Variation von  $c_{\varphi,ref}$ . Sie dienen zugleich der Analyse des stationären Wankwinkels auf die Subjektivbewertung in Kapitel 5.3.7. Die Auswirkungen der Variation der Referenzwanksteifigkeit auf das Wankverhalten im Versuchsfahrzeug analysiert dieses Kapitel.

Es wird eine stationäre Kreisfahrt gemäß ISO 4138 [161] bei konstantem Radius  $R = 40 \text{ m}$  und steigender Geschwindigkeit bis  $a_y = 8 \text{ m/s}^2$  durchgeführt. Abhängig von spezifischen Einflüssen der Varianten auf den Lenkradwinkelbedarf durch Normalkraft- und Wanklenkeinfluss treten Lenkwinkel bis  $\delta \approx 5,5^\circ$  auf. Neben der Referenzvariante R1 werden zwei wankweichere (Varianten 2 und 3) und zwei wanksteifere (Varianten 4 und 5) Einstellungen untersucht. Abbildung 4.11 zeigt die gefilterten Messschriebe des Wankwinkels  $\varphi$  über der Querbeschleunigung  $a_y$  der fünf dargestellten Varianten.

Die Referenzvariante weist einen Wankwinkelgradienten von  $1,9^\circ/\text{g}$  auf. Variante 2 mit reduzierter Wanksteifigkeit und Variante 3 mit stark reduzierter Wanksteifigkeit vergrößern diesen auf  $2,8^\circ/\text{g}$  bzw. auf  $3,9^\circ/\text{g}$ . Die Varianten 4 und 5 reduzieren durch erhöhte Referenzwanksteifigkeit  $c_{\varphi,ref}$  den Wankwinkelgradienten auf  $1,5^\circ/\text{g}$  bzw.  $1,2^\circ/\text{g}$ .

Die Variation der Wanksteifigkeit im Referenzfahrzeug  $c_{\varphi,ref}$  ermöglicht folglich eine weite Spreizung stationären Wankverhaltens. Die Varianten 4 und 5 weisen ein stark horizontiertes Wankverhalten auf. Bei Variante 5 ist hierbei bis zu hoher Querbeschleunigung nahezu kein Wanken der Karosserie wahrnehmbar. Die Varianten 2 und 3 entwickeln deutlich mehr Wankwinkel über der Querbeschleunigung, insbesondere Variante 3 prägt einen hohen Wankwinkelgradienten nahe der Unbehaglichkeitsschwelle aus. Diese Flexibilität des stationären Wankverhaltens bietet einen weitreichenden Applikationsspielraum. Dieser wird





**Abbildung 4.11:** Verlauf des Wankwinkels  $\varphi$  über der Querbeschleunigung  $a_y$  der fünf dargestellten Varianten bei stationärer Kreisfahrt und  $R = 40$  m

als Untersuchungsbasis für die Probandenversuche zum stationären Wankverhalten in Kapitel 5.3.7 genutzt, um das Optimum der Ausprägung zu identifizieren.

#### 4.3.4 Fazit fahrerinduziertes Wankverhalten

Die Untersuchungen dienen der Beantwortung des ersten Teils der Forschungsfrage „Welches wankdynamische Potential können die beiden Systeme im Kopplungsverbund eröffnen...?“ und analysierten dahingehend die darstellbare Wankdynamik im Versuchsfahrzeug bei Verwendung des gewählten Kopplungsansatzes und der aktiven Systeme eAWS und SAD. Der untersuchte Querbeschleunigungsbereich wurde auf  $a_y = 6$   $m/s^2$  festgelegt und adressierte somit gemäß des Fokus dieser Arbeit sportliches Fahrverhalten. Die Untersuchungen des Lenkradwinkelsprungs zeigten, dass ausgehend von der Referenzvariante R1 das Anwankverhalten durch Variation des Referenzfahrzeugs in der zentralen Wankmomentensollvorgabe in einem weiten Bereich variiert und auf den realen Versuchsträger abgebildet werden kann. Variante 5 mit höchstem  $W_{DS,ref}$ -Wert zeigte dabei, dass diese auch ohne Wankdämpfungsmodule des SAD-Systems ein nur geringfügig geringer bedämpftes Wankverhalten wie die unkoordinierte Koexistenzvariante R2 mit SAD-Vollsystem darstellen kann. Analoges Ergebnis lieferte die Variante R3, bei der zur Referenzvariante R1 die Defizitschnittstelle aktiviert wurde: Durch die bedarfsgerechte Anhebung des SAD-Stellstroms kann das Wankratenmaximum und die Ansprechzeit beim Anwanken auch ohne Erhöhung des  $W_{DS,ref}$ -Werts auf das Niveau der wankbedämpftesten Variante 5 mit variiertem Sollvorgabe gehoben werden. Es ist objektiv betrachtet folglich mit beiden Varianten möglich, die sportliche Anwank-Charakteristik der unkoordinierten Koexistenzvariante R2 nahezu zu erreichen. Im Gegensatz zu Letzterer wird bei beiden Varianten jedoch die Welligkeit der Wankrate aufgrund der Überdämpfung des Aufbaus stark verringert. Wie die Koexistenzvariante inklusive deren Welligkeit im Vergleich zu den anderen Varianten bewertet wird, klärt die Subjektivbewertung durch Expertenfahrer in Kapitel 5.3.1.

Die Analyse des Frequenzgangs zeigte hingegen, dass bei wechselseitiger Anforderung mit hoher Wankmomentenamplitude eine Erhöhung des  $W_{DS,ref}$ -Werts in der zentralen Wankmomentensollvorgabe nicht ausreicht, um mit dem eAWS-System allein die Wankdämpfung auf ein vergleichbares Niveau wie das der Koexistenzvariante R2 zu heben. Der Aufbau baut dabei bei beiden Varianten ohne SAD-Wankdämpfung bereits ab geringeren Frequenzen mehr Wankwinkelamplitude auf und fällt mit der Phase bereits im Bereich der Wankeligenfre-

quenz deutlich stärker ab. Im Gegensatz zum Anwankverhalten kann folglich eine vollständige Kompensation der SAD-Wankdämpfung durch das eAWS beim dynamischen wechselseitigen Wanken bei Querschleunigungsamplituden von  $a_y = 6 \text{ m/s}^2$  nicht erfolgen. Die Defizitschnittstelle hingegen ermöglicht durch bedarfsgerechte Ventilstromanhebung, das Führungsverhalten durch Reduktion der Amplitudenverstärkung und des Phasenabfalls deutlich zu verbessern und ein vergleichbares Niveau wie das der Koexistenzvariante R2 zu erreichen. Der mittlere Ventilstrom des SAD-Systems kann dabei um 36,7 % reduziert werden. Daraus resultiert ein positives Fazit für die Koordination von SAD und eAWS mittels Defizitschnittstelle. Diese ermöglicht in beiden dynamischen Zuständen des fahrerinduzierten Wankverhaltens die Darstellung einer nahezu identischen Wankcharakteristik wie die Koexistenzvariante, minimiert jedoch die Welligkeit beim Anwanken und kann im Sinne des Aufbaukomforts den mittleren SAD-Ventilstrom verringern. Dies stellt Vorteile bei zusätzlicher Fahrbahninduktion in Aussicht.

Als abschließende Betrachtung fahrerinduzierten Wankverhaltens wurde präsentiert, welche Bandbreite stationären Wankverhaltens mit Variation der Wanksteifigkeit im Referenzmodell erzielt werden kann. Der dargestellte Bereich des Wankwinkelgradienten umfasst hierbei eine bis zu hoher Querschleunigung fast vollständige horizontierte Variante, wie auch eine Variante mit ausgeprägt großem Wankwinkelgradienten. Hieraus resultiert ein weitreichender möglicher Auslegungsbereich, der wie die dargestellten Variationsbereiche des Anwankens und des wechselseitigen Wankens in der Objektivierungsstudie in Kapitel 5 auf die Subjektivbewertung hin untersucht wird.

#### 4.4 Effekte auf fahrbahninduzierte Wankdynamik

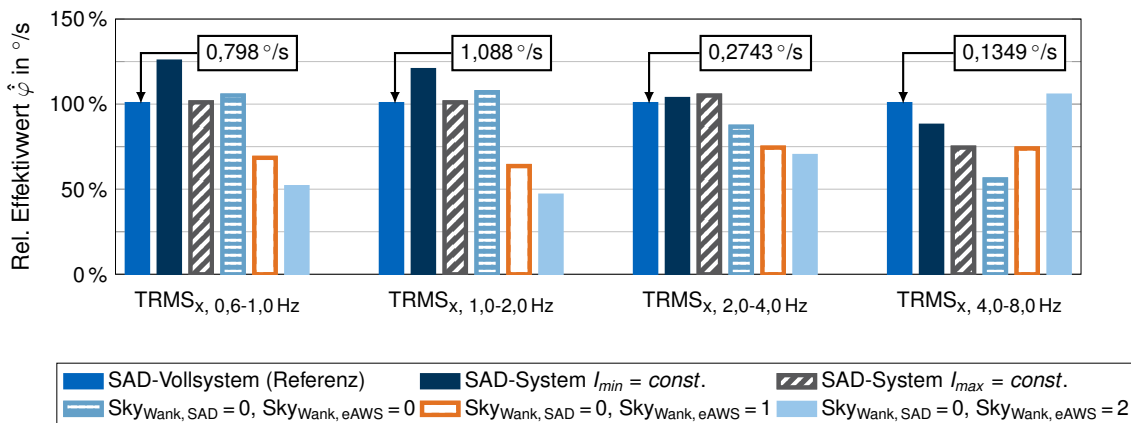
Wankbewegungen des Aufbaus können neben der fahrerinduzierten Einleitung von Querschleunigung auch durch einseitige Fahrbahnunebenheiten oder Fahrbahnneigung erzeugt werden. Primär erfolgt dies durch Kopieranregungen großer Amplitude und niedriger Frequenz (bspw. durch Fahrbahnschwellen) oder durch höherfrequente stochastische Anregungen kleiner Amplitude (bspw. durch unebene Straßenoberfläche). Folgendes Kapitel untersucht die Effekte der Fahrbahninduktion auf die Wankdynamik und deren Bedämpfung durch die verschiedenen Anteile der zentralen Wankmomentensollvorgabe. Dies umfasst sowohl den Vergleich der unkoordinierten Koexistenz mit der bedarfsgerechten Kopplung beider Fahrwerksysteme durch die Defizitschnittstelle als auch die Untersuchung der eingeführten Regelzweige zur aktiven wankraten- und kraftbasierten Aufbauregelung gemäß Abbildung 4.6.

Der erste der drei Untersuchungsteile dient der Analyse des niederfrequenten Kopierverhaltens. Die von Koletzko [9] identifizierten Vorteile einer Wankratenregelung im SAD-System auf die Reduktion der Kopierneigung werden mit einer aktiven Wankratenregelung im aktiven Fahrwerksystem eAWS-System verglichen. Ergänzend dazu werden im zweiten Untersuchungsteil die Fahrzeugvarianten auf einer nachfolgend mit *schlechte Landstraße* bezeichneten Teststrecke bewertet, die hochfrequente Vertikalanregungen und hochfrequente Kopieranregungen mit Querschleunigung kombiniert. Es kann dadurch eine Aussagegültigkeit der Ergebnisse für sowohl nieder- als auch hochfrequente Fahrbahnanregungen abgeleitet werden.

Der dritte Untersuchungsteil analysiert das Potential einer der höhenstands-basierten Störgrößenentkopplung überlagerten kraftbasierten Regelung der Koppelstangenkräfte zur Entkopplung des Aufbaus von Fahrbahnanregungen großer Amplitude und niedriger Frequenz. Dadurch wird eine Potentialabschätzung im Vergleich zu der bereits am Markt erhältlichen, im Aktor integrierten Kraft-/Momentenmessung zur Störgrößenentkopplung ermöglicht.

#### 4.4.1 Kopierstrecke

Als Versuchsstrecke dient ein 850 m langer, gerader Streckenabschnitt mit einseitigen harmonischen, stochastisch verteilten Hubanregungen. Im Gegensatz zur Kopierstrecke aus [9, S.53] ist diese nicht mit hochfrequenten Straßenanregungen überlagert, sondern ermöglicht die Anregung rein niederfrequenter Kopierbewegungen. Die Strecke wird mit zwei Geschwindigkeiten durchfahren. Es ergeben sich hieraus gemittelte Kopierfrequenzen von  $f_{Kopier,I} = 1,0$  Hz und  $f_{Kopier,II} = 1,3$  Hz. Es werden somit der nach VDI 2057 [102] kritische Frequenzbereich menschlicher Empfindung auf Rotationsschwingungen zwischen 0,6 und 1,0 Hz (Kapitel 2.4.2) und der Bereich größter Amplituden im Wankeigenfrequenzbereich zwischen 1,2 und 1,3 Hz angeregt. Abbildung 4.12 zeigt die Auswertung der relativen TRMS<sub>x</sub>-Kennwerte der Wankrate bei  $f_{Kopier,I} = 1,0$  Hz für verschiedene Varianten der Wankdämpfung. TRMS<sub>x, 0,6-1,0 Hz</sub> bezeichnet dabei den Teileffektivwert der Wankrate (Rotation um die x-Achse) zwischen 0,6 und 1,0 Hz. Andere Frequenzbereiche werden dementsprechend gekennzeichnet. Bei allen Varianten ist dabei die Modellfolgesteuerung zur Wankabstützung fahrerinduzierter Wankbewegungen aktiv, aufgrund der Geradeausfahrt resultiert jedoch keine querbeschleunigungs-basierte Momentenanforderung ( $M_{x,ref} = 0$ ). Vorerst ist die Defizitschnittstelle deaktiviert.

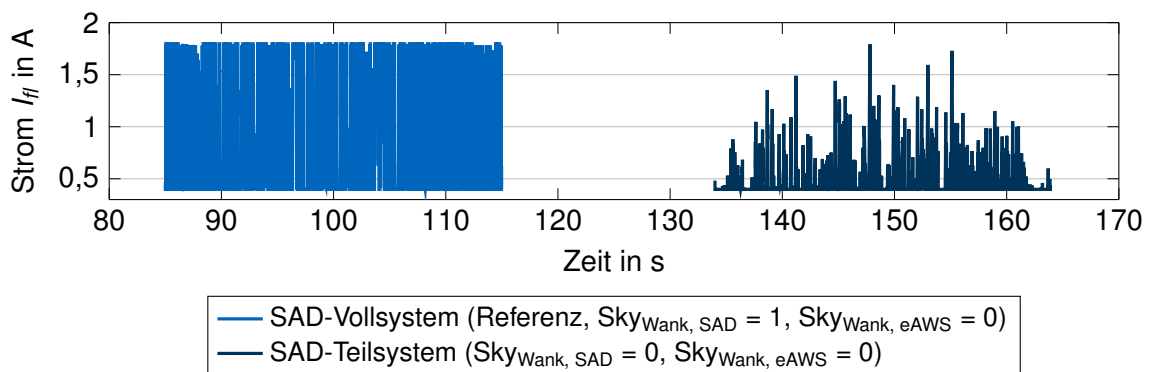


**Abbildung 4.12:** Teileffektivwerte der Wankrate  $\dot{\varphi}$  beim Befahren der Kopierstrecke mit  $f_{Kopier,I} = 1,0$  Hz und Variation der Wankdämpfung

Als Ausgangsbasis und Referenz (100 % Werte) dient die unkoordinierte Koexistenzvariante mit Wankratenabhängiger eAWS-Skyhook-Anteil ( $Sky_{Wank, eAWS} = 0$ ) und SAD-Vollsystem. Letzteres bedämpft skyhookbasiert Huben, Nicken und Wanken. Durch die stochastische und wechselseitige Anregung und eine nicht vollständige modale Entkopplung werden neben Wank- auch geringe Hub- oder Nickbewegungen des Aufbaus induziert. Zusätzlich abgebildet sind passive Varianten des SAD-Systems mit minimaler ( $I_{min} = const.$ ) und maximaler ( $I_{max} = const.$ ) Bestromung sowie eine Variante, bei der das SAD-Vollsystem um die Skyhook-Wankratenregelung reduziert wurde ( $Sky_{Wank, SAD} = 0, Sky_{Wank, eAWS} = 0$ ). Bei Variante fünf wird alternativ zum Wank-Skyhook im SAD-System der aktive Wank-Skyhook aktiviert ( $Sky_{Wank, SAD} = 0, Sky_{Wank, eAWS} = 1$ ). Variante sechs basiert auf Variante fünf mit zweifacher Verstärkung im Arbeitspunkt des  $K_{p,sky}$ -Kennfelds ( $Sky_{Wank, SAD} = 0, Sky_{Wank, eAWS} = 2$ ). Aufgrund der Anregung im Frequenzbereich um 1,0 Hz fallen die TRMS-Werte in den Frequenzbereichen von 0,6 bis 2,0 Hz betragsmäßig am größten aus. Sie besitzen für die Analyse des niederfrequenten Kopierverhaltens im Vergleich zu den ergänzend abgebildeten Kennwerten von 2,0 - 8,0 Hz folglich größere Bedeutung und werden nachfolgend insbesondere diskutiert.

Die unterdämpfte Variante mit Minimalstrom ( $I_{min} = const.$ ) weist in den relevanten Frequenzbereichen erwartungsgemäß den größten Teileffektivwert auf. Die auftretende Wankrate durch Kopieranregung wird hier am wenigsten bedämpft. Die Variante mit Maximalstrom

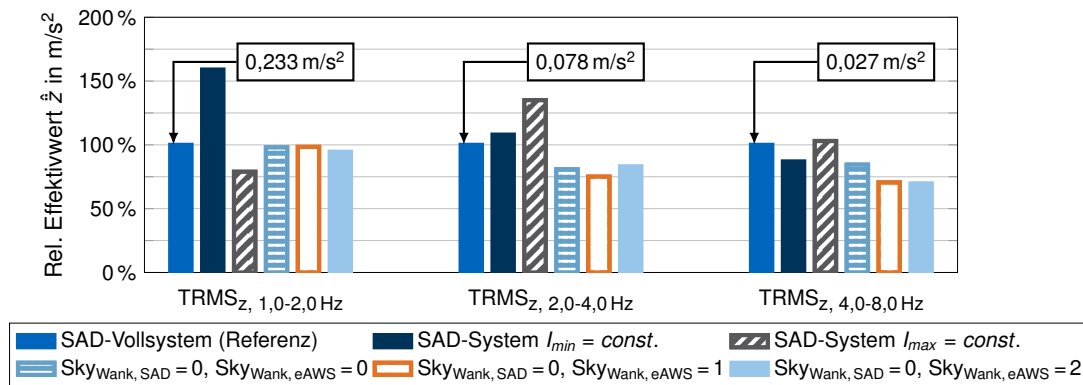
( $I_{max} = const.$ ) befindet sich hingegen auf dem Niveau der Referenz und kann trotz höherer Aufbaudämpfung die Kopierbewegung nicht weiter reduzieren. Die Variante mit deaktiviertem Wank-Skyhook im SAD-System ( $Sky_{Wank, SAD} = 0$ ) ist in den relevanten Frequenzbereichen nur geringfügig schlechter als die Referenz. Die Referenz mit  $Sky_{Wank, SAD} = 1$  kann bei dieser Anregung niedriger Frequenz sowie großer Amplitude folglich keine bedeutende Verbesserung des Kopierverhaltens gegenüber der SAD-Variante ohne Wank-Skyhook erzielen. Dies steht den durch Koletzko [9, S. 72] auf einer Kopierstrecke kleinerer Amplitude und höherer Frequenzanteile gemachten Ergebnisse entgegen. Abbildung 4.13 zeigt zur Erklärung sowohl den Verlauf des SAD-Stellstroms der Referenz ( $Sky_{Wank, SAD} = 1$ ) als auch des SAD-Teilsystems ( $Sky_{Wank, SAD} = 0$ ) bei zwei hintereinander gefahrenen Messungen. Der beim SAD-Vollsystem hohe Stellstrom aufgrund der Wank-Skyhook-Regelung im SAD-System bewirkt im Vergleich zum deutlich geringeren Stellstrom des Teilsystems nur einen geringen positiven Effekt auf die Kopierbewegung. Die Abhängigkeit der SAD-Stellkräfte von der anliegenden Dämpfergeschwindigkeit und die zugleich aufgrund der verwendeten Amplituden-Frequenzpaarung auftretenden niedrigen Dämpfergeschwindigkeiten führen zu einem begrenzten Stellpotential des SAD-Systems. Dies verdeutlicht der Messausschnitt in Abbildung E.1 in Anhang E. In allen dort grau markierten Bereichen weist die Dämpfergeschwindigkeit das falsche Vorzeichen auf (in diesem Fall wird die Minimalkennung des Ventilstellstroms eingeregelt, um die zu bedämpfende Aufbaubewegung nicht noch zu verstärken). Die Kopierbewegung kann in all diesen Bereichen folglich nicht mit einer entsprechenden Gegenkraft bedämpft werden.



**Abbildung 4.13:** Stellstrom des Dämpfers vorne links bei der Befahrung der Kopierstrecke mit SAD-Vollsystem (hellblau) und SAD-System ohne  $Sky_{Wank}$ -Anteil (dunkelblau)

Bei allen vier Varianten baut sich ein merkliches *Head Tossing* (Pendelbewegung des Kopfes der Insassen) im Frequenzbereich der Fahrbananregung auf. Wird die Wank-Skyhook-Regelung des eAWS-Systems aktiviert, können die Aufbaukopierbewegungen in den maßgeblich angeregten Frequenzbereichen bis 2,0 Hz stark reduziert werden. Die Variante mit  $Sky_{Wank, eAWS} = 1$  erreicht zwischen 0,6 und 1,0 Hz bzw. 1,0 und 2,0 Hz eine Reduktion der Teileffektivwerte auf 68,4 % bzw. 63,6 % des Referenzwertes. Diese Werte werden von der Variante  $Sky_{Wank, eAWS} = 2$  weiter auf nur noch 51,2 % und 46,2 % reduziert. Das Head Tossing der Insassen reduziert sich damit einhergehend stark. Im energetisch gering angeregten Frequenzbereich 4,0 bis 8,0 Hz steigen die Effektivwerte insbesondere für die zweifach verstärkte aktive Variante jedoch an. Aufgrund der Tiefpassfilterung ist dies nicht in höherfrequenten Signalanteilen der wankratenbasierten Sollvorgabe (und damit Phasenabfall wie schon in Kapitel 4.3.2 beobachtet), sondern in einer hohen Kopierdämpfung des Aufbaus durch die hohen Stellmomente begründet.

Abbildung 4.14 zeigt die dazugehörigen  $TRMS_z$ -Werte zur Beschreibung der Vertikalbeschleunigung  $\ddot{z}$ . Eine niedrige Aufbaudämpfung führt zu höheren Amplituden im niedrigeren Frequenzbereich, aber zu geringeren Amplituden im höheren Frequenzbereich. Der Vertikal-

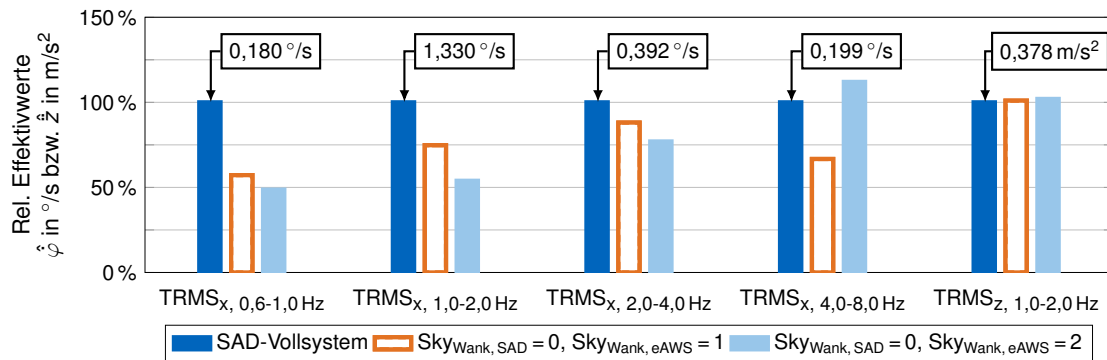


**Abbildung 4.14:** Teileffektivwerte der Aufbaubeschleunigung  $\ddot{z}$  beim Befahren der Kopierstrecke mit  $f_{Kopier,I} = 1,0$  Hz und Variation der Wankdämpfung

komfort steigt dadurch gemäß [13, S. 75], weil hohe, maßgeblich komfortrelevante Aufbaubeschleunigungsspitzen reduziert werden (Variante mit  $I_{min}$ ). Eine hohe Aufbaudämpfung führt vice versa zu einem besseren niederfrequenten, aber schlechterem höherfrequenten Verhalten (Variante mit  $I_{max}$ ). Das SAD-Teilsystem mit skyhook-basierter Bedämpfung der Hubgeschwindigkeit (und Nickrate) und deaktiviertem Wank-Skyhook ( $Sky_{Wank, SAD} = 0$ ,  $Sky_{Wank, eAWS} = 0$ ) erzielt einen guten Kompromiss aus beiden Konstantbestromungen und weist im Frequenzbereich zwischen 1,0 und 2,0 Hz einen etwas geringeren Effektivwert im Vergleich zur Referenz auf. Bei den energetisch nur geringfügig angeregten Frequenzen zwischen 2,0 und 8,0 Hz können diese sogar deutlich reduziert werden. Das SAD-Vollsystem weist hingegen aufgrund höherer Ventilströme durch den zusätzlichen Wank-Skyhook-Anteil höhere Aufbaubeschleunigungen als die aktiven Wank-Skyhook-Varianten ( $Sky_{Wank, eAWS} = 1$  und  $Sky_{Wank, eAWS} = 2$ ) auf. Die TRMS<sub>z</sub>-Werte Letzterer liegen auf Höhe des SAD-Teilsystems ( $Sky_{Wank, SAD} = 0$ ,  $Sky_{Wank, eAWS} = 0$ ) und verbessern dadurch das Komfortverhalten gegenüber der Referenz. Bei einer Kopieranregung mit  $f_{Kopier,I} = 1,0$  Hz kann die aktive Wank-Skyhook-Regelung im eAWS folglich eine bedeutende Verbesserung der Kopierneigung bei gleichzeitiger Verbesserung des Hubkomforts erzielen.

Abbildung 4.15 zeigt die Teileffektivwerte bei Anregung mit  $f_{Kopier,II} = 1,3$  Hz und damit im Bereich der Wankeigenfrequenz. In diesem wird die Amplitude der durch die Fahrbahn induzierten Kopieranregungen besonders verstärkt. Die aktiven Varianten können diese Anregung effektiv bedämpfen. Im wichtigsten Frequenzbereich zwischen 1,0 und 2,0 Hz spiegelt sich dies in einer stark reduzierten TRMS<sub>x</sub>-Ausprägung wider. Mit  $Sky_{Wank, eAWS} = 1$  kann im Vergleich zur Referenz eine Reduktion auf 74,8% erzielt werden. Die aktive Variante mit  $Sky_{Wank, eAWS} = 2$  halbiert nahezu die Wankschwingungen im kritischen Anregungsbereich auf 53,9%. Keine Reduktion der TRMS<sub>x</sub>-Werte erfolgt im Frequenzbereich geringen absoluten Energieeintrags zwischen 4,0 und 8,0 Hz. Die aktive Variante mit Verstärkung 2 baut mit 112,0% und analog zum Verhalten bei  $f_{Kopier,I} = 1,0$  Hz einen vergrößerten TRMS<sub>x</sub>-Wert als die Referenz auf, wohingegen die einfach verstärkte Variante mit 66,7% weit unterhalb der Referenz bleibt. Die beobachtete Verschlechterung höherfrequenten Wankverhaltens bei aktiver Wankdämpfung mit  $Sky_{Wank, eAWS} = 2$  ist in einer nicht phasengerechten Bedämpfung der Anregung zu vermuten, weil diese oberhalb der vom aktiven System darstellbaren Frequenz liegt. Dieses Verhalten muss näher untersucht werden. Hierfür dient die Auswertung auf der Teststrecke *schlechte Landstraße* in Kapitel 4.4.2 bei größerem Energieeintrag und höherfrequenter Anregung.

Der TRMS<sub>z</sub>-Kennwert im Frequenzbereich der Kopieranregung zwischen 1,0 und 2,0 Hz zeigt hingegen einen vernachlässigbaren Anstieg zu Lasten der aktiven Varianten. Die Verbesserung der Kopierneigung findet folglich analog zu vorherigen Beobachtungen bei der Anregung mit  $f_{Kopier,I} = 1,0$  Hz auch bei  $f_{Kopier,II} = 1,3$  Hz nicht auf Kosten der Bedämpfung der Hubanregung statt. Alle weiteren TRMS<sub>z</sub>-Werte sind in Anhang F gegeben.

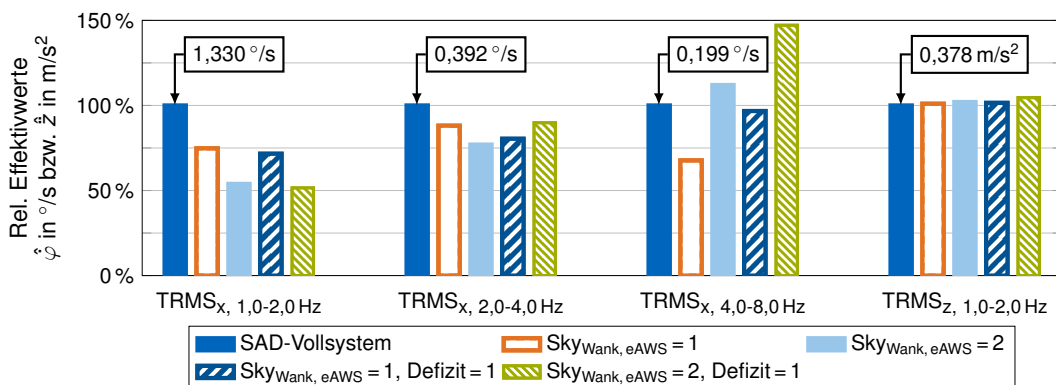


**Abbildung 4.15:** Teileffektivwerte der Wankrate  $\dot{\varphi}$  und der Aufbaubeschleunigung  $\ddot{z}$  beim Befahren der Kopierstrecke mit  $f_{Kopier,II} = 1,3$  Hz

Abschließend wird analysiert, welchen Beitrag die zusätzlich zum aktiven Wank-Skyhook aktivierte Defizitschnittstelle im Regelkreis Fahrbahninduktion erbringen kann. Gemäß der modularen Struktur in Abbildung 4.6 kann das Defizit nicht nur zum vorgesteuerten fahrerinduzierten Momentenanteil, sondern auch zum geregelten fahrbahninduzierten Momentenanteil  $M_{x,sky}$  und  $M_{F_{Koppel}}$  aufgeschaltet werden. Bei Defiziten aus dem Regelkreis Fahrbahninduktion besitzt die Lenkradwinkelgeschwindigkeitsschwelle  $S_{\delta_H,Def}$  keine Relevanz, Defizite werden nach Filterung direkt an die Schnittstelle geleitet.

Die Analyse wird für Anregungen im Wankeigenfrequenzbereich bei  $f_{Kopier,II} = 1,3$  Hz getätigt. Für die Frequenzbereiche ab 1,0 Hz zeigt Abbildung 4.16 die Ergebnisse der TRMS-Werte. Im wichtigsten Frequenzbereich zwischen 1,0 und 2,0 Hz erfolgt eine minimale Verbesserung der  $TRMS_x$ -Werte im Vergleich ohne Defizit (71,6% vs. 74,6% für  $SkyWank, eAWS = 1$  bzw. 51,5% vs. 53,9% für  $SkyWank, eAWS = 2$ ). Ab dem Auswertebereich 2,0 bis 4,0 Hz für  $SkyWank, eAWS = 2$  und ab 4,0 bis 8,0 Hz für beide Verstärkungen der aktiven Varianten verschlechtert das Defizit den bereits bei  $f_{Kopier,II} = 1,0$  Hz für  $SkyWank, eAWS = 2$  beobachteten Anstieg der  $TRMS_x$ -Werte des höherfrequenten Kopierverhaltens. Aufgrund des höheren Aufbaudämpfungsmaßes durch die aktivierte Defizitschnittstelle dringen in Kombination mit der aktiven Wankdämpfung höherfrequente Anregungen stärker in den Aufbau ein, insbesondere bei zweifacher Verstärkung. Der prozentual große Anstieg ist jedoch in Relation zu dem geringen Energieeintrag dieser Frequenzbereiche zu setzen. Eine weitergehende Untersuchung bei hochfrequenter Anregung auf der schlechten Landstraße wird, wie bereits genannt, in Kapitel 4.4.2 geleistet.

Summativ kann die aktivierte Defizitschnittstelle bei Anregung großer Amplitude im Wankeigenfrequenzbereich nur einen geringen zusätzlichen Beitrag zur Wankdämpfung der Kopierbewegung leisten. In Kombination mit  $SkyWank, eAWS = 1$  wird jedoch im Anregungsbereich größten Energieeintrags zwischen 1,0 und 2,0 Hz eine geringfügige Reduktion erzielt, die



**Abbildung 4.16:** Teileffektivwerte der Wankrate  $\dot{\varphi}$  und der Aufbaubeschleunigung  $\ddot{z}$  beim Befahren der Kopierstrecke mit  $f_{Kopier,II} = 1,3$  Hz und Variation des Wank-Skyhooks und der Defizitschnittstelle



mit einem im Vergleich dazu noch geringeren Anstieg des Teileffektivwerts zwischen 4,0 und 8,0 Hz erzielt werden kann. Dabei wird der  $TRMS_z$ -Wert im relevanten Anregungsbereich zwischen 1,0 und 2,0 Hz nicht bedeutend beeinflusst.

**Fazit:** Die Kompensation des semiaktiven Wank-Skyhook-Anteils im SAD-System durch die aktive Wank-Skyhook-Regelung im eAWS-System zeigte in beiden angeregten Frequenzbereichen große positive Wirkung. Für die Untersuchungen auf der niederfrequenten Kopierstrecke konnte summativ für die einfach verstärkte aktive Variante das beste Ergebnis erzielt werden: Bedeutende Verbesserungen in den relevanten Frequenzbereichen bis 2,0 Hz bei zugleich nur geringfügigem Anstieg der Teileffektivwerte im Frequenzbereich geringen Energieeintrags zwischen 4,0 und 8,0 Hz. Die aktive Variante mit  $Sky_{Wank, eAWS} = 2$  konnte in den niedrigeren Frequenzbereichen eine noch bessere Bedämpfung der Kopierbewegung erreichen, dies führte jedoch in den höheren Frequenzbereichen zu einem Anstieg der Teileffektivwerte. Die aktivierte Defizitschnittstelle konnte das Kopierverhalten in den Frequenzbereichen größter Signalleistungsdichte bis 4,0 Hz bei der einfach verstärkten aktiven Variante weiter geringfügig verbessern. Dies ging einher mit einer relativ gesehen großen, aber absolut betrachtet geringen Verschlechterung hochfrequenten Kopierverhaltens. Zur Untersuchung der beobachteten Anstiege der höherfrequenten  $TRMS_x$ -Werte erfolgt eine Analyse bei Fahrbahnanregungen in diesem kritischen Frequenzbereich im folgenden Kapitel.

#### 4.4.2 Schlechte Landstraße

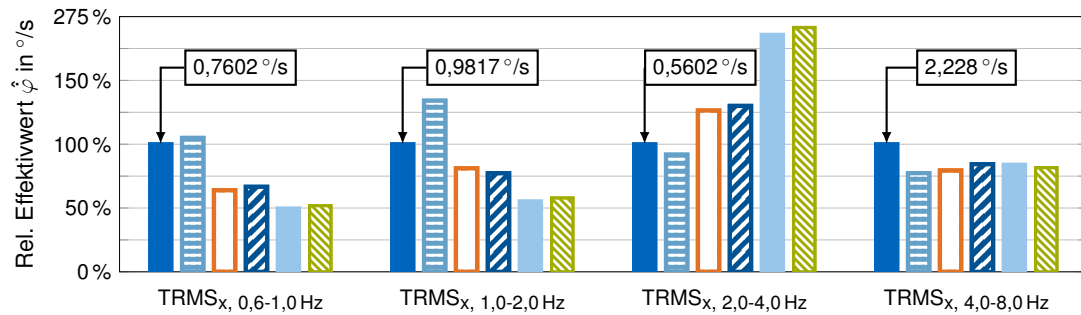
Im vorangegangenen Kapitel zeigten die aktiven Wank-Skyhook-Varianten positive Ergebnisse zur Minimierung der Kopierbewegung des Aufbaus. Insbesondere die Variante mit zweifacher Wank-Skyhook-Verstärkung zeigte jedoch im höheren Frequenzbereich einen Anstieg der  $TRMS_x$ -Werte. Die Teststrecke *schlechte Landstraße* weist eine Vielzahl hochfrequenter stochastischer Hub- und Kopieranregungen auf und dient der genaueren Untersuchung dieses Effekts. Der 2,1 km lange Rundkurs (Abbildung 4.17) wird mit  $v_x = 60$  km/h durchfahren, sodass sich Querbeschleunigungen bis  $a_y \approx 6$  m/s<sup>2</sup> ergeben. Die Strecke kombiniert folglich fahrbahn- und fahrerinduzierte Wank-, Hub- und Querdynamik. Pro Variante wird die Strecke dreimal durchfahren, um durch Mittelung robuste Aussagen aus den Messungen ableiten zu können.



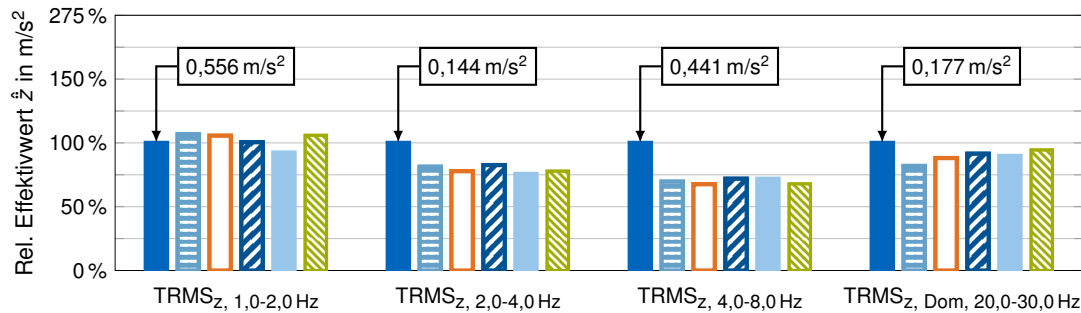
**Abbildung 4.17:** Luftaufnahme der Teststrecke Schlechte Landstraße (basierend auf [162])

Abbildung 4.18 zeigt die Auswertung der Teileffektivwerte  $TRMS_x$  und  $TRMS_z$  für Wanken und Huben für die Referenz mit SAD-Vollsystem, Variationen des Wank-Skyhooks im SAD- und eAWS-System mit und ohne aktivierte Defizitschnittstelle. Bei Aktivierung Letzterer werden Defizitanforderungen aus den Regelkreisen Fahrerinduktion und Fahrbahninduktion summiert. Die Sollvorgabe zur querdynamischen, fahrerinduzierten Wankabstützung  $M_{x,ref}$  (Modellfolgesteuerung) ist in allen Fällen aktiv und wird nicht variiert.

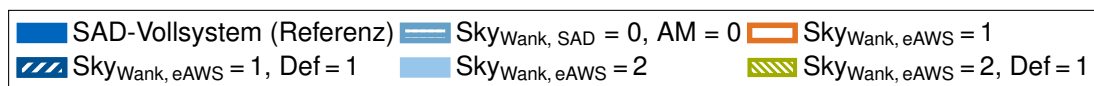
Wird die Referenz um die wankbedämpfenden Anteile im SAD-Regler reduziert (SAD-Teilsystem mit  $Sky_{Wank, SAD} = 0$ ,  $AM = 0$ ), erhöhen sich im niederfrequenten Bereich bis 2,0 Hz die  $TRMS_x$ -Werte. Ab Frequenzen oberhalb von 2,0 Hz dreht sich dieses Verhalten um: insbesondere im Frequenzbereich größter Anregung zwischen 4,0 und 8,0 Hz reduzieren sich die Wankschwingungen stark (77,3% der Referenz). Auch die  $TRMS_z$ -Werte sind beim SAD-Teilsystem bis auf den Frequenzbereich zwischen 1,0 und 2,0 Hz deutlich geringer und be-



(a) Teileffektivwerte von  $\dot{\varphi}$  bei hochfrequenter Straßenanregung (y-Achse skaliert)



(b) Teileffektivwerte von  $\ddot{z}$  bei hochfrequenter Straßenanregung (y-Achse skaliert)



**Abbildung 4.18:** Teileffektivwerte der Wankrate  $\dot{\varphi}$  und der Aufbaubeschleunigung  $\ddot{z}$  auf der schlechten Landstraße mit Variation des Wank-Skyhooks und der Defizitschnittstelle

tragen zwischen 4,0 und 8,0 Hz nur 71,0% der Referenz. Die Stößigkeit, ausgewertet für den Federbeindom vorne rechts zwischen 20,0 und 30,0 Hz, verbessert sich analog dazu auf 81,9% der Referenz. Das Verhalten folgt damit der Argumentation aus Kapitel 4.4.1, wonach eine geringere Aufbaudämpfung ein schlechteres niederfrequentes, aber besseres hochfrequentes Verhalten induziert und bestätigt dies auch bei hochfrequenter Anregung und zugleich eingeleiteter Querschleunigung. Die höhere Aufbaudämpfung durch den SAD-Wank-Skyhook und das Anlenkmodul AM des SAD-Vollsystems (Referenzvariante) zeigen gegenüber des SAD-Teilsystems nur im Frequenzbereich bis 2,0 Hz Vorteile.

Die Varianten mit aktivem Wank-Skyhook erzielen bis 2,0 Hz analog zu Kapitel 4.4.1 deutliche Verbesserungen des Kopierverhaltens und können die  $TRMS_x$ -Werte der Referenz stark reduzieren. Die Variante mit  $Sky_{Wank, eAWS} = 2$  erzielt auch an dieser Stelle bessere Ergebnisse als die aktive Variante mit einfacher Verstärkung. Weitere Erkenntnisse sind:

- Die  $TRMS_x$ -Werte höherer Frequenzen verschlechtern sich bei Zuschalten der aktiven Wankdämpfung  $Sky_{Wank, eAWS}$  erwartungsgemäß. Dies gilt jedoch nur für den Frequenzbereich zwischen 2,0 und 4,0 Hz, nicht aber zwischen 4,0 und 8,0 Hz.
- Die  $TRMS_z$ -Werte bleiben über alle Frequenzbereiche von der aktiven Wankdämpfung weitgehend unbeeinflusst.
- Ein Aufschalten des Defizits verbessert im kombinierten Fall der Regelkreise Fahrerinduktion und Fahrbahninduktion die Kennwerte nicht maßgeblich.

Es ist festzuhalten, dass bei den aktiven Varianten trotz der Kopieranregung im Bereich der eAWS-Eckfrequenz keine Verschlechterung der  $TRMS_x$ -Werte im Bereich energetisch größter Anregung zwischen 4,0 und 8,0 Hz auftritt. Im gering angeregten Frequenzband zwischen 2,0 und 4,0 Hz bilden die aktiven Varianten jedoch mit 130,0% ( $Sky_{Wank, eAWS} = 1$ ) und 253,6% ( $Sky_{Wank, eAWS} = 2$ ) der Referenz bedeutend große Teileffektivwerte aus. In Kombination mit der aktivierten Defizitschnittstelle resultieren tendenziell weiter ansteigen-



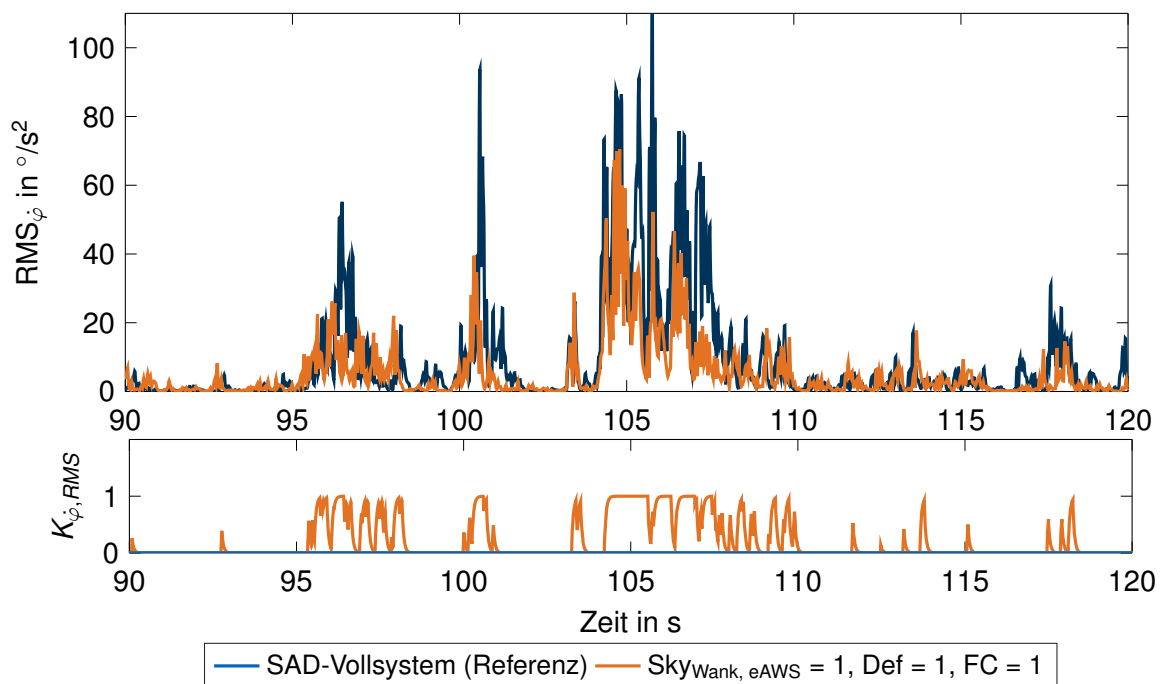
de TRMS-Werte (Abbildung 4.18). Dies ist auf die höheren SAD-Stellströme zurückzuführen, die aus dem zusätzlichen Defizitanteil des aktiven Wank-Skyhook-Pfads durch hochfrequente Kopieranregung der Fahrbahn sowie aus dem Defizitanteil aus Fahrerinduktion resultieren. Dies wurde bereits bei  $f_{Kopier,II} = 1,3$  Hz auf der geraden Kopierstrecke beobachtet. Dem Anstieg der  $TRMS_x$ -Werte zwischen 2,0 und 4,0 Hz durch die aktive Wank-Skyhook-Regelung und das Defizit wird nachfolgend mit einer Deaktivierungslogik begegnet. Bereits Koletzko [9, S. 72] nennt bezüglich seiner Untersuchungen zur Effektivität der Wankratenregelung im SAD-System, dass bei Verbesserung des niederfrequenten Kopierverhaltens gleichzeitig auch eine Zunahme der Stößigkeit über der Wank-Skyhook-Verstärkung einhergeht. Dieses Verhalten verstärkt sich bei einer aktiven Wank-Skyhook-Regelung mit einer durch die Fahrbahn hochfrequent angeregten Führungsgröße. Im vorliegenden Fall handelt es sich gemäß Abbildung 4.6 um das aktive Wank-Skyhook-Moment  $M_{x,sky}$ , das proportional zur Wankrate  $\dot{\varphi}$  ist. Mit steigender Frequenz der Führungsgröße, insbesondere oberhalb der Eckfrequenz des aktiven Systems, fällt die Phase der Stellgröße ab. Auch eine Filterung der Führungsgröße proportionalen Messgröße  $\dot{\varphi}$  induziert eine Phasenverschiebung derselben. In beiden Fällen kann durch nicht phasengerechte Stellgrößen das aktive System Energie in den Aufbau einleiten, sodass ein Anstieg der Teileffektivwerte zu verzeichnen ist. Die Vorteile der Defizitschnittstelle und der aktiven Wankdämpfung auf die fahrer- und fahrbahninduzierte Wankdynamik dürfen bei hoher oder kombinierter Anregung nicht zu einem verschlechterten Gesamtverhalten führen. Die implementierte Deaktivierungslogik muss daher bei hoher Anregung die Verstärkung des aktiven Wank-Skyhooks verringern und so eine Anregung des Aufbaus durch das aktive System aufgrund nicht phasengerechter wankratenproportionaler Stellmomente reduzieren. Durch eine derartige Maßnahme werden Defizitanforderungen aus dem aktiven Wank-Skyhook-Pfad zugleich reduziert. Dadurch kann der mittlere Ventilstrom vermindert und auch die TRMS-Werte der Varianten mit Defizit tendenziell reduziert werden.

Die Anregung des Aufbaus muss messtechnisch detektiert werden. Dies kann durch die eingangs bereits genannten PreView-Methoden (Kapitel 4.2) oder durch eine Beobachtung der zeitlichen Änderung der Signalleistungen der Wankrate  $\dot{\varphi}$  erfolgen. Letztgenannte Methode ermöglicht eine im Vergleich langsamere Adaption der Reglerverstärkung, kann jedoch kostengünstig durch Signalanalyse und vorhandene Sensorik dargestellt werden und wird nachfolgend verfolgt.

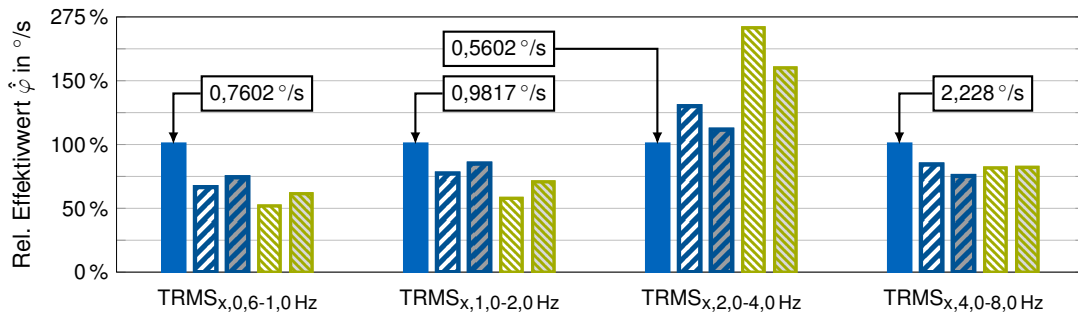
Basierend auf der Berechnung der spektralen Leistungsdichte wird ein Online-Schätzer implementiert, der die frequenzselektive Zu- und Abschaltung des aktiven Wank-Skyhooks auf Basis eines Moving-Average-Filters realisiert, nachfolgend mit *FrequenzCheck* (FC) bezeichnet. Dieser ist in Abbildung 4.6 im  $M_{x,sky}$ -Regelzweig verortet und skaliert den Proportionalfaktor  $K_{p,sky}$  und somit den Reglerausgang. Signalanteile der Wankrate  $\dot{\varphi}_{ist}$  oberhalb eines definierbaren Frequenzbereichs nahe der eAWS-Eckfrequenz  $f_{E,eAWS}$  werden durch Hochpass-Filterung extrahiert. Anschließend wird daraus der Mittelwert der Betragsquadrate über mehrere Zeitschritte berechnet. Übersteigt der Schätzwert einen parametrierbaren frequenzabhängigen Schwellwert der integrierten Signalleistung der Wankrate  $\dot{\varphi}_{ist}$ , steigt das Kritikalitätsmaß  $K_{\dot{\varphi},RMS}$  an. Die Skyhookverstärkung  $K_{p,sky}$  wird daraufhin mittels Ausblendeglied bis auf Null reduziert. Fällt der Schätzwert unter einen definierten Grenzwert, wird die Skyhookverstärkung  $K_{p,sky}$  wieder eingeblendet. Es wird dem folgend eine *frequenzselektive Erweiterung* des Defizitmomentenansatzes vollzogen. Das Filter ermöglicht dabei die Beeinflussung der Sensitivität der Deaktivierungslogik bezüglich Frequenz, Amplitude und Betrachtungshorizont vergangener Signalinhalte. Der Zielkonflikt zwischen zu früher Ausblendung und folglich Verschlechterung des niederfrequenten Kopierverhaltens und zu später Abschaltung resultierender Verschlechterung im hochfrequenten Bereich ist durch systematische Applikation auf unterschiedlichen Straßenbeschaffenheiten aufzulösen. Die Simulation kann hier einen wertvollen Beitrag leisten.

Abbildung 4.19 zeigt einen geraden Abschnitt der schlechten Landstraße, bei dem eine starke, hochfrequente Kopieranregung auftritt. Als Referenz dient das SAD-Vollsystem mit semiaktivem Wank-Skyhook  $\text{Sky}_{\text{Wank, SAD}}$  als Ausgangszustand. Im Vergleich dazu ist die Variante mit einfach verstärktem aktiven Wank-Skyhook, aktiviertem FrequenzCheck und Defizit abgebildet. Im Bereich dauerhafter starker Kopieranregung zwischen  $t \approx 104 - 110$  s steigt das Kritikalitätsmaß  $K_{\dot{\varphi}, \text{RMS}}$  mehrfach auf den Wert eins. In diesem Bereich wird der aktive Wank-Skyhook vollständig ausgeblendet, die Variante entspricht an dieser Stelle der für diese Fahrbahnanregung optimalen Variante ohne semiaktive oder aktive Wankdämpfung (SAD-Teilsystem mit  $\text{Sky}_{\text{Wank, SAD}} = 0$ ,  $\text{AM} = 0$ ,  $\text{Sky}_{\text{Wank, eAWS}} = 0$ ). Durch die frequenzbasierte Signalleistungsschätzung ist es möglich, die Spitzen der Signalleistungsamplituden im Vergleich zur Referenzvariante stark zu reduzieren.

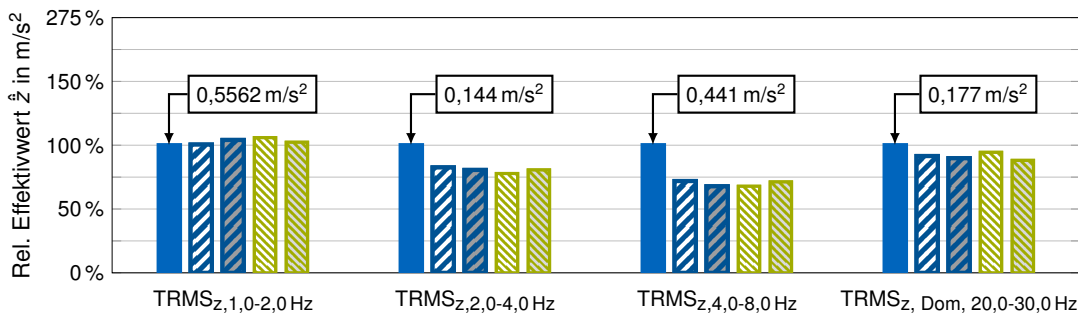
Die Auswertung der Teileffektivwerte für die Gesamtstrecke mit FrequenzCheck zeigt Abbildung 4.20. Die frequenzselektiven Varianten weisen gegenüber ihren Pendanten ohne Signalleistungsschätzer deutliche Verbesserungen der kritischen  $\text{TRMS}_x$ -Werte auf. Im energetisch zwar am geringsten angeregten, aber in Abbildung 4.18 für die aktiven Varianten auffälligen Frequenzbereich zwischen 2,0 und 4,0 Hz reduzieren sich die Teileffektivwerte durch den FrequenzCheck von 130,1 % auf 116,0 % bzw. von 253,6 % auf 175,0 % der Referenz. Unterhalb dieses Frequenzbereichs erhöhen sich mit aktiviertem FrequenzCheck die Teileffektivwerte beider Varianten, weil durch Ausblenden der aktiven Wank-Skyhook-Verstärkung auch die niederfrequenten Kopierbereiche, in denen das eAWS und der aktive Wank-Skyhook gemäß den Ergebnissen aus Kapitel 4.4.1 volle Wirkung zeigen, nicht mehr aktiv bedämpft werden. Für die Variante  $\text{Sky}_{\text{Wank, eAWS}} = 1$  erbringt der FrequenzCheck jedoch zugleich eine Reduktion des  $\text{TRMS}_x$ -Werts im Bereich zwischen 4,0 und 8,0 Hz von 84,3 % auf 75,3 %. Dies ist aus zwei Gründen bedeutend: Der Energieeintrag der Referenz beträgt in diesem Frequenzbereich mit  $2,228^\circ/\text{s}$  ein Vielfaches der anderen Frequenzbereiche. Zudem ähneln Wankschwingungen in diesem hohen Frequenzbereich aufgrund der kleinen Amplituden dem Huben zwischen 4,0 und 8,0 Hz. Dieser Frequenzbereich ist für das Wohlbefinden des Menschen nach VDI 2057 [102] maßgebend. Mittels FrequenzCheck kann die aktive Variante  $\text{Sky}_{\text{Wank, eAWS}} = 1$  somit unter den bisher niedrigsten erzielten Wert



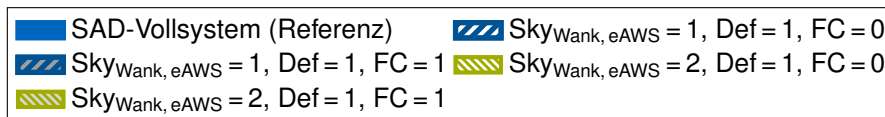
**Abbildung 4.19:**  $\text{RMS}_{\dot{\varphi}}$ -Schätzwert und Kritikalitätsmaß  $K_{\dot{\varphi}, \text{RMS}}$  bei einem Teilstück der schlechten Landstraße mit hochfrequenter Kopieranregung



(a) Teileffektivwerte von  $\dot{\varphi}$  bei hochfrequenter Straßenanregung (y-Achse skaliert)



(b) Teileffektivwerte von  $\ddot{z}$  bei hochfrequenter Straßenanregung (y-Achse skaliert)



**Abbildung 4.20:** Teileffektivwerte der Wankrate  $\dot{\varphi}$  und der Aufbaubeschleunigung  $\ddot{z}$  auf der schlechten Landstraße mit Variation des aktiven Wank-Skyhooks bei aktivierter Defizitschnittstelle und aktiviertem FrequenzCheck

(SAD-Teilsystem mit  $\text{Sky}_{\text{Wank, SAD}} = 0$ ,  $\text{Sky}_{\text{Wank, eAWS}} = 0$ ) mit 77,3 % zwischen 4,0 und 8,0 Hz reduziert werden (Abbildung 4.18). Summativ sind die Verbesserungen des Kopierverhaltens mit der frequenzselektiven Abschaltung durch den implementierten FrequenzCheck für die Variante  $\text{Sky}_{\text{Wank, eAWS}} = 1$  mit Defizit gegenüber den geringfügigen Anstiegen in den energetisch gering angeregten Bereichen 0,6 bis 2,0 Hz hervorzuheben. Letztere liegen weiterhin unterhalb der Ausgangsvariante mit SAD-Vollsystem. Die  $\text{TRMS}_z$ -Werte beider Varianten werden dabei durch den FrequenzCheck nicht maßgeblich beeinflusst und bewegen sich auf dem Niveau der aktiven Varianten ohne FrequenzCheck.

Parallel dazu implementiert, aber nicht separat diskutiert, ist die frequenzselektive Abschaltung des Defizitsignals mittels FrequenzCheck im Regelkreis Fahrerinduktion. So kann eine Aktivierung des Defizits nach Erreichen der Aktivierungsschwelle  $S_{\delta_H, \text{Def}}$  unterbunden werden, wenn das Kritikalitätsmaß  $K_{\dot{\varphi}, \text{RMS}}$  bereits erreicht wurde, bzw. eine Deaktivierung des Defizits eingeleitet werden, wenn  $K_{\dot{\varphi}, \text{RMS}}$  überschritten wird. Dies ermöglicht, analog zu oben erläuterten Abschaltung des Regelzweigs Fahrbahninduktion, die volle Ausnutzung des Potentials der Defizitschnittstelle zur Bedämpfung fahrerinduzierter Wankbewegungen bis das applizierte Kritikalitätsmaß  $K_{p, \text{sky}}$  erreicht wird und zugunsten geringerer Stößigkeit die Schnittstelle ausgeblendet wird.

**Fazit:** Die aktive Wankdämpfung im eAWS-System zeigte für die Variante  $\text{Sky}_{\text{Wank, eAWS}} = 1$  mit Defizit und in Kombination mit dem FrequenzCheck auch bei hochfrequenter kombinierter Straßenanregung, bei der aktive Systeme prinzipbedingt durch Phasenabfall Störenergie in den Aufbau einbringen können, deutliche Verbesserungen des Kopierverhaltens. Diese Variante stellt folglich einen guten Kompromiss zwischen Bedämpfung nieder- und hochfrequenter Kopieranregungen dar. Dies wurde erreicht durch die aktive Wankdämpfung und die frequenzselektive Abschaltung derselben. In allen Frequenzbereichen bis auf den energetisch am geringsten angeregten Bereich zwischen 2,0 und 4,0 Hz werden summativ die Teil-

effektivwerte gegenüber des Ausgangszustands mit SAD-Vollsystem reduziert. Die  $TRMS_z$ -Werte werden hiervon nur im Frequenzbereich zwischen 1,0 und 2,0 Hz geringfügig erhöht, in den anderen Frequenzbereichen verbesserten diese sich hingegen ebenfalls gegenüber der Referenz.

#### 4.4.3 Rampenüberfahrt

Nach Analyse des Potentials der aktiven Wank-Skyhook-Regelung auf der niederfrequenten Kopierstrecke und auf der hochfrequenten schlechten Landstraße mit kombinierten Wank-, Hub- und Querschleunigungsanteilen betrachtet folgendes Kapitel die mögliche Verbesserung der Störgrößenentkopplung des Fahrzeugaufbaus bei niederfrequenter einseitiger Anregung großer Amplitude. Dies erfolgt durch eine kraftbasierte Regelung der DMS-Koppelstangenkräfte [18], die der höhenstands-basierten Störgrößenentkopplung überlagert wird.

Motiviert wird dies durch die alternativ ausgeführten und ebenfalls am Markt befindlichen aktiven Systeme, die systemseitig eine im Vergleich zum verwendeten Versuchsfahrzeug einfachere Störgrößenentkopplung ermöglichen. Diese sind:

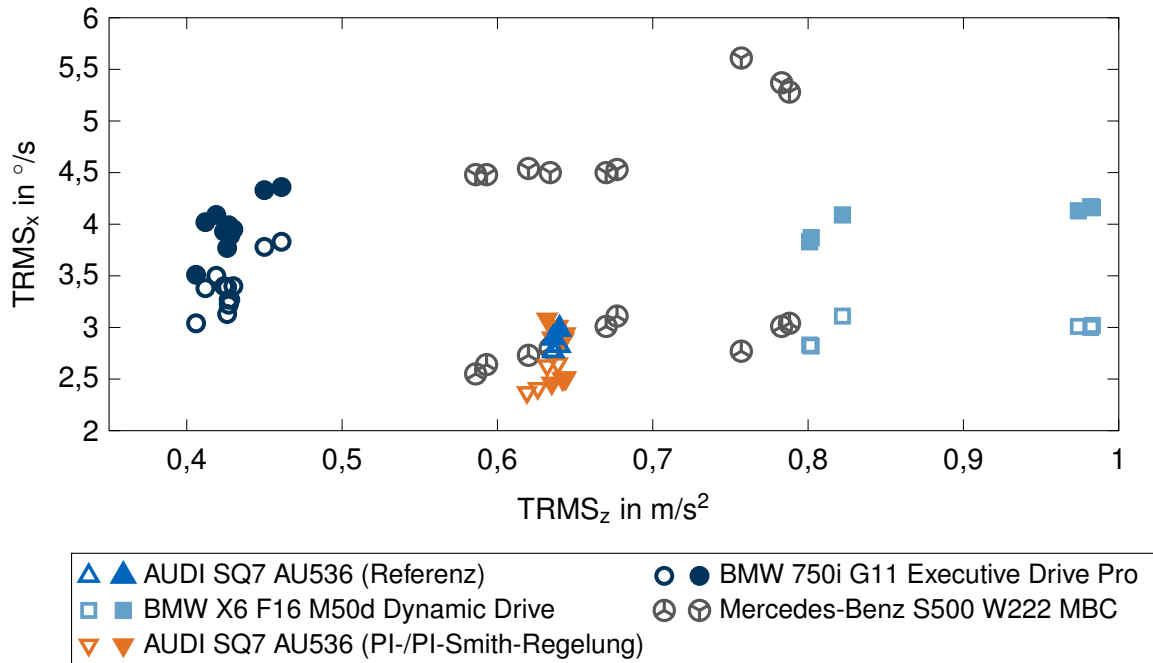
- Hydraulische Wankstabilisatoren, die durch Öffnung der Ventile in den Schwenkmotoren eine fast vollständige Entkopplung der Stabilisatorhälften ermöglichen.
- Radselektive Electromechanical Active Body Control (eABC)-Systeme wie das AI Aktivfahrwerk des AUDI A8 D5, die kein kopierendes Element als Verbindung zwischen linkem und rechtem Rad pro Achse besitzen und so radselektiv bei Hindernisüberfahrt das Rad der Bodenanregung nachführen können.
- Alternativ ausgeführte eAWS-Systeme im BMW 7er G11 und 5er G30, die in der Stabilisatormitte ein Elastomer und einen aktorseitigen Momentensensor zur kombinierten Störgrößenentkopplung besitzen.

Hydraulische Systeme weisen neben den guten Entkopplungseigenschaften energetische und dynamische Nachteile auf und verlieren an Bedeutung. Radselektive Systeme wie die eABC sind kostenintensiv und weisen einen noch höheren Energiebedarf auf. Das alternativ ausgeführte eAWS-System mit Elastomer-Torsionselement [51] hat bei hohen Gradienten des Stabilisatorsollmoments Nachteile, weil ein Elastomerwinkel mit um die Mittellage reduzierter Torsionssteifigkeit erst überwunden werden muss. Dies verleiht dem Stabilisator jedoch eine um die Nulllage optimierte Entkopplung von Störgrößen. Der zusätzlich im Aktor integrierte Momentensensor erlaubt darüber hinaus die kraftbasierte Ausregelung der in den Aktor eindringenden Störeinträge. Diese letztgenannte Möglichkeit der kraftbasierten Störgrößenregelung und das damit verknüpfte Potential zur Verbesserung des Aufbaukomforts sollen nachfolgend anhand der Regelung der DMS-Koppelstangenkräfte im Versuchsfahrzeug ohne Elastomerentkopplung untersucht und drei Serienfahrzeugen gegenübergestellt werden, die den obigen drei Gruppen zuzuordnen sind.

Als Teststrecke dient eine ebene Handlingfläche, auf die fünf Schwellen mit einer mittigen Höhe  $h_{Schwelle} = 0,10$  m und einer Länge von  $l_{Schwelle} = 0,95$  m in einem Abstand  $s_{Schwelle} = 5,00$  m in einer Linie hintereinander angeordnet werden. Diese werden einseitig und mit einer Geschwindigkeit von  $v_x = 9$  km/h überfahren, sodass sich mit dem Radstand des Fahrzeugs  $l = 2,994$  m eine Anregungsfrequenz  $f_{Schwelle} = 1,25$  Hz im Wankeigenfrequenzbereich ergibt. Es resultiert eine Kopieranregung großer Amplitude, die zum Beispiel bei einseitiger Überfahrt geteilter Kreissegmentbremschwel len im Straßenverkehr auftritt. Abhängig von der Störgrößenentkopplung werden dabei nicht nur Kopier-, sondern auch Hubbewegungen induziert. Damit Verbesserungen der  $TRMS_x$ -Werte durch die Störgrößenentkopplung nicht zu Lasten des Vertikalkomforts erfolgen, wird eine kombinierte Betrachtung beider TRMS-Werte in einem Streudiagramm vollzogen. Als Ausgangsbasis dient erneut die Referenzvariante mit vollaktivem SAD-System und eAWS im Ausgangszustand mit höhenstands-basierter Störgrößenentkopplung. Im Querschleunigungsbeobachter der Modellfolgesteuerung (Abbildung

4.3) werden dabei  $a_y$ -Anteile aus der Kopieranregung unterdrückt, damit keine fälschlich geforderten Aufbaumomente aus dem Regelkreis Fahrerinduktion resultieren. Jede Variante wird für Robustheit dreifach vermessen und die Ergebnisse gemittelt.

Abbildung 4.21 zeigt die kombinierten  $TRMS_{x-z}$ -Wertepaare der Referenz. Die in der Legende als erstes gelisteten Marker adressieren jeweils die Wertepaare zwischen 0,6 und 1,0 Hz, die zweiten Marker analog dazu zwischen 1,0 und 2,0 Hz.



**Abbildung 4.21:** Ausprägung der Wertepaare von  $TRMS_x$  und  $TRMS_z$  zwischen 0,6 und 1,0 Hz und 1,0 und 2,0 Hz für das Versuchsfahrzeug und drei Vergleichsfahrzeuge

Zusätzlich abgebildet sind Messwerte der Vergleichsfahrzeuge, die mit den genannten, alternativ ausgeführten aktiven Fahrwerksystemen ausgestattet sind: Das Fahrzeug BMW X6 F16 M50d Dynamic Drive besitzt hydraulische Wankstabilisatoren an Vorder- und Hinterachse. Das Fahrzeug Mercedes-Benz S500 W222 besitzt das radselektive System Magic Body Control MBC mit stereokamerabasierter Vorausschau. Das Fahrzeug BMW 750i G11 Executive Drive Pro enthält das eAWS-System mit Elastomerentkopplung und Momentensensor sowie einer Verarbeitung von Vorausschadaten einer Kamera, die vom Hersteller nicht näher spezifiziert wird. Die Messdaten werden in jedem Fahrzeug identisch durch Verbau der in Kapitel 3.4 vorgestellten kreiselstabilisierten Plattform Oxford RT3003 mittels Spannstange zwischen Mittelunnel und Dach und fahrzeugspezifischer Kalibrierung gewonnen. Es werden alle von den Herstellern angebotenen Einstellvarianten des Fahrwerks durch Anwahl per Fahrerlebnisschalter vermessen.

Die Wertepaare der Referenzvariante des Versuchsträgers liegen für beide Frequenzbereiche bei  $TRMS_z \approx 0,64 \text{ m/s}^2$  und einer  $TRMS_x$ -Streuung zwischen  $2,77 \text{ }^\circ/\text{s}$  und  $2,98 \text{ }^\circ/\text{s}$ . Das Fahrzeug BMW 750i mit dem alternativ ausgeführten eAWS prägt für alle vermessenen Varianten mindestens so große  $TRMS_x$ -Werte aus wie die Referenz. Allerdings sind die Teileffektivwerte der Vertikalbeschleunigung  $TRMS_z$  stark verringert und zugleich am geringsten im Vergleich aller Fahrzeuge. Das Fahrzeug BMW X6 erzielt zwischen 0,6 und 1,0 Hz  $TRMS_x$ -Werte in Höhe der Referenz, entwickelt jedoch hierbei deutlich höhere  $TRMS_z$ -Werte bis zu einem Wertebereich knapp unterhalb von  $1 \text{ m/s}^2$ . Für den Frequenzbereich zwischen 1,0 und 2,0 Hz kopiert das Fahrzeug noch stärker bei nahezu gleich hohen  $TRMS_z$ -Werten. Für die Insassen ist das von diesem Fahrzeug gezeigte Kopierverhalten am stärksten wahrnehmbar. Das Fahrzeug Mercedes-Benz S500 mit radselektivem Fahrwerksystem und Voraus-

schau erzielt für den Frequenzbereich zwischen 0,6 und 1,0 Hz in einer Einstellung geringe  $TRMS_x$ -Werte mit ca. 2,5 °/s und zugleich geringeren  $TRMS_z$ -Werten als die Referenz. Bei anderen Fahrprogrammen steigen die TRMS-Werte des Fahrzeugs jedoch an, insbesondere die  $TRMS_z$ -Werte. Zwischen 1,0 und 2,0 Hz weisen trotz vollaktiven Fahrwerksystems und Vorausschau alle Einstellungen des Fahrzeugs S500 deutlich vergrößerte Teileffektivwerte auf.

Das Referenzfahrzeug weist im Ausgangszustand mit der Erweiterung des Querschleunigungsbeobachters bereits gute Wertekombinationen der Teileffektivwerte auf. Im Folgenden wird durch eine Potentialbetrachtung untersucht, inwieweit das Kopier-Hubverhalten des Fahrzeugs durch eine Regelung der Koppelstangenkräfte weiterhin verbessert werden kann.

Prinzipiell sind für die überlagerte Regelung verschiedene Regelungskonzepte denkbar. Abbildung F.1 im Anhang G zeigt Messwerte von Sprunganregungen des eAWS-Aktors auf dem Prüfstand für verschiedene Amplituden [136, S. 25; 47, S. 66]. Das Aktorverhalten besteht bei einer Sprunganforderung aus einer Totzeit und einem weitestgehend linearen Bereich des Momentenanstiegs. Die Totzeit zwischen Eingang des Systems und Reaktion am Ausgang beträgt in etwa  $T_t = 20$  ms. Der lineare Bereich weist bis  $M_{Aktor} \approx 500$  Nm eine von der Amplitude in erster Näherung unabhängige maximale Verstellgeschwindigkeit von  $M_{Aktor,max} \approx 6250$  Nm/s auf (neuere veröffentlichte, aber an dieser Stelle nicht verwendete Messungen des Herstellers ergaben  $M_{Aktor,max} \approx 4500$  Nm/s [47, S. 65]). Bei höherer Amplitude auf  $M_{Aktor} = 1000$  Nm reduziert sich der Momentengradient geringfügig.

Die genaue Kenntnis der Systemdynamik kann nach [76] dazu genutzt werden, mit dem Smith-Prädiktor Schwingungen des Regelkreises zu reduzieren, das stationäre Verhalten zu verbessern und die Parameter der Regelung bei gleicher Reglerstabilität schärfer einzustellen. Diese Vorteile werden nachfolgend dem klassischen Proportional-Integral-Regler (PI)-Regler-Ansatz gegenübergestellt.

Die für den Smith-Prädiktor benötigte Modellierung des Aktors erfolgt mit Hilfe zweier PT1-Übertragungsfunktionen mit einer mittleren PT1-Zeitkonstante  $T_{Aktor} = 100$  ms. Die Totzeit  $T_t$  des PT1-Glieds wird nach [76, S. 333] als PT1-Padé-Approximation zweiter Ordnung mit einer Zeitkonstante  $T_t = 20$  ms modelliert. Die kombinierte Übertragungsfunktion des eAWS-Modells aus PT1- und Totzeit-Glied lautet:

$$G_{eAWS}(s) = \underbrace{\frac{1}{T_{Aktor} \cdot s + 1}}_{\tilde{G}(s)} \underbrace{\frac{1}{(\frac{T_t}{2}s + 1)^2}}_{e^{-sT_t}} \quad (4.2)$$

Die Einstellung der Regelparameter des jeweiligen PI-Reglers wird empirisch vorgenommen, indem die kritischen Verstärkungen  $k_{krit}$  und die kritischen Schwingungsdauern  $T_{krit}$  pro Regelansatz und Aktor identifiziert werden [66, S. 206-208], die in Tabelle H.1 in Anhang H gelistet sind. Abbildung 4.22 zeigt die Struktur des Smith-Prädiktors nach [76, S. 563] im Fahrzeugverbund. Die Schwingungsdämpfer des SAD-Systems werden für die Varianten

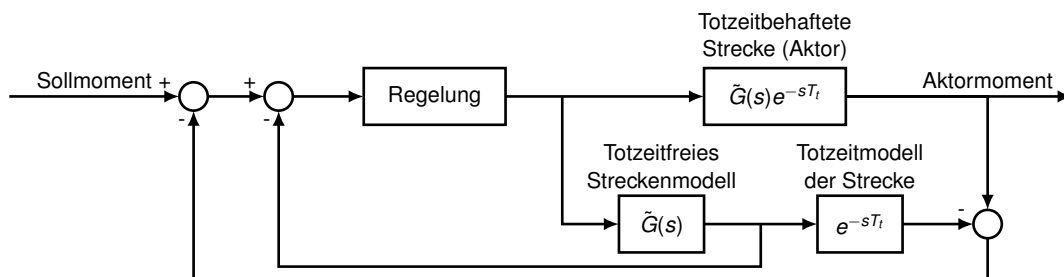


Abbildung 4.22: Struktur des Smith-Prädiktors für die eAWS-Regelung nach Lunze [76, S. 563]

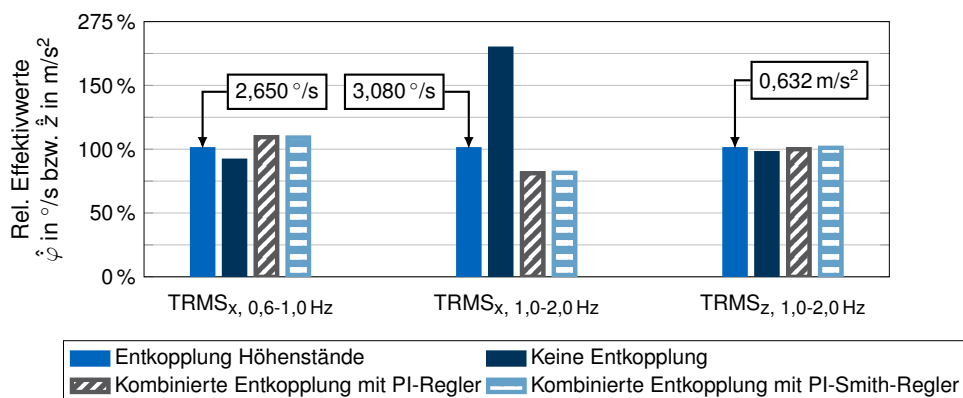
mit kraftbasierter Regelung auf *passiv weich* gestellt, um das Potential der kraftbasierten Störgrößeneinkopplung im Vergleich zur reinen höhenstands-basierten Entkopplung isoliert betrachten zu können.

Ausgewertet werden neben den bekannten Teileffektivwerten die Betragsmittelwerte der jeweils drei maximalen und minimalen Peaks der Koppelstangenkräfte an Vorder- und Hinterachse, aus denen die maximalen Störeinträge in die Karosserie resultieren. Neben der rein höhenstands-basiert entkoppelten Referenzvariante und beiden geregelten Varianten wird eine Variante ohne Entkopplung der Stabilisatorhälften vermessen. Dieser Zustand gleicht einem Fahrzeug hoher Wanksteifigkeit. Tabelle 4.2 zeigt die gemittelten Werte der Maximalamplituden der Koppelstangenkräfte. Ohne Entkopplung treten große Kraftspitzen an beiden Achsen auf. Mit höhenstands-basierter Entkopplung (Referenz) werden die Kraftspitzen an der Vorderachse halbiert und an der Hinterachse sogar auf ein Drittel reduziert. Eine weitere Reduktion des Störgrößeneintrags um 30 % der Referenz an der Vorderachse und um 12 % an der Hinterachse kann durch die Aktivierung der PI-Regelung erzielt werden. Die Reduktion der Koppelstangenkraftspitzen im Vergleich zum Ausgangszustand mit höhenstands-basierter Entkopplung ist subjektiv im Fahrgastraum als starke Reduktion des Head Tossings spürbar. Bei Aufschaltung des PI-Smith-Reglers ist indes keine weitere Reduktion der Krafteinträge im Vergleich zum PI-Regler erzielbar.

**Tabelle 4.2:** Vergleich des Störgrößeneintrags bei Überfahrt über Schwellen und unterschiedlichen Varianten der Entkopplung

Variante	Vorderachse	Hinterachse
	$\bar{F}_{Koppel,max,f}$ in N	$\bar{F}_{Koppel,max,r}$ in N
Keine Entkopplung	2214	1364
Höhenstands-basierte Entkopplung	1114	386
mit überlagerter PI-Regelung	773	342
mit überlagerter PI-Smith-Regelung	801	336

Abbildung 4.23 zeigt die dazugehörigen Teileffektivwerte relevanter Frequenzbereiche. Zwischen 0,6 und 1,0 Hz verschlechtern sich die  $TRMS_x$ -Werte der geregelten Varianten im Vergleich zur Referenz geringfügig. Im maßgeblich angeregten Frequenzbereich größten Energieeintrags zwischen 1,0 und 2,0 Hz reduzieren die geregelten Varianten die Kopierbewegung hingegen um ca. 20 %, unterscheiden sich jedoch auch an dieser Stelle nur geringfügig voneinander (81,1 % und 81,4 %). Die zum Vergleich abgebildete Variante ohne Entkopplung kopiert im gleichen Frequenzbereich trotz Minimalbestromung der Dämpfer besonders stark. Die  $TRMS_z$ -Werte variieren über den Varianten nicht. Die Reduktion der  $TRMS_x$ -Werte der geregelten Varianten ergeht folglich nicht zu Lasten der Hubeigenschaften.



**Abbildung 4.23:** Teileffektivwerte der Wankrate  $\dot{\varphi}$  und der Vertikalbeschleunigung  $\ddot{z}$  beim Befahren der Fahrbahnschwellen mit  $f_{Schwelle} = 1,25\text{ Hz}$  und unterschiedlichen Varianten der Entkopplung (y-Achse skaliert)



**Fazit:** Die Untersuchungen dienten der Potentialabschätzung, inwiefern eine der höhenstands-basierten Entkopplung überlagerte kraftbasierte Störgrößenentkopplung eine Verbesserung des Kopierverhaltens bei Anregung großer Amplitude ermöglicht. Bei Anregung im Wankeigenfrequenzbereich erreichte bereits die Referenzvariante eine gute Ausgangsbasis bzgl. TRMS<sub>x</sub>- und TRMS<sub>z</sub>-Ausprägung. Die Vergleichsfahrzeuge mit teilweise aufwändigerer Fahrwerksaktork und Vorausschau erzielten dabei nur vereinzelt geringere Effektivwerte. Ein positiver Beitrag entfiel beim Versuchsfahrzeug dabei auf die Erweiterung des Querschleunigungsbeobachters, sodass nur eAWS-Momente zur Bedämpfung fahrbahninduzierter Kopierbewegungen in der Sollvorgabe enthalten waren. Eine Überprüfung oder Erweiterung der Regelungslogik der Vergleichsfahrzeuge bezüglich dieser Maßnahme konnte nicht geleistet werden.

Durch Integration der PI-Regelung der Störmomente am Aktor zu Null konnten die maximalen Koppelstangenkräfte an Vorder- und Hinterachse und folglich die Kopierbewegungen des Aufbaus stark reduziert werden. Eine rein höhenstands-basierte Störgrößenentkopplung kann dies nicht leisten. Eine Erweiterung des PI-Reglers um die Aktordynamik im Smith-Prädiktor zeigte hingegen keine weitere Verbesserung des Aufbaukomforts. Eine genauere Modellierung des Aktorverhaltens mit Modellen höherer Ordnung oder die Verwendung von amplitudenspezifischen Aktormodellen (Linear Parameter Varying System (LPV)) können hier weitere Vorteile bringen.

Summativ kann anhand dieser Potentialabschätzung der zur höhenstands-basierten Entkopplung überlagerten kraftbasierten Störgrößenentkopplung eine positive Bilanz zugeschrieben werden. Auch ohne Elastomerentkopplung kann damit das Kopierverhalten verbessert werden, ohne dabei das Hubverhalten zu verschlechtern. Für den Serieneinsatz ist hierfür allerdings eine hochgenaue interne Messung der Koppelstangenkräfte bzw. des Aktormoments notwendig. Diese ist in zukünftigen Systemen jedoch als serienmäßig anzunehmen.

#### 4.4.4 Schlussfazit fahrbahninduziertes Wankverhalten

Vorangegangenes Kapitel widmete sich der Beantwortung des zweiten Teils der abgeleiteten Forschungsfrage „... welche vertikaldynamischen Verbesserungen lassen sich [mit den Systemen SAD und eAWS] erzielen?“. Die zentrale Wankmomentensollvorgabe wurde dafür um zwei neue Regelzweigen ergänzt: Der aktive Wank-Skyhook und die kraftbasierte Störgrößenentkopplung. Untersucht wurde das Verhalten auf einer geraden, niederfrequenten Kopierstrecke, auf einer schlechten Landstraße mit hochfrequenten Hub- und Kopieranregungen sowie Querschleunigungsanteilen und bei gerader Rampenüberfahrt. Die Bewertung erfolgte auf Basis der in der Literatur bewährten und für den Untersuchungszweck spezifisch erweiterten Teileffektivwerte.

Auf der niederfrequenten Kopierstrecke bei 1,0 Hz erzielte der Wank-Skyhook-Regleranteil im SAD-System keine besseren TRMS<sub>x</sub>-Werte als das um den SAD-Wank-Skyhook reduzierte SAD-Teilsystem. Das semiaktive SAD-System stößt hier an seine Grenzen. Der Aussage von Koletzko [9, S. 72], dass eine Wank-Skyhook-Regelung im SAD-System Verbesserungen gegenüber einer passiven Variante mit Minimalbestromung erbringt, kann zwar zugestimmt werden. Gegenüber ausschließlichen SAD-Skyhook-Anteilen für Huben und Nicken verschlechterte der semiaktive Wank-Skyhook im SAD-System jedoch das Kopierverhalten auf der untersuchten Kopierstrecke.

Die eingeführte aktive Wankdämpfung im eAWS reduzierte die Kopierneigung hingegen maßgeblich. So konnten bei Kopieranregung mit  $f_{Kopier,1} = 1,0$  Hz die niederfrequenten Teileffektivwerte stark reduziert werden. Die Variante mit  $Sky_{Wank, eAWS} = 2$  wies dabei jedoch eine geringfügige Erhöhung des TRMS<sub>x</sub>-Werts im hochfrequenten Bereich zwischen 4,0 und 8,0 Hz auf. Die TRMS<sub>z</sub>-Werte konnten bei beiden aktiven Varianten unter das Niveau der Referenz mit SAD-Vollsystem reduziert werden. Eine wankdynamische Verbesserung erfolgte folglich nicht zu Lasten des Vertikalkomforts.



Für die Kopieranregung im Wankeigenfrequenzbereich mit  $f_{Kopier,II} = 1,3$  Hz zeigte sich ein analoges Bild. Die aktiven Varianten verbesserten das niederfrequente Kopierverhalten maßgeblich. Zudem wurde auch hier die  $TRMS_z$ -Werte nicht oder nur geringfügig verschlechtert. Allerdings verstärkte sich die bereits bei  $f = 1,0$  Hz identifizierte Verschlechterung hochfrequenten Kopierverhaltens des gering angeregten Frequenzbereichs zwischen 4,0 und 8,0 Hz für  $Sky_{Wank, eAWS} = 2$ .

Das aufgeschaltete Defizit erbrachte keine wesentlichen Veränderungen. Geringfügige Verbesserungen im niederfrequenten Frequenzbereich standen geringen Anstiegen zwischen 4,0 und 8,0 Hz entgegen. Summativ konnte mit der aktiven Skyhook-Wankdämpfung eine große Verbesserung des Kopierverhaltens bei beiden untersuchten Anregungsfrequenzen erzielt werden.

Die Untersuchungen auf der schlechten Landstraße bescheinigten der Referenzvariante mit unkoordinierter Koexistenz von SAD-Vollsystem und eAWS sowohl im niederfrequenten als auch hochfrequenten Signalbereich der Wankrate ein deutlich schlechteres Kopierverhalten als beiden Varianten mit aktivem Wank-Skyhook. Dies galt sowohl ohne als auch mit Defizit. Entgegen der Erwartungen trat nur im am geringsten angeregten Frequenzbereich zwischen 2,0 und 4,0 Hz eine Verschlechterung der  $TRMS_x$ -Werte der aktiv geregelten Varianten ein. Im energetisch am meisten angeregten und somit bedeutendsten Frequenzbereich zwischen 4,0 und 8,0 Hz konnten die aktiven Varianten das hochfrequente Kopieren der Referenzvariante hingegen stark reduzieren. Dies geschah auch an dieser Stelle nicht auf Kosten des Vertikalkomforts, die aktiven Varianten schnitten im Bereich 1,0 - 2,0 Hz nur minimal schlechter, in den anderen Frequenzbereichen, insbesondere in dem nach VDI 2057 [102] für den Menschen am kritischsten Bereich der Vertikalbeschleunigungen zwischen 4,0 und 8,0 Hz, bedeutend besser ab.

Der zusätzlich eingeführte FrequenzCheck verbesserte diese Ergebnisse weiterhin. Durch frequenzselektive Abschaltung der Wank-Skyhook-Verstärkung bei Erreichen einer definierten Signalleistungsschwelle konnten die  $TRMS_x$ -Werte zwischen 2,0 und 4,0 Hz fast auf das Niveau der Referenz reduziert werden. Darüber hinaus gelang eine weitere Reduktion des  $TRMS_x$ -Werts für die aktive Variante mit einfacher Skyhook-Verstärkung im signalleistungsreichsten Bereich zwischen 4,0 und 8,0 Hz.

Gesamtheitlich betrachtet und auf die beiden untersuchten Teststrecken bezogen stellt die Variante mit einfach verstärktem aktiven Wank-Skyhook, aktivierter Defizitschnittstelle und FrequenzCheck ( $Sky_{Wank, eAWS} = 1$ ,  $Def = 1$ ,  $FC = 1$ ) die beste Variante dar. Mit dieser können sowohl das fahrer- als auch das fahrbahninduzierte Wankverhalten im Form des nieder- sowie hochfrequenten Kopierverhaltens und zugleich der Vertikalkomfort gegenüber des Ausgangszustands der Referenzvariante maßgeblich optimiert werden.

Die abschließende Betrachtung der Schwellenüberfahrt diente der Analyse, wie die höhenstands-basierte Störgrößenentkopplung durch eine kraftbasierte Regelung der Koppelstangenkräfte optimiert werden kann. Hierfür wurde die Ausgangsbasis des Versuchsfahrzeugs auf einer niederfrequenten Kopierstrecke großer Anregungsamplitude vermessen und die erzielten Effektivwerte für Wanken und Huben anderen, am Markt erhältlichen Fahrzeugen mit aktivem Fahrwerk gegenübergestellt. Die Analyse des Potentials einer Regelung der Koppelstangenkräfte wurde mit einem PI- und ein PI-Smith-Regler durchgeführt. Es zeigte sich, dass das Kopierverhalten der bereits guten Ausgangsbasis durch eine der höhenstands-basierten Störgrößenentkopplung überlagerten PI-Regelung der Koppelstangenkräfte weiter verbessert werden kann. Einem geringen Anstieg der Effektivwerte zwischen 0,6 und 1,0 Hz um ca. 9 % stand eine Reduktion des  $TRMS_x$ -Werts im energetisch bedeutenderen Auswertungsbereich zwischen 1,0 und 2,0 Hz in Höhe von 19 % gegenüber.

Ein aktives Fahrwerksystem ermöglicht die Regelung der Aufbaubewegungen auf ein Minimum und so die optimierte Entkopplung des Fahrzeugaufbaus von Fahrbahnanregungen. Dadurch wird eine bedeutende Steigerung des Aufbaukomforts möglich. Summativ ist daher die Integration eines Regelzweigs zur aktiven Aufbauentkopplung bei allen aktiven Fahrwerksystemen zu befürworten.

## 5 Objektivierung der Wankdynamik

Dieses zweite Hauptkapitel widmet sich der Identifikation optimalen *fahrerinduzierten* Wankverhaltens für ein sportlich abgestimmtes SUV auf Basis des in Kapitel 3.3 abgeleiteten Objektivierungskonzepts. Die durch die zentrale Wankmomentensollvorgabe und Kopplung beider Fahrwerksysteme SAD und eAWS ermöglichte Darstellung unterschiedlichen Wankverhaltens dient als Untersuchungsraum. Im ersten Teil dieses Kapitels werden die Versuchsparameter wie die konzeptionellen Randbedingungen, die objektiven Kennwerte und das Empfindungsmodell Wanken spezifiziert. Der zweite Teil präsentiert die Ergebnisse der Objektivierungsstudie und stellt die identifizierten Zusammenhänge zwischen sowohl objektiven als auch quasi-empfundenen Kennwerten und den ermittelten Subjektivurteilen vor (Abbildung 5.1).



Abbildung 5.1: Aufbau des Objektivierungskapitels

### 5.1 Konzeptionelle Randbedingungen der Studie

Vor Durchführung der Probandenstudie müssen die Bewertungskriterien, Fahrzeugvarianten, Fahrmanöver, objektiven Kennwerte und die statistische Auswertung als Randbedingungen der Studie festgelegt werden.

#### 5.1.1 Bewertungskriterien

Die Bewertungskriterien der Subjektivbewertung ergeben sich analog zum linken Teil der Abbildung 3.4 folgendermaßen (Tabelle 5.1):

Tabelle 5.1: Verwendete Bewertungskriterien für die Subjektivurteile

Kriterium	Beschreibung
Anwanken	Initiales Ansprechen und Zeitverzug der Wankreaktion aus der Ruhelage
Wechselseitiges Wanken	Wankverhalten bei dynamischem, wechselseitigem Lenken bei Slalomfahrt
Auswanken	Ausschwingen der Wankbewegung nach dynamischem Rücklenken zur Geradeausfahrt
Stationäres Wanken	Stationärer Wankwinkel bei Fahrt auf Kreisbahn

Das Kriterium *Anwanken* beschreibt nicht wie bei Kraft [8, S. 158] die „Wankreaktion bei kleinen Lenkradwinkeln um die Mittellage“, die auch mit *Kippeligkeit* beschrieben werden kann, sondern das initiale Ansprechen des Wankens aus der Ruhelage heraus, wie es bei Einleitung einer Kurvenfahrt auftritt. Dies umfasst auch die Bewertung des Zeitverzugs der Wankreaktion. Kraft fragt diesen in einem separaten Kriterium ab, konnte jedoch trotz größeren Expertenfahrerkollektivs keine statistisch signifikante Korrelation mit den Subjektivurteilen innerhalb der Niveau-Skala nachweisen [8, S. 161]. Zu gleichem Ergebnis kommt Zschocke [106, S. 478], wonach sich die Urteile der 17 beteiligten Expertenfahrer bezüglich des Kriteriums Zeitverzug der Wankreaktion von 10 Versuchsfahrzeugen nicht signifikant unterschieden.

den. Dies bedeutet, dass selbst Expertenfahrer die quantitative Ausprägung des Zeitverzugs nicht verlässlich bewerten können. Die differenzierte Auflösung ist zu komplex und wird aus diesem Grund nicht separat abgefragt.

Das Kriterium *wechselseitiges Wanken* erweitert Krafts [8, S. 158] Kriterium *dynamisches Wankverhalten* um die Analyse des Verhaltens des Wankwinkels in beide Ausprägungsrichtungen (wechselseitig anstatt einseitig), wie es bei einer kurvigen Landstraße auftritt. Das Kriterium *Auswanken* beschreibt, wie in Kapitel 3.1 genannt, das Ausschlagen des Fahrzeugaufbaus von einem zuvor anliegenden Wankwinkel zur Nulllage und entspricht den in [8, S. 159] und [9, S. 38] genannten Kriterien *Nachschwingverhalten* und *Ausschwingen*. *Anwanken*, *wechselseitiges Wanken* und *Auswanken* werden nachfolgend dem Überbegriff *dynamisches Wanken* zugeordnet.

Das letzte Kriterium *stationäres Wanken* charakterisiert die Ausprägung des Wankwinkels bei konstanter Kurvenfahrt, vergleichbar mit einer langgezogenen Kurve oder dem Befahren eines Kreisverkehrs.

### 5.1.2 Zu bewertende Fahrzeugvarianten und verwendete Fahrmanöver

Die Kriterien *Anwanken*, *wechselseitiges Wanken* und *Auswanken* werden mit sechs Varianten des Wankverhaltens abgefragt, zwischen denen vom Versuchsleiter unbemerkt umgeschaltet werden kann. Die Referenzvariante (Variante 1 (Referenz)) der Objektivierungsstufe ist im Nachfolgenden wie folgt definiert: Die Defizitschnittstelle ist deaktiviert (Defizit = 0), das eAWS-System befindet sich im Ausgangszustand der Modellfolgsteuerung (in Tabelle 5.2 mit • gekennzeichnet), das SAD-System ist mit  $AM = 0$  und  $Sky_{Wank, SAD} = 0$  um wankbedämpfende Anteile reduziert. Zu dieser Referenzvariante werden alle Varianten relativ bewertet.

**Tabelle 5.2:** Varianten des dynamischen und stationären Wankverhaltens und deren Parametrierung

Variante dynamisch	eAWS-System	SAD-System	Defizit	$W_{DS,sum}$
	$W_{DS,ref}$	AM, $Sky_{Wank, SAD}$		
Variante 1 (Referenz)	•	0	0	•
Variante 2d	↘	0	0	↘
Variante 3d	•	1	0	↗
Variante 4d	↓	0	0	↓
Variante 5d	↗	0	1	↑
Variante 6d	↑	1	0	↑↑
stationär	$c_{\varphi,ref}$	AM, $Sky_{Wank, SAD}$		
Variante 1 (Referenz)	•	0	0	•
Variante 2s	↘	0	0	↘
Variante 3s	↓	0	0	↓
Variante 4s	↗	0	0	↗
Variante 5s	↑	0	0	↑

Der Untersuchungsraum des Wankverhaltens wird durch Ausnutzung der in Kapitel 3.2 gezeigten Freiheitsgrade dargestellt. Dies erfolgt zum einen durch Variation der kombinierten Wankdämpfung/-steifigkeit  $W_{DS,ref} = d_{\varphi,ref}, c_{\varphi,ref}$  der Modellfolgsteuerung, zum anderen durch Variation der SAD-Anteile (AM und  $Sky_{Wank, SAD}$ ) und der Defizitschnittstelle. Hieraus ergibt sich die summative, kombinierte Wankdämpfung/-steifigkeit  $W_{DS,sum}$  durch beide Systeme eAWS und SAD, die in Tabelle 5.2 qualitativ und für die einzelnen Varianten in Bewer-

tungsreihenfolge abgebildet ist.

Das Kriterium *stationäres Wankverhalten* wird auf Basis der Referenzvariante und vier weiterer, in Kapitel 4.3.3 vorgestellten Varianten analysiert, die auf einer Variation der Referenzwanksteifigkeit  $c_{\varphi,ref}$  beruhen. Tabelle 5.2 zeigt die qualitative Parametrierung und Bewertungsreihenfolge der Varianten. Das resultierende stationäre Wankverhalten entspricht dem in Abbildung 4.11 gezeigten Verlauf.

Tabelle 5.3 gibt die verwendeten Fahrmanöver für die Subjektivbewertung und für die Ermittlung der objektiven Kennwerte an. Die Subjektivbewertung erfolgt bei freier Fahrt. Im Sinne des verfolgten Konzepts bestmöglichen Matchings subjektiver und objektiver Bewertungsbasen wird den Expertenfahrern jedoch ein Zielbereich für Geschwindigkeit und Querbeschleunigung vorgegeben, der der Anregung der Objektivmanöver entspricht. Für Anwanken, wechselseitiges Wanken und Auswanken sind dies  $v_x = 100 \text{ km/h}$  und  $a_y \approx 6 \text{ m/s}^2$ . Für das stationäre Wanken gelten  $a_y \approx 8 \text{ m/s}^2$  und ein Radius analog zu Kapitel 4.3.3 in Höhe von  $R = 40 \text{ m}$ .

**Tabelle 5.3:** Verwendete Fahrmanöver für die Subjektivbeurteilung und für die objektiven Kennwerte

Kriterium	Subjektiv	Objektiv
Anwanken	Anwanken auf Gerade	Lenkradwinkelsprung nach ISO 7401
Wechselseitiges Wanken	Slalomfahrt auf Gerade	Sinuslenken nach ISO 7401 bis $f \approx 1,6 \text{ Hz}$
Auswanken	Zurücklenken auf Gerade	Zurücklenken nach Lenkradwinkelsprung
Stationäres Wanken	Fahrt auf Kreisbahn	Stationäre Kreisfahrt nach ISO 7401

### 5.1.3 Objektive Kennwerte

Als objektive Datenbasis wird vorab ein Kennwertkatalog generiert, der für jedes Kriterium gemäß Tabelle 5.3 spezifische Kennwerte enthält. Der verfolgte Ansatz beinhaltet die Betrachtung einer Vielzahl an Kennwerten aus der Literatur und neuer Kennwerte.

#### 5.1.3.1 Kennwerte der Domäne Anwanken

Die Domäne Anwanken wird mit dem Lenkradwinkelsprung objektiviert. Es werden die in ISO 7401 [116] genannten Kennwerte auf die Bewertung des Wankens hin adaptiert. Dies sind die Zeitverzögerungen  $T_{R,\varphi}$  und  $T_{\varphi,max}$ , die bezogene Überschwingweite  $U_{\varphi} = \frac{\varphi_{max} - \varphi_{stat}}{\varphi_{stat}}$  und der Verstärkungsfaktor  $V_{\varphi} = \frac{\dot{\varphi}_{stat}}{\delta_H}$ , ergänzt um Absolutwerte des Wankwinkels  $\varphi_{max}$  und  $\varphi_{stat}$  und der Wankrate  $\dot{\varphi}_{max}$  und  $\dot{\varphi}_{stat}$  (Abbildung I.1 in Anhang I). Auf Basis dieser Kennwerte finden im Rahmen dieser Arbeit neu entwickelte Kennwerte Einzug in den Kennwertkatalog. Beispiele hierfür sind die Zeitverzögerungen  $T_{\dot{\varphi}_{max} - \varphi_{max}}$  (Zeitverzug zwischen Wankratenmaximum und maximalem Wankwinkel) und  $T_{\dot{\varphi}_{max} - a_{y,max}}$  (Zeitverzug zwischen Wankratenmaximum und maximaler Querbeschleunigung) und die Verstärkungsfaktoren  $V_{\dot{\varphi} - a_y} = \frac{\dot{\varphi}_{max}}{a_{y,max}}$  und  $V_{\dot{\varphi} - a_{y,max}} = \max(\frac{\dot{\varphi}}{a_y})$ . Die Ermittlung der Kennwerte wird allgemein in Abbildung I.1 in Anhang I gezeigt.

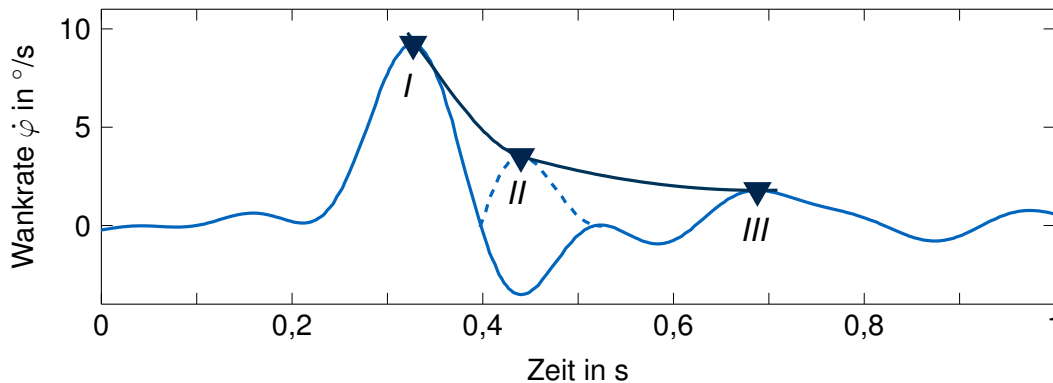
Der TB-Wert von Lincke et al. [163] als das Produkt von Gierraten-Peak-Response-Zeit  $T_{\dot{\psi}_{max}}$  und stationärem Schwimmwinkel  $\beta_{stat}$  weist nach Riedel [164, S. 15] einen „markanten Zusammenhang“ mit den Subjektivurteilen auf. Dies wird auch in [165, S. 279] und [166, S. 242] bestätigt. Analog dazu wird der neue Kennwert  $TB_{\dot{\varphi} - \varphi}$  eingeführt, der die Ansprechzeit der maximalen Wankrate  $T_{\dot{\varphi}_{max}}$  nach ISO 7401 [116] mit dem stationären Wankwinkel  $\varphi_{stat}$  kombiniert. Weil der adäquate Reiz der menschlichen Empfindung von Rotationsbewegungen die

Winkelbeschleunigung ist (Kapitel 5.2.2), wird gemäß dazu auch der Kennwert  $TB_{\dot{\psi}-\varphi}$  ausgewertet. Weiterhin erfolgt die Auswertung des Kennwerts  $TB_{\dot{\psi}-\varphi}$ , der die Gierraten-Peak-Response-Zeit  $T_{\dot{\psi}_{max}}$  mit dem stationären Wankwinkel  $\varphi_{stat}$  kombiniert und erstmals in [119] auf Basis von [120] genannt wird.

Ein weiterer Kennwert ist das Wankdämpfungsmaß  $D_{\dot{\varphi}}$ , das sich aus dem logarithmischen Dekrement benachbarter Amplituden und deren zeitlichen Abstand berechnet:

$$D_{\dot{\varphi},I} = \frac{\ln\left(\frac{\hat{\varphi}_I}{\hat{\varphi}_{II}}\right)}{t(\hat{\varphi}_{II}) - t(\hat{\varphi}_I)} \quad (5.1)$$

Dieser Kennwert beschreibt, wie schnell nach dem Anwankmanöver die Wankratenpeaks abklingen und wie groß das Amplitudenverhältnis derselben ist. Der Kennwert wird bereits in [9, S. 48] zur Beschreibung des Auswankverhaltens genannt.  $D_{\dot{\varphi},I}$  beschreibt dabei das Wankdämpfungsmaß des ersten ( $\hat{\varphi}_I$ ) auf den zweiten ( $\hat{\varphi}_{II}$ ) Wankratenpeak auf Basis der Differenz der dazugehörigen Zeitpunkte  $t(\hat{\varphi}_I)$  und  $t(\hat{\varphi}_{II})$ . Weitere Variationen umfassen die Auswertung vom ersten zum dritten (Bezeichner *II*) und vom zweiten zum dritten (Bezeichner *III*) Wankratenpeak (Abbildung 5.2).



**Abbildung 5.2:** Beispielhafter Verlauf der Wankrate nach dem Lenkradwinkelsprung und die für die Berechnung von  $D_{\dot{\varphi}}$  verwendeten diskreten Punkte

Die wichtigsten Kennwerte des Lenkradwinkelsprungs, die auf Korrelation mit dem Bewertungskriterium Anwanken untersucht werden, sind Tabelle K.1 in Anhang K zu entnehmen.

### 5.1.3.2 Kennwerte der Domäne wechselseitiges Wanken

Die Kennwerte des wechselseitigen Wankens werden aus dem Frequenzgang (Sinuslenken mit steigender Frequenz) gemäß ISO 7401 [116] gewonnen. Ergänzt werden diese durch den Kennwert Wankindex gemäß (2.4.2), der bei  $f = 0,5$  Hz nach Botev [7] und zusätzlich bei  $f = 0,75$  Hz des Frequenzgangs ausgewertet wird. Zusätzlich wird der Wankindex nicht nur anhand der Querschleunigung  $a_y$ , sondern auch durch Verwendung des Lenkradwinkels  $\delta_H$  berechnet [7, S. 65], nachfolgend mit  $WI_{\delta_H}$  bezeichnet.

Es werden Frequenzgänge für das Übertragungsverhalten von Lenkradwinkel zu Wankwinkel  $\frac{\varphi}{\delta_H}$ , Lenkradwinkel zu Wankrate  $\frac{\dot{\varphi}}{\delta_H}$ , Querschleunigung zu Wankwinkel  $\frac{\varphi}{a_y}$  und Querschleunigung zu Wankrate  $\frac{\dot{\varphi}}{a_y}$  ausgewertet, um alle Charakteristika des Wankverhaltens abzubilden. Die ermittelten Kennwerte generieren sich aus diskreten Punkten im jeweiligen Frequenzgang. Beispiele für  $\frac{\varphi}{\delta_H}$  sind die maximale bzw. minimale Amplitudenverstärkung

$\left(\frac{\varphi}{\delta_H}\right)_{max/min} = V_{\varphi-\delta_H,max/min}$ , die maximale oder minimale Phase  $\phi_{max/min}$ , die Frequenz an der maximalen bzw. minimalen Amplitudenverstärkung  $f(V_{\varphi-\delta_H,max/min})$  oder Phase  $f(\phi_{max/min})$ . Die Größen für  $\dot{\varphi}$  bzw.  $a_y$  ergeben sich analog dazu. Ergänzt werden diese Kennwerte um die ausschließlich für  $\frac{\varphi}{\delta_H}$  ausgewerteten Kennwerte Frequenz bei  $-45^\circ$  Phasenabfall  $f(\phi = -45^\circ)$ , deren Ermittlung in Abbildung J.1 in Anhang J

abgebildet ist. Weitere Größen sind die äquivalente Verzögerungszeit von Weir und DiMarco [167]  $T_{eq}$ , die analog zu [120] in [119] auf den Wankwinkel adaptiert wird ( $T_{eq,\varphi} = \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot f(\phi = -45^\circ)}$ ) und der von Henze [168] eingeführte und die äquivalente Verzögerungszeit mit dem stationären Verstärkungsfaktor kombinierende Kennwert, der ebenfalls auf  $\frac{\varphi}{\delta_H}$  angewendet wird:  $\frac{V_{\varphi,stat}}{T_{eq,\varphi}}$ . Tabelle K.2 in Anhang K listet die Kennwerte des Frequenzgangs auf.

### 5.1.3.3 Kennwerte der Domäne Auswanken und stationäres Wanken

Für die objektive Bewertung der Domänen Auswanken und stationäres Wanken findet nur eine geringere Anzahl an Kennwerten Anwendung. Das Ausschwingverhalten resultiert maßgeblich aus dem Aufbaudämpfungsmaß. Letzteres wird mit dem in Kapitel 5.1.3.1 vorgestellten Wankdämpfungsmaß  $D_{\dot{\varphi},I/II/III}$  beschrieben. Zusätzlich werden vereinzelte Kennwerte des Anwankens ebenfalls auf Eignung zur Erklärung des Fahrerurteils zum Auswanken untersucht.

Zur Beschreibung des stationären Wankverhaltens wird der etablierte Kennwert Wankwinkelgradient WWG aus Kapitel 2.4.2 verwendet.

### 5.1.4 Statistische Auswertung

Kapitel 2.4.1 führte bereits kurz in die statistischen Auswerteverfahren bei Objektivierungsarbeiten ein. In der Literatur besteht weiterhin Uneinigkeit bezüglich der Sinnhaftigkeit der Anwendung linearer, quadratischer oder gar kubischer Regressionen. Auch multiple Regressionen werden häufig verwendet, die wiederum sowohl lineare als auch höherwertige Ordnungen der Prädiktoren (Kennwerte) und Regressoren enthalten können. Viele Autoren von Objektivierungsstudien nutzen für die statistische Auswertung ihrer Studien jedoch keine nichtlinearen Analysemethoden, sondern führen diese ausschließlich auf Basis linearer korrelativer Zusammenhänge durch. Begründet wird dies damit, dass

- eine nichtlineare Betrachtung kein besseres Ergebnis als eine lineare Betrachtung geliefert hat [169, S. 54]
- der Auswerteaufwand für die Suche nach nichtlinearen Zusammenhängen zu groß gewesen wäre [164, S. 113]
- keine stark nichtlinearen Zusammenhänge zwischen den zu vergleichenden Größen aufgetreten sind und gefundene nichtlineare Zusammenhänge aus technischer Sicht hinterfragt werden müssten [123, S. 84]
- aufgrund der begrenzten zur Verfügung stehenden Anzahl von Datenpunkten jede mathematische Verbindung zwischen Fahrerurteil und Messgrößen einfach sein muss, um die Allgemeingültigkeit der Ergebnisse nicht einzuschränken [8, S. 127]
- nichtlineare Beziehungen eine eingeschränkte Interpretierbarkeit aufwendigerer statistischer Methoden mit sich bringen [83, S. 41]

Die Vielzahl oben genannter Argumentationen einzelner Autoren zur Wahl nur linearer Analysen rechtfertigt nicht a priori den kategorischen Ausschluss von Untersuchungen auf nichtlineare oder multiple Zusammenhänge in vorliegender Studie. Der Beurteilungsprozess des Fahrers beruht jedoch auf einfachen Wirkzusammenhängen. Daher werden gemäß des in Kapitel 3.3 vorgestellten Objektivierungskonzepts neben Korrelationen mit linearen Prädiktoren (Kennwerte) auch quadrierte Prädiktoren untersucht. Vereinzelt werden hoch korrelierende Kennwerte anschließend durch lineare multiple Regressionen kombiniert. Aufgrund der genannten einfachen Wirkzusammenhänge des Bewertungsprozesses des Fahrers werden der Grad der darin enthaltenen Prädiktoren nur für den linearen Fall zugelassen und die Anzahl kombinierter Prädiktoren in der Regressionsgleichung auf zwei limitiert. Eine Korrelation bzw. Regression wird dann als signifikant angenommen, wenn mit einer Irrtumswahrscheinlichkeit  $p < 0,05$  die überprüfte Hypothese, dass kein Zusammenhang zwischen Subjektivurteil und Regression besteht, abgelehnt werden kann.

## 5.2 Empfindungsmodell Wanken

Während der Fahrzeugführung wird der Körper des Fahrers um alle drei Raumachsen translatorisch und rotatorisch angeregt. Die Physiologie des Menschen sieht vor, Informationen, die zu Bewegungs- und Lageempfindungen führen, maßgeblich aus den Vestibularorganen (Gleichgewichtsorgane) des Innenohrs zu generieren [130, S. 337]. Diese werden durch Informationen aus dem visuellen und dem propriozeptiven System ergänzt und im zentralen Nervensystem fusioniert. Dies gilt dementsprechend auch für die Wahrnehmung der Wankbewegung, wobei [79, S. 35] angibt, dass die Wankbewegung des Fahrzeugaufbaus stärker durch den kinästhetischen Apparat und das Gieren eher durch den visuellen Sinneseindruck wahrgenommen wird.

Die Empfindung über die Lage oder die Beugung einzelner Körperteile findet durch die Propriozeption (Stellungssinn) anhand propriozeptiver Afferenzen der Muskelspindeln am Körper statt. Die Muskelspindeln an der Nackenmuskulatur sind maßgeblich daran beteiligt, die Empfindung der Kopfbewegung im Raum zu ermöglichen [130, S. 162]. Die Lage und Dynamik des Fahrerkopfes als menschliches Sensorcluster hat wesentlichen Einfluss auf die Subjektivbewertung und wird daher vielfach beforscht [170–172]. Kapitel 5.2.1 stellt die in dieser Arbeit verwendete Modellierung vor.

Erst die Kombination aller Sinneseindrücke ermöglicht dem Menschen eine Schlussfolgerung auf die Körpereigenbewegung und -lage. Durch partielle Redundanz der einzelnen Informationskanäle ist jedoch auch eine Lage- und Bewegungseinschätzung bei reduzierter Sensorverfügbarkeit kompensatorisch möglich [130, S. 337]. Beispiele sind die Lageempfindung der Gliedmaßen im Dunkeln rein durch Propriozeption oder ein möglicher aufrechter Gang im Dunkeln rein durch Vestibularinformationen.

Durch Modellierung der für das Wankverhalten maßgeblichen Empfindungsvorgänge soll untersucht werden, ob eine bessere Erklärung des Fahrerurteils ermöglicht wird. Es wird dazu ein *Empfindungsmodell Wanken* implementiert, das die Messwerte als Basis der objektiven Kennwerte in einem ersten Schritt in das Kopfkoordinatensystem des Fahrers transformiert. Anschließend werden diese durch Übertragungsfunktionen der vestibulären Wahrnehmung des Bogengang- und Makulaorgans und der visuellen Wahrnehmung durch den Sehapparat um menschliche Empfindungseffekte korrigiert. Abbildung 5.3 zeigt die Struktur des Empfindungsmodells Wanken. Dieses enthält mit den genannten vestibulären und visuellen Modelanteilen die von Tomaske [173] identifizierten, an der Fahraufgabe beteiligten Sinnesorgane zur Wahrnehmung des Wankens. Nachfolgend werden die Koordinatentransformation und die Übertragungsfunktionen des Vestibularorgans diskutiert und die Fusion mit dem Sehsinn beschrieben.

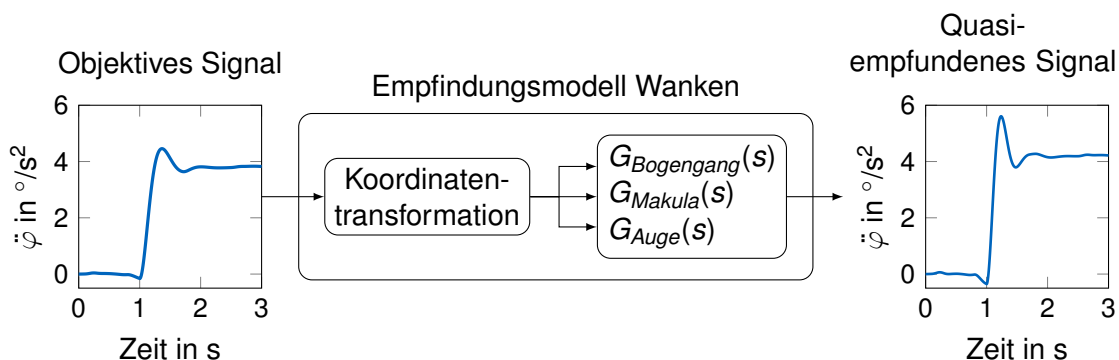


Abbildung 5.3: Struktur des Empfindungsmodells Wanken [147, S. 18]

### 5.2.1 Transformation in das Kopfkoordinatensystem des Fahrers

Gemäß des in Kapitel 3.3 vorgestellten Konzepts größtmöglichen Matchings der subjektiven und objektiven Bewertungsbasen wird vor der statistischen Auswertung der Subjektiv-



und Objektivdaten eine Transformation der Messdaten in das Kopfkoordinatensystem des Fahrers vollzogen. Translationsbeschleunigungen und -geschwindigkeiten im Fahrerkopfkoordinatensystem weichen, verursacht durch den Ortsvektor vom Fahrzeugschwerpunkt zur Kopfmitte  $\vec{r}_{Kopf}$  und Rotationsbeschleunigungen aus Gieren, Nicken und Wanken, von den objektiven Messungen im Schwerpunkt ab. Die Subjektivbewertung des Fahrers basiert folglich auf anderen Beschleunigungseinträgen im Vergleich zu den im Schwerpunkt ermittelten objektiven Kennwerten, das auch von Wolf [158] genannt wird. Eine Korrektur der objektiven Messdaten durch Transformation in das Kopfkoordinatensystem ist daher zielführend [83, S.72]. Die Umrechnung der Bewegungsgrößen ist Gegenstand allgemeiner Kinematikzusammenhänge [174, S. 175ff.]:

$$\begin{pmatrix} a_{x,Kopf} \\ a_{y,Kopf} \\ a_{z,Kopf} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} a_{x,SP} \\ a_{y,SP} \\ a_{z,SP} \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} \ddot{\varphi} \\ \ddot{\theta} \\ \ddot{\psi} \end{pmatrix} \times \begin{pmatrix} r_{x,Kopf} \\ r_{y,Kopf} \\ r_{z,Kopf} \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} \dot{\varphi} \\ \dot{\theta} \\ \dot{\psi} \end{pmatrix} \times \left[ \begin{pmatrix} \dot{\varphi} \\ \dot{\theta} \\ \dot{\psi} \end{pmatrix} \times \begin{pmatrix} r_{x,Kopf} \\ r_{y,Kopf} \\ r_{z,Kopf} \end{pmatrix} \right] \quad (5.2)$$

Der Ortsvektor der Fahrerkopfposition vom Fahrzeugschwerpunkt  $\vec{r}_{Kopf}$  lässt sich durch Verwendung kinematischer Rotationsmatrizen beschreiben. Der Punkt H ist dabei der Abknickpunkt des Halses. Dieser rotiert mit dem Fahrzeugaufbau und wird vereinfachend fahrzeugfest angenommen.  $r_{z,H}$  beschreibt den als konstant angenommenen vertikalen Abstand vom Punkt H zum Kopfmittelpunkt. Zum statischen Streckenanteil  $r_{xyz,SP-H}$  wird der vom Kopfbeugewinkel abhängige Anteil, der die individuelle Kopfdynamik als Funktion des Kopfwank- und -nickwinkels beschreibt, addiert. Daraus ergibt sich Gleichung (5.3)

$$\begin{pmatrix} r_{x,Kopf} \\ r_{y,Kopf} \\ r_{z,Kopf} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} r_{x,SP-H} \\ r_{y,SP-H} \\ r_{z,SP-H} \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} r_{z,H} \cdot \sin(\vartheta_{Kopf}) \\ -r_{z,H} \cdot \cos(\vartheta_{Kopf}) \cdot \sin(\varphi_{Kopf}) \\ r_{z,H} \cdot \cos(\varphi_{Kopf}) \cdot \cos(\vartheta_{Kopf}) \end{pmatrix} \quad (5.3)$$

Durch Kenntnis der antropometrischen und physiologischen Eigenschaften des Menschen kann der Ortsvektor individuell identifiziert werden. Eine vereinfachte Modellierung ist durch ein Ersatzsystem aus Feder, Masse und Dämpfer pro Rotationsrichtung und folglich einer Differentialgleichung zweiter Ordnung leistbar ([83, S. 74], [175, S. 312]). Alternativ kann die individuelle Kopfdynamik durch die Kombination eines CAD-Mensch-modells (z.B. durch RAMSIS, ein CAD-Menschmodell zur Analyse ergonomischer Auslegungskriterien [176]) und eines MKS-Kopf-Nackenmodells (z.B. durch ein alaska / Dynamicus-Modell [177]) numerisch berechnet werden. Der Aufbau solcher komplexer Kopfmodelle und die Anwendung in einer einfachen Auswerterroutine innerhalb des Auswerteprozesses von Subjektivbewertungen ist im Rahmen täglicher Abstimmfahrten jedoch nur begrenzt möglich.

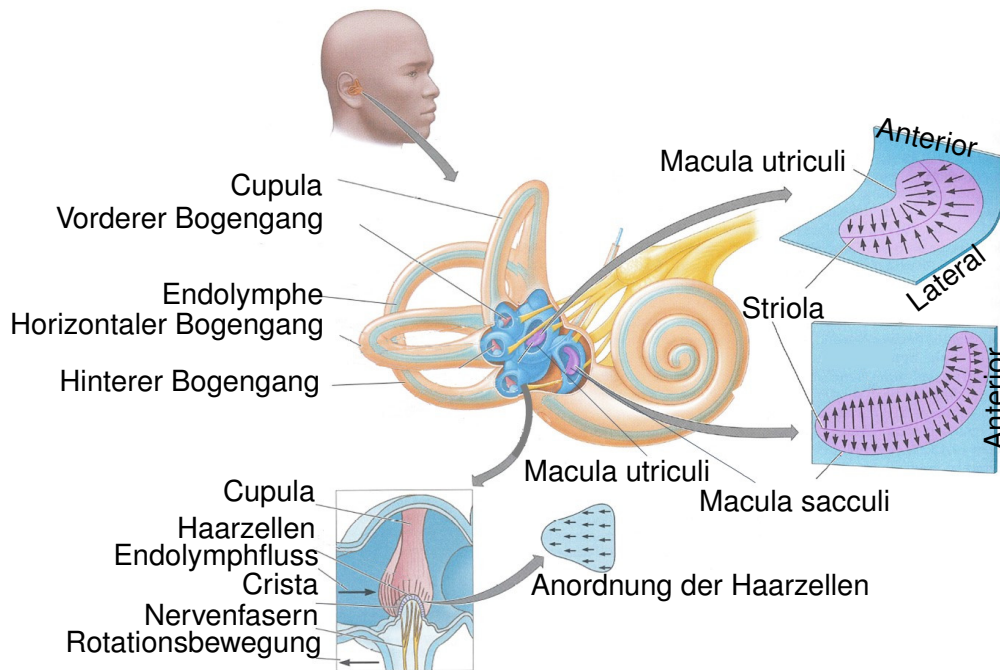
Die Beschreibung der Kopfdynamik anhand einer parametrierbaren Differentialgleichung ist im Gegensatz dazu auch im Abstimmalltag leistbar. Die Verwendung einer nicht-interindividuellen Modellierung wie in [83, S. 73], das heißt einer nicht auf den Probanden zugeschnittenen Beschreibung, sondern einer über alle Probanden gemittelten Dynamik, ist dabei jedoch in Frage zu stellen, weil jedem Probandenurteil damit die gleiche Kopfdynamik als Randbedingung der Empfindung unterlagert wird. Die damit induzierte Unschärfe kann Beziehungen zwischen Fahrerurteil und Fahrzeugbewegung folglich unzulässig verfälschen. Eine Vorabstudie innerhalb dieser Arbeit (Anhang L) untersuchte in diesem Kontext, ob ein Zusammenhang zwischen physiologischen Parametern, wie bspw. Kopfmasse, Halslänge und Körpergröße, und der charakteristischen Kopfbewegung des Probanden bei Wankbewegungen unter Kurvenfahrt identifizierbar ist, um damit eine individuelle Bedatung einer Kopf-

wankdifferentialgleichung zu untersuchen. Zu diesem Zweck wurde mit 11 Normalfahrern eine Studie in einem zweiten Versuchsfahrzeug ähnlicher Bauart bei variiertem Wankverhalten durchgeführt. Die Probanden wurden dazu eingangs vermessen, im Anschluss absolvierten sie Fahraufgaben mit Kurvendurchfahrten bis  $a_y = 6 \text{ m/s}^2$ . Die Kopfbewegungen der Probanden wurden dabei mit einem infrarot- und videobasierten System aufgezeichnet. Die Auswertung ergab, dass signifikante Korrelationen zwischen den vermessenen physiologischen Parametern und dem Kopfwankwinkel bzw. der Kopfwankwinkelgeschwindigkeit nur vereinzelt und nicht über alle Probanden hinweg identifiziert werden konnten. Eine einfache, nicht-interindividuelle Modellierung der Kopfdynamik, wie in [83, S. 73] verwendet, ist folglich aufgrund der beobachteten großen Unterschiede zwischen den Probanden nicht zielführend. Ob eine interindividuelle Bedatung der Differentialgleichung auf Basis einfach messbarer physiologischer Parameter hingegen möglich ist, konnte anhand der Ergebnisse der Vorabstudie nicht identifiziert werden. Weitergehende Untersuchungen mit größerem Probandenkollektiv können hier unter Umständen signifikante Ergebnisse liefern. Aus genannten Gründen muss daher im Nachfolgenden auf eine Beschreibung des dynamischen Anteils des Ortsvektors verzichtet werden, um eine Verfälschung der Objektivdaten auszuschließen. Es wird folglich nur eine Koordinatentransformation der Messdaten in das Kopfkoordinatensystem gemäß Gleichung (5.3) vollzogen.

### 5.2.2 Übertragungsfunktionen der Bogengänge

Das Vestibularorgan befindet sich im Labyrinth des Innenohres (Abbildung 5.4). Es besteht neben den zwei Makulaorganen aus drei Bogengangorganen pro Seite (*vorderer*, *hinterer* und *horizontaler Bogengang*), die nahezu senkrecht zueinander stehen und Rotationsbeschleunigungen des Kopfes um die drei Raumachsen sensieren. Jeder Bogengang enthält eine Flüssigkeit, die *Endolymphe*, und besitzt eine den Bogen unterbrechende gallertige Masse, die sogenannte *Cupula*. Wird der Bogengang einer seiner Orientierung entsprechenden Rotationsbeschleunigung ausgesetzt, wird die Endolymphe beschleunigt. Aufgrund ihrer Trägheit geschieht dies verzögert. Die Flüssigkeitssäule stützt sich an der Cupula ab, die dadurch einseitig ausgelenkt wird. Die in die Cupula ragenden Stereozilien (Haarzellen) scheren dadurch ab und verursachen eine Stimulation bzw. Entladung der afferenten Nervenfasern des Bogengangs. Eine detailliertere Beschreibung der Physiologie des Vestibularorgans und dieses Vorgangs ist in [130; 178] zu finden. Steinhausen [179] untersucht erstmals das genaue Verhalten der Cupulaauslenkung auf Rotationsbeschleunigung und schlägt eine Beschreibung anhand einer Differentialgleichung zweiter Ordnung eines überdämpften Torsionspendels vor. Van Egmond [180, S. 2] identifiziert durch Versuche mit Probanden auf Drehstühlen die Parameter dieser Differentialgleichung, wodurch eine erste Beschreibung der Dynamik der Endolymphe bzw. der Verformung der Cupula gelingt. Weitergehende Untersuchungen identifizieren eine Adaption des Empfindungsreizes bei andauerndem Reiz, Bogengangneuronen reagieren somit phasisch [181, S. 26]. Young et al. [182] und Malcolm et al. [183] führen darauf aufbauend einen Adaptionsterm ein, der mit der Übertragungsfunktion der Cupulaauslenkung kombiniert wird und eine Zeitkonstante  $\tau_A = 80 \text{ s}$  aufweist. Dieser Term adressiert das adaptive Reizverhalten bei Langzeitstimulation oder niederfrequenter Reize. Besonders zu erwähnen sind die Ergebnisse von Fernández und Goldberg aus dem Jahre 1971 [128; 184; 185]. Diesen gelingt die Aufzeichnung der Entladungsrate afferenter Nervenzellen unter Rotations- und Längsbeschleunigungen bei Totenkopffaffen (*Saimiri sciureus*) zwischen 0,006 und 8,0 Hz bzw. 0,006 und 2,0 Hz. Dadurch ist eine Beschreibung des Antwortverhaltens von Axonen im vestibulären Nerv (Nervenzellenfortsätze, die die Bogengänge und auch die Otolithen innervieren) möglich. Die identifizierte Übertragungsfunktion des Bogengangorgans auf Basis der vorangegangenen Ergebnisse lautet [128; 184; 185]:

$$G_B(s) = K \cdot H_A(s) \cdot H_{TP}(s) \cdot H_L(s) = K \cdot \frac{\tau_{AS}}{1 + \tau_{AS}s} \cdot \frac{1}{(1 + \tau_1 s)(1 + \tau_2 s)} \cdot (1 + \tau_L s) \quad (5.4)$$



**Abbildung 5.4:** Aufbau des Gleichgewichtsorgans, basierend auf [178, S. 354 & S. 364]

Das Adaptionsglied  $H_A$  bewirkt ein Vorauseilen der Phase bei niedrigen Frequenzen.  $H_{TP}$  entspricht der Transferfunktion für die Modellierung des Torsionspendels der Cupulaauslenkung. Der Lead-Term  $H_L$  bewirkt ein Vorauseilen der Phase und eine Anhebung der Amplitude bei hohen Frequenzen und reduziert damit die Abweichungen des Torsionspendelmodells vom real gemessenen Entladungsverhalten [128, S. 665].

Die Langzeit-Zeitkonstante  $\tau_1$  und Kurzzeit-Zeitkonstante  $\tau_2$  der auf zwei PT1-Gliedern basierenden Übertragungsfunktion des Torsionspendels  $H_{TP}$  beschreiben das nieder- und hochfrequente Antwortverhalten der Cupulaauslenkung auf Rotationsbeschleunigung und sind von der Trägheit der Endolymphe und der Cupula, der viskosen Dämpfung der Endolymphe und der Steifigkeit der Cupula abhängig [186, S. 94].

Fernández et al. [128, S. 665ff.] identifizieren zudem ein integratives Verhalten der Bogengangsneuronen mit einer proportionalen Entladungsrates zur Rotationsgeschwindigkeit im Frequenzbereich bis 1,0 Hz, das auch in [187, S. 29] und [188, S. 251] bestätigt wird. Dies liegt in der Phasenlage des Übertragungsverhaltens begründet, die in diesem Frequenzbereich nahe des Werts  $-90^\circ$  liegt und somit phasenbezogen dem Integral der Rotationsbeschleunigung ähnelt. Der adäquate Reiz des Bogengangorgans ist jedoch entgegen der vereinzelt in der Literatur gemachten Annahme die Rotationsbeschleunigung. Im analysierten Frequenzbereich der Wankdynamik ähnelt das quasi-empfundene Signal der Wankbeschleunigung lediglich dem Verlauf der Wankrate.

Die weiteren in der Literatur genannten Übertragungsfunktionen basieren alle auf den Ergebnissen genannter Autoren. Unterschiede ergeben sich im analysierten Frequenzbereich, in den identifizierten Parametern und der Anwendung des Adaptionsterms, des Lead-Terms und der Ordnung von  $H_{TP}$ . [189, S. 44] vernachlässigt bspw. den Adaptionsterm, weil die von ihm untersuchte Domäne der menschlichen Flugregelung nur Regelaufgaben zwischen 0,1 und 3 Hz beinhaltet, der Adaptionsterm aber bzgl. Amplitude und Phase erst ab Frequenzen unterhalb von  $f = 0,0125$  Hz einen langsam einsetzenden Adaptionseffekt erzielt [190, S. 3]. Wentink [112, S. 4] vernachlässigt zusätzlich das zweite PT1-Glied von  $H_{TP}$ , weil die Zeitkonstante  $\tau_2$  äußerst gering ist und Auswirkungen auf das Eingangssignal für den analysierten Frequenzbereich einer menschlichen Regelaufgabe daher vernachlässigbar sind. Telban et

**Tabelle 5.4:** Übertragungsfunktionen und deren Parameter des Bogengangorgans in der Literatur

<b>Autor</b>	<b><math>G_B(s)</math></b>	<b><math>\tau_1</math> in s</b>	<b><math>\tau_2</math> in s</b>	<b><math>\tau_L</math> in s</b>	<b><math>\tau_A</math> in s</b>	<b><math>K</math> in <math>s^2/^\circ</math></b>
Van Egmond 1949 [180]	$\frac{1}{(1+\tau_1 s)(1+\tau_2 s)}$	10,0 s	0,1 s	-	-	-
Fernández 1971 [128]	$K \frac{\tau_A s}{1+\tau_A s} \frac{1+\tau_L s}{(1+\tau_1 s)(1+\tau_2 s)}$	5,7 s	0,003 s	0,049 s	80,0 s	5,73
Hosman 1980 [191]	$K \frac{1+\tau_L s}{(1+\tau_1 s)}$	5,924 s	-	0,1097 s	-	n. a.
Hosman 1996 [189]	$K \frac{1+\tau_L s}{(1+\tau_1 s)(1+\tau_2 s)}$	5,9 s	0,005 s	0,11 s	-	2
Telban 2005a [187]	$K \frac{\tau_A s}{1+\tau_A s} \frac{s(1+\tau_L s)}{(1+\tau_1 s)(1+\tau_2 s)}$	5,73 s	0,005 s	0,06 s	80,0 s	5,73
Telban 2005b [187]	$K \frac{\tau_A s}{1+\tau_A s} \frac{s}{(1+\tau_1 s)}$	5,73 s	-	-	80,0 s	5,73
Wentink 2006 [112]	$K \frac{1+\tau_L s}{(1+\tau_1 s)}$	5,9 s	-	0,11 s	-	5,9
Schimmel 2010 [83]	$K \frac{\tau_A s}{1+\tau_A s} \frac{1+\tau_L s}{(1+\tau_1 s)}$	5,9 s	-	0,11 s	80,0 s	5,9
Soyka 2012 [186]	$K \frac{s(1+\tau_L s)}{(1+\tau_1 s)(1+\tau_2 s)}$	2,16 s	0,005	0,014 s	-	2,04

al. [187, S. 30] gehen einen Schritt weiter als Wentink und eliminieren zusätzlich den Lead-Term  $H_L$  und die Kurzzeit-Zeitkonstante  $\tau_2$ , weil diese erst ab über 10 Hz Auswirkungen zeigen. Schimmel [83, S. 80] hingegen ergänzt die Übertragungsfunktion von Wentink wiederum mit dem Adaptionsterm, ohne jedoch niederfrequente Anregungen zu untersuchen, bei denen der Adaptionsterm einen wesentlichen Effekt erzielt.

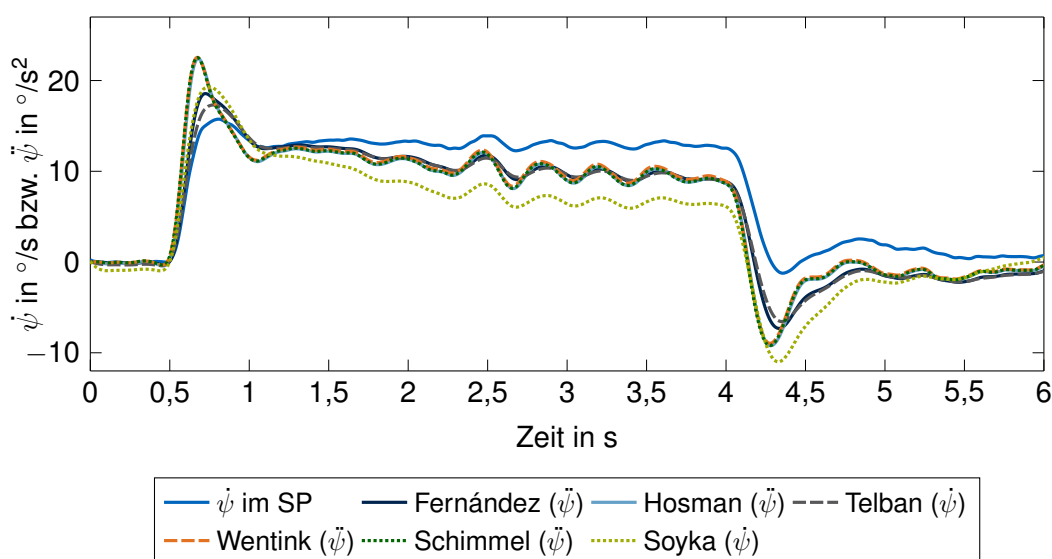
Tabelle 5.4 zeigt einen Ausschnitt über die Herkunft und Verwendung der relevanten in der Literatur genannten Übertragungsfunktionen für das Bogengangorgan. Eine Besonderheit stellen die Übertragungsfunktionen von Telban et al. [187, S. 30] und Soyka [186, S. 94] dar, weil diese nicht die Rotationsbeschleunigung, sondern die Rotationsgeschwindigkeit als Eingang nutzen (zusätzliches  $s$  im Zähler der Übertragungsfunktion). Telban et al. begründen dies mit dem integrativen Verhalten der Bogengangneuronen, Soyka mit Rotationsgeschwindigkeiten als Reizmuster seiner Untersuchungen. Da der physiologisch korrekte Reiz der Bogengänge jedoch die Rotationsbeschleunigung

Über die Werte der Vorfaktoren bzw. Verstärkungsfaktoren  $K$  herrschen unterschiedliche Aussagen. Fernández et al. [128, S. 667] identifiziert diesen zu 5,73, Zacharias [192] nennt, dass dieser zahlenseitig mit der Zeitkonstante  $\tau_1$  gleichzusetzen ist. Hosman [191], der den Vorfaktor als Verhältnis zwischen Änderung der neuronalen Entladungsrate pro Cupulaauslenkung definiert, konnte diesen nicht identifizieren, Wentink und Schimmel [83; 112] wiederum normieren den Vorfaktor auf das Integral des Eingangssignals. Bis auf die genannten Werte von [189; 193] liegen alle  $K$ -Werte im Bereich um den Zahlenwert 6. Es wird vermutet, dass eine Abhängigkeit des verwendeten  $K$ -Werts vom untersuchten Reizmuster vorliegt, weil jede Untersuchung bis auf die von Soyka [193] Sinusanregungen nutzt und dementsprechend auf diese Anregung den  $K$ -Wert hin adaptiert. Soyka untersucht neben Sinus-Inputs auch Trapez- und Dreiecksignale und kommt damit näher an die stochastischen Reizmuster heran, denen ein Fahrer während einer Fahraufgabe ausgesetzt ist.

Der Vorfaktor  $K$  wird im vorliegenden Fall simulativ durch Fitting des quasi-empfundene[n] Signals am Empfindungsmodellausgang auf ein koordinatentransformiertes Messsignal am Modelleingang eines Lenkradwinkelsprungs identifiziert. Ausschlaggebend hierfür ist der Wertebereich nach dem Maximalwert des quasi-empfundene[n] Signals vor der einsetzende[n] Adaption. Es wird ein Zeitbereich von 1 s als Fittingfenster genutzt und für die Gierbeschleunigung vollzogen, weil eine quasi-stationäre Wankrate nicht darstellbar ist. Dieser Wert wird dann analog auf das Wankbeschleunigungssignal angewendet.

Zur Darstellung der instationären und stationären Effekte der einzelnen Modelle zeigt Abbildung 5.5 beispielhaft das Gierratensignal im Schwerpunkt eines Lenkradwinkelsprungs und die durch die Bogengang-Übertragungsfunktionen aus Tabelle 5.4 adaptierten Verläufe von  $\psi$  und  $\dot{\psi}$  (siehe Anhang M für  $\dot{\varphi}$  und  $\ddot{\varphi}$ ). Zu sehen ist, dass auch die auf dem adäquaten Reiz in Form der Gierbeschleunigung basierenden Verläufe (mit  $\ddot{\psi}$ ) in der Legende von Abbildung 5.5 gekennzeichnet) dem der Gierrate im Schwerpunkt ähneln (genanntes integratives Verhalten). Bei allen Übertragungsfunktionen resultiert sowohl ein größerer Überschwinger wie beim Signal im Schwerpunkt als auch ein Abfall der Amplitude über dem Stationärbereich. Die Modelle adressieren damit die Empfindung des Menschen, die aufgrund der erläuterten Physiologie des Vestibularorgans von der Schwerpunktmessung abweichen. Unterschiede ergeben sich in der Höhe der Amplitude, der Antizipation (positive Phase mit Verschiebung des Gierratensmaximums nach links) und der Intensität der Adaption. Geringe Unterschiede ergeben sich bei Vergleich von Hosman, Wentink und Schimmel. Wentink verwendet die einfachste Übertragungsfunktion. Hosman fügt die Kurzzeitkonstante  $\tau_2$  hinzu wie auch Fernández [128], Schimmel zusätzlich den Adaptionsterm mit  $\tau_A$ . Letzt genannter spielt für die Analyse des Wankverhaltens zwischen 0,6 Hz und 30 Hz jedoch keine Rolle. Soyka identifiziert seine Parameter nur für die Beschreibung von Wahrnehmungsschwellen bei deutlich geringeren Amplituden, daher scheidet sein Modell ebenfalls für die weitere Analyse zur Integration in das Empfindungsmodell aus.

Als drei mögliche Varianten der Modellierung der Dynamik des Bogengangorgans werden die Übertragungsfunktionen von Fernández [128], Wentink [112] und Telban [187] in das Empfindungsmodell als Parallelzweige integriert. Die Effekte jener auf die Varianzaufklärung der Fahrerurteile werden nachfolgend separat diskutiert und der rein objektiven Beschreibung gegenübergestellt.



**Abbildung 5.5:** Gierrate und Gierbeschleunigung ohne und mit Anwendung der Übertragungsfunktionen der Bogengangdynamik bei einem Lenkradwinkelsprung

### 5.2.3 Übertragungsfunktionen der Makulaorgane

Die Makulaorgane (Abbildung 5.4) sensieren Längsbeschleunigungen und sind pro Vestibularorgan (folglich pro Ohr) zwei mal vorhanden (*Macula utriculi* und *Macula sacculi*). Beide Makulaorgane enthalten wie die Bogengänge Sinneshärchen, die in einer gallertigen Masse enden, die winzige Kalziumkarbonatkristalle enthält (*Statokonien*) und mikroskopisch betrachtet wie kleine Steine aussehen (Lithen). Daher wird die Gallertmasse im Makulaorgan auch Otolithenmembran genannt. Diese Membran wird durch Streifen (Striola) in zwei annähernd große Teile getrennt. Im Sacculus sind die Sinneshärchen in Gegenrichtung der Striola polarisiert, beim Utrikulus in Richtung der Striola [194, S. 133]. Die Dichte der Otolithenmembran ist im Vergleich zu der sie umgebenden Endolymphe ca. drei mal größer. Bei Translationsbeschleunigungen findet durch die Trägheit eine Abscherung der Stereozilien statt mit einer zur Auslenkung proportionalen Reizung der Haarzellen. Aufgrund der nicht einheitlichen Ausrichtung der Stereozilien findet eine dreidimensionale Auflösung von Translationsbeschleunigungen statt.

Die Dynamik des Makulaorgans ist von der des Bogengangorgans zu unterscheiden. Neben dem grundsätzlich verschiedenen Aufbau existieren zudem reguläre, irreguläre und intermediäre Otolithenneuronen. Erste besitzen einen Anteil von 69,9%, irreguläre von 24,5%. Die intermediären Otolithen besitzen einen Anteil von 5,6% [181, S. 20] und werden aufgrund ihres geringen Anteils zumeist vernachlässigt. Unterschiede zwischen diesen Gruppen ergeben sich in der Sinnesadaption, wobei irreguläre Otolithen tonisch-phasisches (proportional-adaptives), reguläre Otolithen nahezu ideal tonisches (proportionales) Verhalten zeigen. Einen aktuellen Überblick über publizierte Übertragungsfunktionen und deren Parameter gibt Nash [131, S. 97]. Hierbei fehlt die identifizierte Übertragungsfunktion von Fernández et al. [195, S. 1002], die sowohl tonisches als auch tonisch-phasisches Verhalten der regulären und irregulären Otolithen adressiert:

$$G_M(s) = \frac{1 + k_a \tau_{AS}}{1 + \tau_{AS}} \cdot \frac{1 + k_V (\tau_V s)^{k_V}}{(1 + \tau_1 s)} \quad (5.5)$$

Der tonische Adaptionsterm wird mit einem Term zur geschwindigkeitsabhängigen Anhebung der Amplitude und Phase kombiniert, die typisch für irreguläre Otolithen ist und durch einen gebrochenen Exponenten dargestellt wird. Aufgrund der Komplexität dieser exponentiellen Darstellung in der praktischen Anwendung hat sich eine vereinfachte Übertragungsfunktion auf Basis der Ergebnisse von Young et al. [196, S. 365] etabliert, auf der die meisten neueren Publikationen basieren:

$$G_M(s) = K \cdot \frac{1 + \tau_{NS}}{(1 + \tau_1 s)(1 + \tau_2 s)} \quad (5.6)$$

Für die Beurteilung der Wankdynamik spielt im Wesentlichen die Empfindung von Rotationsbeschleunigungen eine Rolle. Translationsbeschleunigungen in Quer- und auch Vertikalrichtung treten dabei mit auf, sind jedoch nicht Untersuchungsgegenstand dieser Arbeit. Die Wahl der in das Empfindungsmodell Wanken zu integrierenden Übertragungsfunktion wird daher auf Basis der Literatur [131; 187; 189; 191–193; 195; 197; 198] und der Analyse des Zeitschriebs der Makulaübertragungsfunktionen analog zu Abbildung 5.5 geleistet (Anhang N). Dort ist zu sehen, dass auch die Querbeschleunigung vestibulär mit einem deutlichen Überschwinger wahrgenommen wird. Das liegt im Übertragungsverhalten des Makulaorgans und am Bezugspunkt im Kopfkoordinatensystem begründet, wie in Kapitel 5.2.1 erläutert. Tabelle 5.5 beschreibt die Übertragungsfunktionen einzelner Autoren. Die von Schimmel [83] verwendete Übertragungsfunktion basiert auf der von Wentink [112], allerdings um den Adaptionsterm von Fernández aus (5.5) ergänzt, der zwischen regulären und irregulären Otolithen unterscheidet. Dass diese Kombination gerechtfertigt und die Kombination beider Terme gestattet ist, ist in der Literatur noch nicht belegt. Die Adaptionszeitkonstanten  $\tau_{A,reg} = 66,0$  s und  $\tau_{A,irr} = 87,5$  s (bei  $k_{A,reg} = 1,12$  s<sup>2</sup>/m und  $k_{A,irr} = 1,93$  s<sup>2</sup>/m)

**Tabelle 5.5:** Übertragungsfunktionen und deren Parameter des Makulaorgans in der Literatur

Autor	$G_M(s)$	$\tau_1$ in s	$\tau_2$ in s	$\tau_N$ in s	$K$
Young 1968 [196]	$K \frac{1+\tau_N s}{(1+\tau_1 s)(1+\tau_2 s)}$	5,33	0,66	13,2	0,4
Hosman 1996 [189]	$K \frac{1+\tau_N s}{(1+\tau_1 s)(1+\tau_2 s)}$	0,5	0,016	1,0	3,4
Telban 2005 [187]	$K \frac{1+\tau_N s}{(1+\tau_1 s)(1+\tau_2 s)}$	5,0	0,016	10,0	0,4
Wentink 2006 [112]	$K \frac{1+\tau_N s}{(1+\tau_1 s)}$	0,12	-	0,3	1,0
Schimmel 2010 [83]	$K \frac{(1+k_a \tau_A s)}{(1+\tau_A s)} \frac{(1+\tau_L s)}{(1+\tau_1 s)}$	0,12	-	0,3	1,0
Soyka 2012 [186]	$K \frac{1+\tau_N s}{(1+\tau_1 s)(1+\tau_2 s)}$	0,62	0,016	22,05	1,53

sind zudem hoch und spielen in der vorliegenden Analyse daher keine Rolle. Aus diesem Grund eignet sich Schimmels [83] Funktion nicht zur Integration ins Empfindungsmodell Wanken. Der Zeitschrieb der Übertragungsfunktion von Soyka [193] besitzt den größten Überschwinger und adaptiert bereits 2,0s nach dem Maximum zu Null. Weil auch diese Übertragungsfunktion auf Basis der Analyse von Wahrnehmungsschwellen bei Amplituden von nur  $a_y \approx 0,7 \text{ m/s}^2$  identifiziert wurde, kann nicht von einer Gültigkeit für den analysierten Querschleunigungsbereich  $a_y \approx 6 \text{ m/s}^2$  ausgegangen werden. Die Übertragungsfunktion von Telban et al. [187] baut ein nicht plausibles, negatives Amplituden-Offset auf. Aus diesem Grund wird die Makula-Übertragungsfunktion von Wentink [112, S. 5] in das Empfindungsmodell integriert.

#### 5.2.4 Visuelle Empfindung und Fusion mit vestibulärer Information

Visuelle Information wird nach Lich [199, S. 6] zunächst auf der Netzhaut (Retina) des Auges abgebildet. Nach der Umsetzung der Energie des Lichtes in elektrische Energie in den Photorezeptoren führt dies zur Erregung von Neuronen, die diese Information mittels elektrischer Impulse (Aktionspotentiale) über eine Zwischenstation, den Thalamus, zum Kortex weiterleiten. Der Vorgang der visuellen Empfindung bezüglich der Eigenbewegung des Menschen basiert auf dem sogenannten optischen Fluss und dem Prinzip optischer Flussvektoren. Die Bewegung eines Reizes (detektierter Bildpunkt in der Umgebung) relativ zur Kopfbewegung führt zu einer Verschiebung des Netzhautbildes. Durch die Verschiebung vieler Bildpunkte und deren Vergleich kann unter Berücksichtigung weiterer Prozesse die Eigenbewegung wahrgenommen werden [200, S. 143f.].

Zur Wahrnehmung von Wankbewegungen ist dieser visuelle Sinneseindruck wichtig, weil im Vergleich zur Gierdynamik vestibuläre Reize nur kürzer auftreten und die auftretenden Amplituden im Allgemeinen geringer sind. Dies benennt auch Hosman [191, S. 19ff.], der zugleich der visuellen Wahrnehmung im zentralen Sichtfeld die Fähigkeit zuschreibt, eine Änderung der Wankrate von der Wahrnehmung des Wankwinkels zu separieren. Dies wird auch von Speckmann [201] bestätigt. Zusätzlich wird die visuelle Wahrnehmung der Wankrate durch den optischen Fluss durch das dezentrale, periphere Sehfeld ergänzt [202, S. 75ff.].

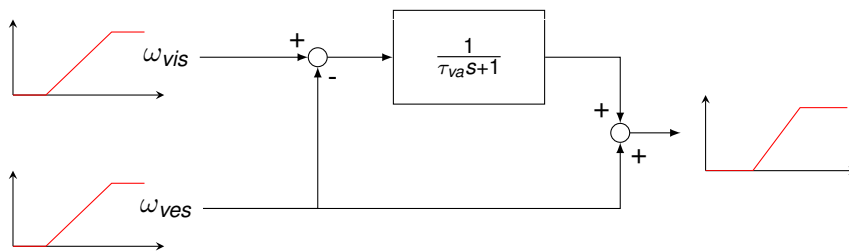
Die Modellierung visueller Empfindung der Wankbewegung wird im Empfindungsmodell auf Basis der in [83, S. 76] genannten Übertragungsfunktion

$$G_{\text{Auge}}(s) = e^{\tau_{\text{vis},z} s} \quad (5.7)$$

realisiert, die einen Zeitverzug  $\tau_{\text{vis},z} = 150 \text{ ms}$  für das für die Fahrverhaltensbewertung bedeutendere, zentrale Sichtfeld enthält. Dies ist möglich, weil nach Hosman [189] das detektierte Reizmuster exakt der Umwelt entspricht, nur um jene Zeitverzögerungen bis zur neuronalen Verar-

beitung verzögert. Durch Gleichung (5.7) können diese in das Empfindungsmodell Wanken integriert werden.

Die Fusion vestibulärer und visueller Reize ist ein Prozess, der im zentralen Nervensystem abläuft. Wentink stellt in [112, S. 6] ein Modell vor, das die Modellierung dieses Prozesses auf Basis der Ergebnisse von Van der Steen [203, S. 23ff.] beinhaltet, der die Interaktion vestibulärer und visueller Wahrnehmung der Rotationsgeschwindigkeiten  $\omega_{ves}$  und  $\omega_{vis}$  untersucht. Der sogenannte *Visual Attractor* (Abbildung 5.6) nutzt die vestibulären und visuellen Informationen zur Eigenbewegung und errechnet daraus die fusionierte Empfindung. Dies geschieht auf Basis der Modellierung des Einflusses der visuellen Empfindung auf die Eigenbewegung durch einen Tiefpassfilter erster Ordnung mit der Zeitkonstante  $\tau_{va}$ . Es ist zwischen Umgebungen mit geringem, mittlerem und hohem optischen Informationsgehalt und Kontrast zu unterscheiden, die Einfluss auf die Zeitkonstante haben ( $\tau_{VA,gering} = 10$ ,  $\tau_{VA,mittel} = 3$ ,  $\tau_{VA,hoch} = 1$ ). Der Visual Attractor ist nur aktiv, wenn die visuelle und vestibuläre Information außerhalb der sogenannten Kohärenzzone nach [203] liegt, sich folglich von dieser unterscheidet. Dies ist aufgrund des modellierten Zeitverzugs der visuellen Empfindung immer in instationären Fahrzuständen der Fall. Der Visual Attractor eignet sich folglich zur Integration in das Empfindungsmodell Wanken. Dieses ist damit vollständig und kann nachfolgend zur Objektivierung herangezogen werden.



**Abbildung 5.6:** Struktur des Visual Attractors zur Fusion visueller und vestibulärer Empfindung nach [203]

## 5.3 Ergebnisse der Objektivierungsstudie

Nachfolgend werden die Ergebnisse der Objektivierungsstudie der Domänen Anwanken, dynamisches Wanken, Auswanken und stationäres Wanken vorgestellt.

Ergänzend werden in diesem Kapitel die Ergebnisse der Untersuchung zum Einfluss der Wankmomentenverteilung auf die Subjektivbewertung bei konstantem Gesamtaufbauwankmoment präsentiert. Letztere werden jedoch nicht objektiviert.

### 5.3.1 Anwanken

Die Bewertung des Anwankens erfolgt durch schnelles Anlenken aus der Geradeausfahrt mit einer zu erreichenden Zielquerbeschleunigung von  $a_y = 6 \text{ m/s}^2$ . Abbildung 5.7 zeigt die Mittelwerte der abgegebenen, niveauekorrigierten Subjektivbewertungen (Zahlenwerte), die Standardabweichungen und die Einzelbewertungen pro Variante. Objektiv erfolgt die Bewertung gemäß Tabelle 5.3 durch Kennwerte aus Lenkradwinkelsprüngen.

#### 5.3.1.1 Anwanken objektiv

Die Zeitschriebe des Wankwinkels und der Wankrate der untersuchten Varianten bei den durchgeführten Lenkradwinkelsprüngen zeigt Abbildung 5.8. Tabelle 5.6 listet die drei Kennwerte des Kennwertkatalogs mit den höchsten Korrelationskoeffizienten  $r$  in absteigender Reihenfolge für einfache und quadrierte Werte der Prädiktoren: Der  $TB_{\dot{\varphi}-\varphi,max}$ -Wert als das Produkt aus Zeitverzug zwischen Wankbeschleunigungsmaximum und dem stationären Wankwinkel, das Wankdämpfungsmaß  $D_{\dot{\varphi},l}$  und der Verstärkungsfaktor zwischen Wankra-



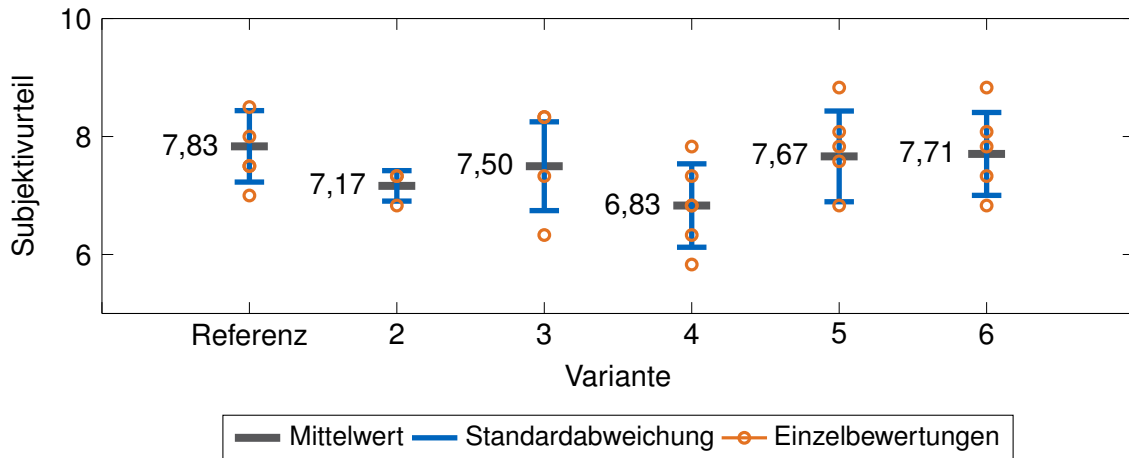
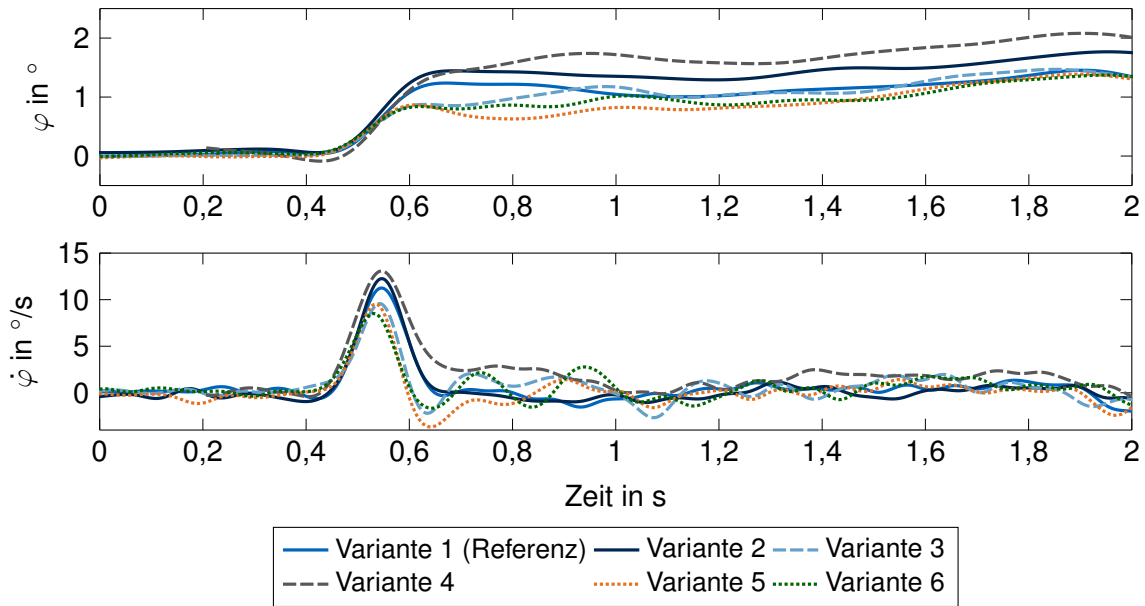


Abbildung 5.7: Erzielte Subjektivbewertungen der Varianten bezüglich des Kriteriums Anwanken

tenmaximum und Querbeschleunigungsmaximum  $V_{\dot{\varphi}-a_y}$ . Bei linearer Modellierung erreicht nur der  $TB_{\dot{\varphi}-\varphi}$ -Wert mit dem zugleich höchsten Bestimmtheitsmaß  $R^2_{korr} = 0,887$  das Signifikanzniveau. Abbildung 5.9 zeigt beispielhaft das Streudiagramm mit Regressionsgerade für den linearen Fall. Bei quadratischer Modellierung verbessert sich das Bestimmtheitsmaß unwesentlich auf  $R^2_{korr} = 0,893$ . Der Kennwert  $D_{\dot{\varphi},l}$  erreicht für lineare und quadratische Modellierung nicht das Signifikanzniveau und wird nicht weiter betrachtet. Der Kennwert  $V_{\dot{\varphi}-a_y,max}$  weist im linearen Fall nur  $R^2_{korr,lin} = 0,571$  auf und ist dabei nicht signifikant. Eine quadratische Modellierung erzielt hingegen  $R^2_{korr,quadr} = 0,959$  bei  $p = 0,008$ . Das Streudiagramm mit Regressionsgerade und -parabel in Abbildung 5.10 verdeutlicht die verbesserte Erklärung des Subjektivurteils im Vergleich zur linearen Modellierung. Die Untersuchung auf quadratische Zusammenhänge ist folglich zwingend erforderlich, um die das Fahrerurteil beschreibenden Kennwerte zuverlässig zu identifizieren. Es fällt auf, dass keiner der klassischen, vielfach in der Literatur genannten Zeitverzüge eine signifikante Korrelation mit den Subjektivurteilen zum Kriterium Anwanken aufweist. Der Kennwert  $T_{\dot{\varphi}max}$  als Zeitverzug zwischen Wankratenmaximum und 50% des Lenkradwinkels, der von Chen [86, S. 24] als signifikant identifiziert wurde, erzielt hierbei noch den höchsten Wert mit  $r = 0,714$ , ist jedoch mit  $p = 0,111$  nicht signifikant. Dies bestätigt die eingangs erwähnten Ergebnisse von Kraft [8, S. 161] und Zschocke [106, S. 478], bei denen der Zeitverzug der Wankreaktion von den Probanden nicht differenziert werden konnte. Der neue Kennwert  $TB_{\dot{\varphi}-\varphi}$  als Produkt aus Ansprechzeit des Wankbeschleunigungsmaximums und stationärem Wankwinkel kann hingegen eine signifikante Erklärung des Fahrerurteils leisten. Die reine Ansprechzeit beschreibt offensichtlich nicht vollumfassend die Bewertungsgrundlage des Menschen. Der stationäre Wankwinkel besitzt folglich ebenfalls Relevanz. Diese beiden Kenngrößen werden im Kennwert  $TB_{\dot{\varphi}-\varphi}$  kombiniert verarbeitet. Ordnet man nun die Varianten auf der x-Achse nicht nach ihrer Bewertungsreihenfolge wie in Abbildung 5.7, sondern aufsteigend ihrer summativen kombinierten Wankdämpfung und -steifigkeit  $W_{DS,sum}$ , resultiert mit den erzielten Subjektivbewertungen auf der y-Achse ein S-förmiger Verlauf (Abbildung 5.11), bei dem die Referenzvariante in der Mitte (x-Achse) aller Varianten liegt und dabei die höchste Subjektivbewertung er-

Tabelle 5.6: Regressionsergebnisse ausgewählter Kennwerte des Lenkradwinkelsprungs

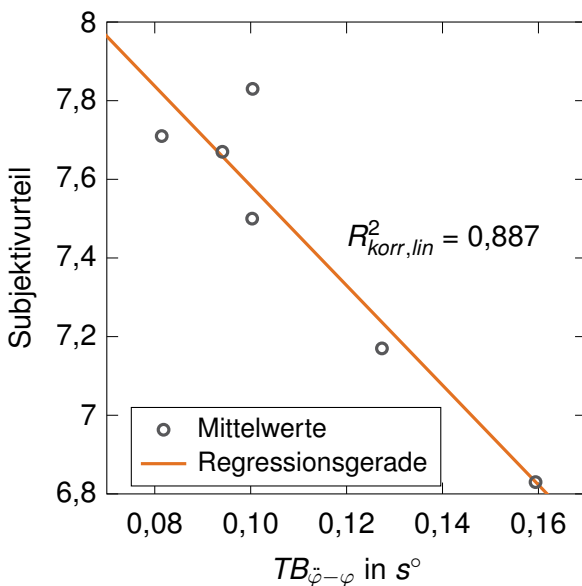
Kennwert	$r$	$R^2_{korr}$		$p$	
		linear	$p$	quadratisch	$p$
$TB_{\dot{\varphi}-\varphi}$	-0,931	0,887	0,005	0,893	0,035
$D_{\dot{\varphi},l}$	0,806	0,649	0,053	0,690	0,172
$V_{\dot{\varphi}-a_y,max}$	-0,765	0,571	0,082	0,959	0,008



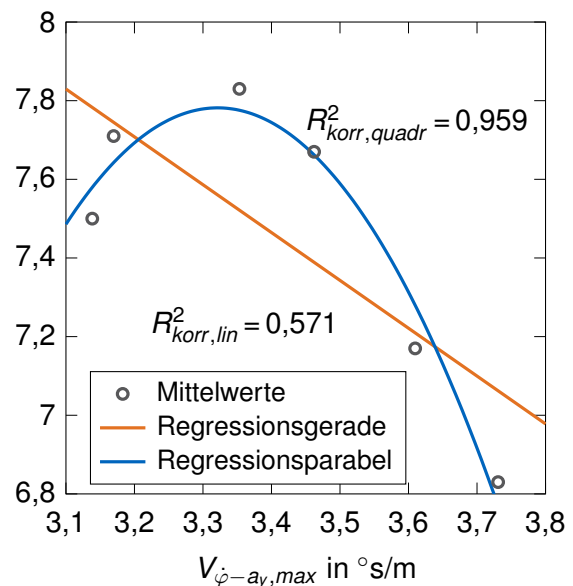
**Abbildung 5.8:** Verlauf von Wankrate und Wankwinkel der Varianten beim Lenkradwinkelsprung mit  $v_x = 100 \text{ km/h}$  und  $a_y = 6 \text{ m/s}^2$

zielt. Varianten mit geringerem  $W_{DS,sum}$ -Wert werden bezüglich des Kriteriums Anwanken schlechter bewertet. Varianten höheren  $W_{DS,sum}$ -Werts erzielen bessere Noten als die Varianten 2 und 4, liegen jedoch ebenfalls unterhalb der Referenz. Läge eine lineare Beziehung zwischen  $W_{DS,sum}$  und Subjektivurteil vor, wäre ein einseitiger Zielbereich definierbar „je steifer und bedämpfter eine Variante, desto besser wird sie bewertet“. Das Wahrnehmungsurteil der Expertenfahrer ist allerdings komplexer gestrickt.

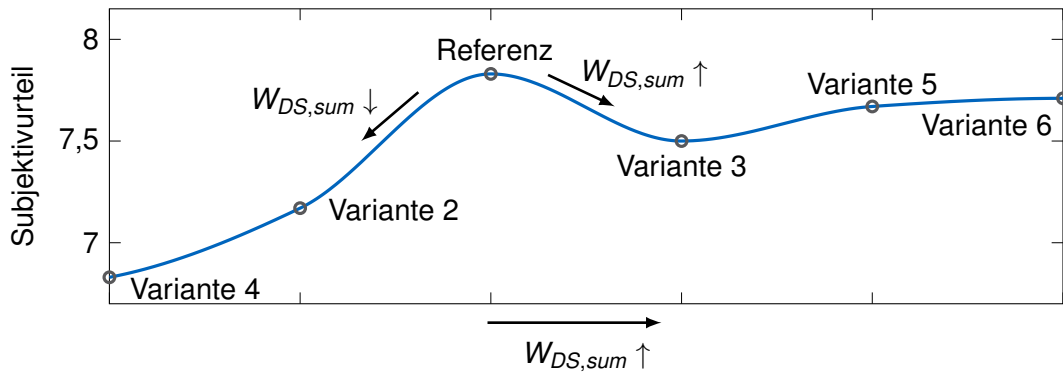
Zur Ursachenanalyse dieses nichtlinearen Verhaltens werden die während des Fahrversuchs aufgezeichneten Aussagen der Expertenfahrer genau analysiert. Einige Probanden ( $n = 3$ ) können bei den Varianten mit größerem  $W_{DS,sum}$ -Wert als der Referenz, insbesondere bei Variante 3, der unkoordinierten Koexistenz von eAWS und SAD, aber auch bei Variante 6, eine *Phasigkeit* und *Welligkeit* der Wankrate beschreiben und geben dies als Ursache für Punktabzug gegenüber der Referenz an. Die Welligkeit wurde auch schon in Kapitel



**Abbildung 5.9:** Streudiagramm von  $TB_{\dot{\varphi}-\varphi}$  und den Subjektivurteilen mit Regressionsgerade



**Abbildung 5.10:** Streudiagramm von  $V_{\dot{\varphi}-a_y,max}$  und den Subjektivurteilen mit Regressionsfunktionen



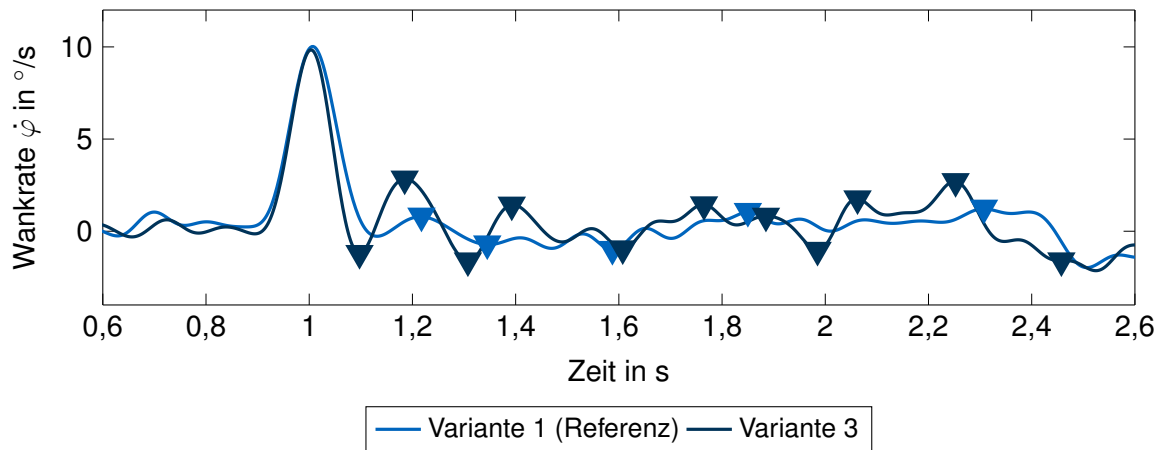
**Abbildung 5.11:** Streudiagramm der gemittelten Subjektivbewertungen über den nach der kombinierten Wankdämpfung und -steifigkeit  $W_{DS,sum}$  von eAWS und SAD aufsteigend angeordneten Varianten

4.3.1 beim Lenkradwinkelsprung objektiv beobachtet und auf die Überdämpfung des Aufbaus bei unkoordinierter Koexistenz von eAWS und SAD zurückgeführt. Nach den Aussagen der Probanden bewerten diese analog zu den Ergebnissen von Kraft [8, S. 162] eine höhere Wankdämpfung beim Anwanken mit einer besseren Note (einseitiger Zielbereich). Allerdings bestrafen diese eine dabei zugleich auftretende Welligkeit mit Punktabzug. Der Kennwertkatalog wird daraufhin nochmals erweitert: Zur Deutung des Terminus Phasigkeit, der unter Abstimmfahrern üblicherweise das zeitverzögerte querdynamische Ansprechen von Vorder- und Hinterachse adressiert, werden drei Kennwerte implementiert, die die Wankrate mit der Gierrate kombinieren. Aufgrund der kombinierten vestibulären Wahrnehmung von Gieren und Wanken ist auch bei Expertenfahrern eine gegenseitige Beeinflussung der Wahrnehmung von Rotationsbewegungen möglich. Diese Kennwerte sind die Zeitverzüge zwischen Gierraten- und Wankratenmaximum  $T_{\dot{\varphi}_{max}-\dot{\psi}_{max}}$  sowie Gierbeschleunigungs- und Wankratenmaximum  $T_{\ddot{\varphi}_{max}-\ddot{\psi}_{max}}$  und der Verstärkungsfaktor  $V_{\dot{\varphi}-\dot{\psi}}$ . Ein Versuch zur Erklärung der Welligkeit wird durch die Summe  $n_{\hat{\varphi}}$  aller nach dem Anlenkmaximum innerhalb einer Zeitspanne von 1,5 s auftretenden Wankraten-Peaks unternommen, die betragsmäßig mindestens die gemittelte Wahrnehmungsschwelle für die Wankrate aus der Literatur nach [157, S. 2] in Höhe von  $\hat{\varphi}_{WS} = 0.62 \text{ } ^\circ/\text{s}$  erreichen. Die damit identifizierten Korrelationskoeffizienten und Bestimmtheitsmaße der Regressionsbeziehungen listet Tabelle 5.7.

**Tabelle 5.7:** Regressionsergebnisse ergänzter Kennwerte des Lenkradwinkelsprungs

Kennwert	$r$	$R^2_{korr}$		$p$	
		linear	$p$	quadratisch	$p$
$T_{\dot{\varphi}_{max}-\dot{\psi}_{max}}$	-0,381	0,145	0,456	0,146	0,789
$T_{\ddot{\varphi}_{max}-\ddot{\psi}_{max}}$	-0,737	0,543	0,094	0,742	0,131
$V_{\dot{\varphi}-\dot{\psi}}$	-0,363	0,132	0,479	0,475	0,380
$n_{\hat{\varphi}}$	0,396	0,157	0,437	0,210	0,703

Sowohl mit einer linearen als auch quadratischen Regression erzielen die neu eingeführten Kennwerte nur geringe Bestimmtheitsmaße und bilden das in Abbildung 5.11 gezeigte Verhalten nicht ab. Die quantitative Kennwertausprägung von  $T_{\dot{\varphi}_{max}-\dot{\psi}_{max}}$  verhält sich jedoch reziprok proportional zur  $W_{DS,sum}$ -Ausprägung in Abbildung 5.11:  $T_{\dot{\varphi}_{max}-\dot{\psi}_{max}} \propto 1/W_{DS,sum}$ . Ein geringerer  $W_{DS,sum}$ -Wert verursacht, unabhängig von der Absoluthöhe des auftretenden Wankratenpeaks, eine kürzere Reaktionszeit zwischen Gierbeschleunigungs- und Wankratenpeak, weil die Wankreaktion schneller auf die Gierreaktion folgt. In einer Ordinalskala betrachtet (x) und mit den Subjektivurteilen kombiniert (y) bildet  $T_{\dot{\varphi}_{max}-\dot{\psi}_{max}}$  folglich den s-förmigen Verlauf qualitativ nach.



**Abbildung 5.12:** Wankratenverlauf der Referenzvariante und Variante 3 nach dem Anlenkmanöver und die für den Kennwert  $n_{\dot{\varphi}}$  verwendeten Maxima

Der Kennwert  $n_{\dot{\varphi}}$  zur Beschreibung der Welligkeit schreibt der Referenz die geringsten Nachschwingungen, der Variante 3 die meisten Nachschwingungen zu und folgt damit den Beobachtungen aus Kapitel 4.3.1. Abbildung 5.12 skizziert beispielhaft die Wankraten-Verläufe dieser beiden Varianten inklusive der für die Berechnung verwendeten lokalen Schwingungsmaxima. Durch eine multiple Korrelationsanalyse wird nun untersucht, ob diese beiden Kennwerte in Kombination das Subjektivurteil durch Abbildung der genannten Phänomene reproduzieren können. Sowohl eine einfache lineare als auch quadrierte Kombination der neuen Kennwerte liefert jedoch kein signifikantes Ergebnis.

Davon ausgehend kann jedoch identifiziert werden, dass der Kennwert der Welligkeit des Wankratenverlaufs  $n_{\dot{\varphi}}$  mit dem hoch korrelierenden Kennwert  $TB_{\dot{\varphi}-\varphi}$  in einer multiplen linearen Regressionsanalyse eine gute Varianzaufklärung leistet. Die Gleichung lautet:

$$SU_{Anwanken} = -14,680 \cdot TB_{\dot{\varphi}-\varphi} - 0,237 \cdot n_{\dot{\varphi}} + 9,618 \quad (5.8)$$

und erzielt mit  $R_{korr}^2 = 0,936$  bei  $p = 0,008$  ein hohes Bestimmtheitsmaß. Dieses liegt geringfügig unter dem des quadrierten Kennwerts  $V_{\dot{\varphi}-a_y}$  mit  $R_{korr}^2 = 0,959$  (Tabelle 5.6). Es basiert jedoch auf einem einfacheren linearen Zusammenhang und verarbeitet die bei den objektiven Messungen beobachteten und bei den Subjektivbewertungen von den Expertenfahrern adressierte Welligkeit des Wankratensignals  $n_{\dot{\varphi}}$  als Subkriterium zur Harmonie der Wankbewegung.

### 5.3.1.2 Anwanken quasi-empfunden

Die in Kapitel 5.3.1.1 identifizierten Kennwerte mit signifikanten Korrelationen und Regressionen werden nun auf Basis der quasi-empfundenen Daten durch das Empfindungsmodell berechnet und auf Signifikanz untersucht. Es wird zwischen den drei Bogengangmodellen von Fernández [128] (Bezeichner *Fer*), Telban [187] (*Tel*) und Wentink [112] (*Went*) differenziert (Tabelle 5.8). Signifikante Bestimmtheitsmaße sind mit einem Stern (\*) gekennzeichnet. Der Kennwert  $TB_{\dot{\varphi}-\varphi,empf}$  besitzt für alle Empfindungsmodelle das höchste Bestimmtheitsmaß und ist signifikant.  $R_{korr}^2$  liegt jedoch geringfügig unterhalb des Bestimmtheitsmaßes der objektiven Regressionen. Für  $V_{\dot{\varphi}-a_y,empf}$  und  $D_{\dot{\varphi},l,empf}$  ergeben sich im Gegensatz zur objektiven Betrachtung keine signifikanten Zusammenhänge mit äußerst geringen Bestimmtheitsmaßen. Die multiple lineare Regressionsanalyse ergibt hingegen, dass mit der Modellierung der Bogengangsdynamik nach Fernández [128] bessere Ergebnisse erzielt werden können als bei Regression mit rein objektiven Kennwerten. Hierbei werden die Kennwerte  $D_{\dot{\varphi},l,Fer}$  und  $T_{\dot{\varphi},max,Fer}$  kombiniert, die Regressionsgleichung lautet:

$$SU_{Anwanken,Fer} = 0,159 \cdot D_{\dot{\varphi},l,Fer} - 75,395 \cdot T_{\dot{\varphi},max,Fer} - 13,300 \quad (5.9)$$

und erzielt mit  $R_{korr, Fer}^2 = 0,962$  bei  $p = 0,003$  ein hohes Bestimmtheitsmaß. Die Regressionsgleichungen mit den höchsten Bestimmtheitsmaßen nach Verwendung der Modelle von Telban und Wentink sind Anhang P zu entnehmen. Diese erzielen mit  $R_{korr, Tel}^2 = 0,935$  bei  $p = 0,007$  und  $R_{korr, Wen}^2 = 0,887$  bei  $p = 0,175$  geringere Bestimmtheitsmaße und bieten gegenüber der Verwendung rein objektiver Kennwerte keine verbesserte Beschreibung der Fahrerurteile zum Anwanken.

**Tabelle 5.8:** Regressionsergebnisse des Kriteriums Anwanken mit quasi-empfundene Kennwerten

Kennwert	$R_{korr, lin}^2$			$R_{korr, quadr}^2$		
	Fer	Tel	Went	Fer	Tel	Went
$TB_{\ddot{\varphi}-\varphi, empf}$	0,858*	0,825*	0,843*	0,856*	0,860*	0,861*
$V_{\dot{\varphi}-a_y, empf}$	0,428	0,517	0,389	0,779	0,860	0,688
$D_{\dot{\varphi}, I, empf}$	0,082	0,371	0,011	0,120	0,445	0,0499

### 5.3.2 Fazit zum Kriterium Anwanken

Eine differenzierte Bewertung des Anwankverhaltens der dargestellten Varianten stellte sich nach Aussagen der Expertenfahrer teilweise als herausfordernd dar. Die niveauekorrigierten und gemittelten Subjektivurteile unterschieden sich folglich teilweise nur gering. Dies ist zum einen auf die geringe Varianz zwischen einzelnen Varianten zurückzuführen, zum anderen aber auch auf das Kriterium Anwanken an sich, bei dem sich Merkmalsunterschiede deutlich geringer ausprägen als bspw. beim wechselseitigen Wanken.

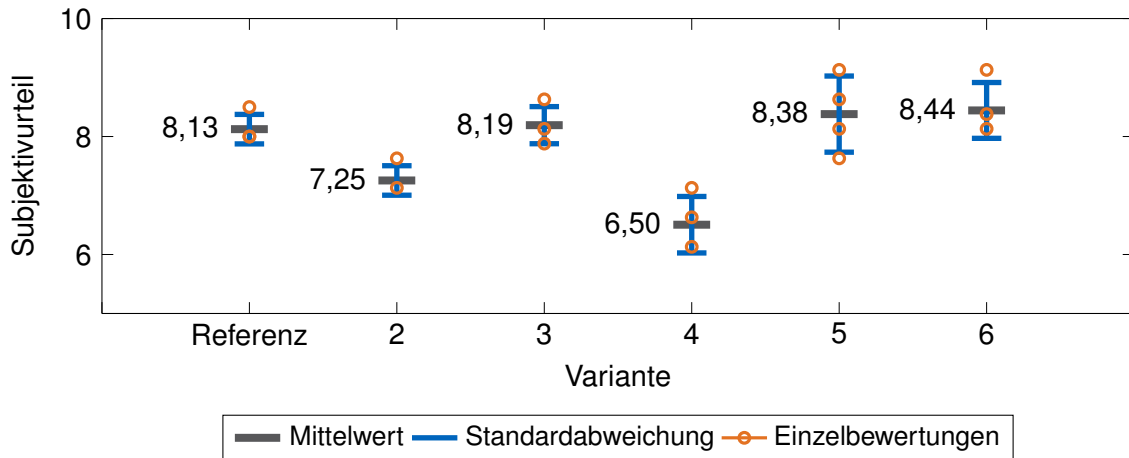
Es wurden auf objektiver Seite 62 Kennwerte auf Korrelation mit den Subjektivurteilen untersucht, wobei der neu definierte Kennwert  $TB_{\ddot{\varphi}-\varphi}$  die besten Ergebnisse mit  $R_{korr}^2 = 0,887$  für die Überprüfung auf linearen Zusammenhang lieferte. Noch bessere Ergebnisse wurden durch Quadrieren des Verstärkungsfaktors  $V_{\dot{\varphi}-a_y}$  identifiziert mit einem Bestimmtheitsmaß von  $R_{korr}^2 = 0,959$ .

Zur genaueren Erklärung der nichtlinear über  $W_{DS, sum}$  ausgeprägten Subjektivurteile wurden aus den verbal abgegebenen Begründungen der Expertenfahrer weitere Kennwerte zur Abbildung der Welligkeit und Phasigkeit abgeleitet. Der Kennwert  $n_{\dot{\varphi}}$  als Anzahl der Wankratenpeaks nach dem Anlenken mit Amplituden oberhalb der gemittelten Wahrnehmungsschwelle von Rotationsbewegungen aus der Literatur erzielte daraufhin in einer multiplen linearen Regression mit dem Kennwert  $TB_{\ddot{\varphi}-\varphi}$  das beste Bestimmtheitsmaß in Höhe von  $R_{korr}^2 = 0,936$ . Sowohl der quadrierte Verstärkungsfaktor  $V_{\dot{\varphi}-a_y}$  als auch die Regressionsgleichung beschreiben das Fahrerurteil zum Anwanken mit hoher Genauigkeit.

Die Verwendung von Empfindungsmodellen zeigte, dass durch größeres Matching der subjektiven und objektiven Bewertungsbasen durch Koordinatentransformation und Adaption der Messwerte an die menschlichen Empfindungseffekt eine Verbesserung der Erklärung der Subjektivbewertungen möglich ist. Eine lineare multiple Regressionsgleichung der durch die Übertragungsfunktion von Fernández [128] adaptierten Kennwerte Dämpfungsmaß  $D_{\dot{\varphi}, I, Fer}$  und Zeitverzug der Wankrate  $T_{\dot{\varphi}, max, Fer}$  erbrachte eine höhere Varianzaufklärung als die rein objektiven Kennwerte oder deren Regressionen ( $R_{korr, Fer}^2 = 0,962$  bei  $p = 0,003$ ). Bezüglich des Kriteriums Anwanken ist damit - bezogen auf den untersuchten Dynamikbereich und innerhalb der Aussagekraft des vorhandenen Probandenkollektivs - eine bessere Erklärung des Fahrerurteils zum Anwanken möglich.

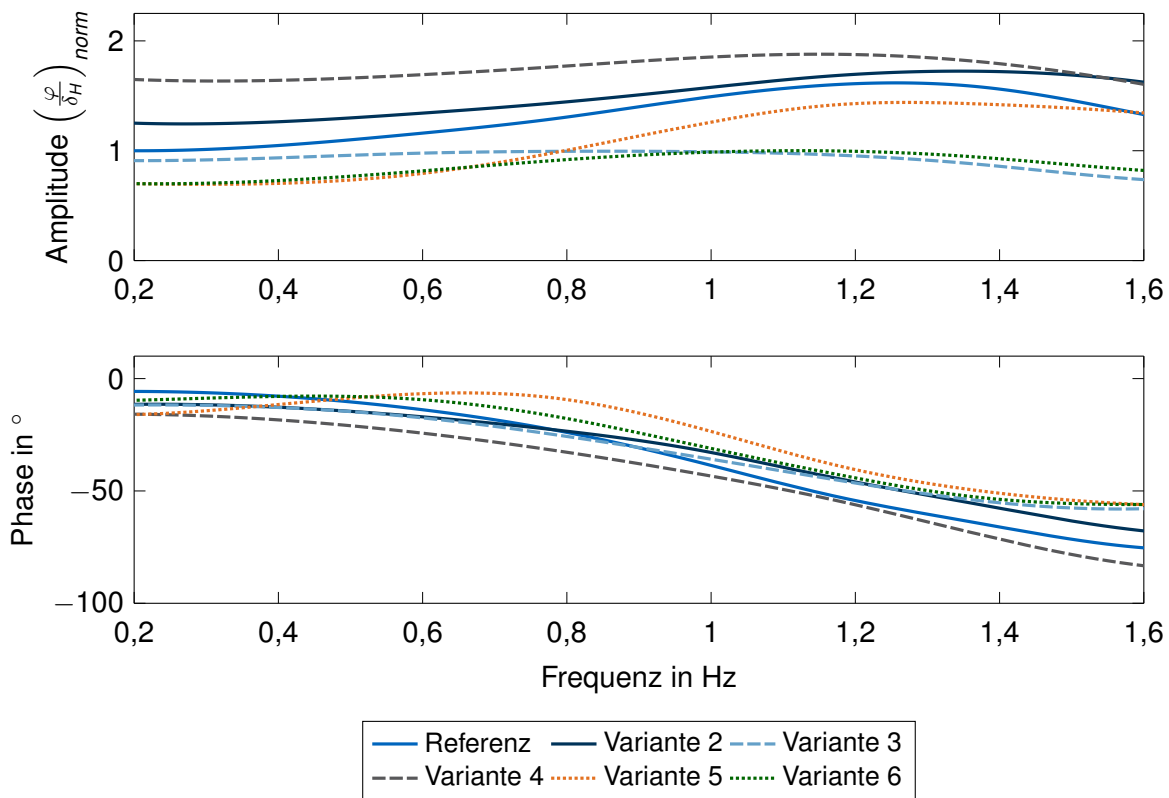
### 5.3.3 Wechselseitiges Wanken

Die subjektive Bewertung des dynamischen, wechselseitigen Wankverhaltens, wie es bspw. bei einer kurvigen Landstraße auftritt, erfolgt durch sinusförmiges Lenken mit einer zu erreichenden Zielquerbeschleunigung von  $a_y = 6 \text{ m/s}^2$ . Objektiv erfolgt die Bewertung gemäß Tabelle 5.3 durch Gewinnung der Kennwerte aus dem Sinuslenken mit steigender Frequenz



**Abbildung 5.13:** Erzielte Subjektivbewertungen der Varianten bezüglich des Kriteriums wechselseitiges Wanken mit deren Mittelwert und Standardabweichung

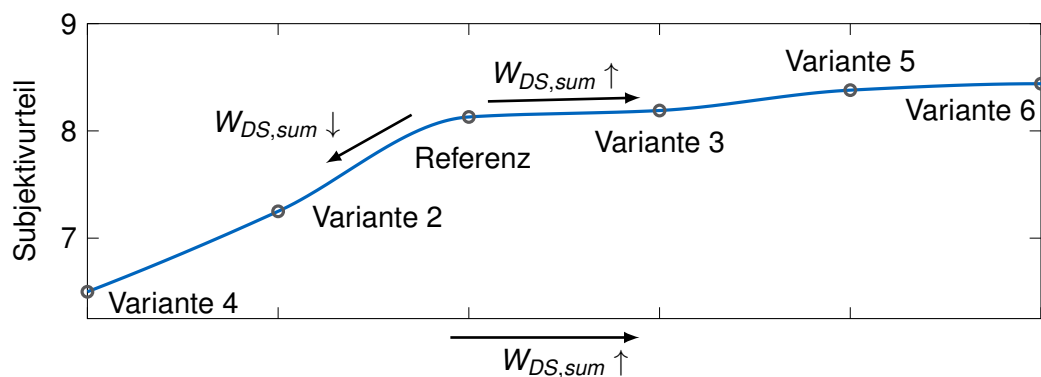
(Frequenzgang) bis  $f = 1,6$  Hz nach ISO 7401 [116]. Abbildung 5.13 zeigt die niveauekorrigierten und gemittelten Subjektivbewertungen pro Variante inklusive deren Standardabweichung und die Einzelbewertungen. Die wankdynamischen Unterschiede der sechs Varianten können die Probanden beim wechselseitigen Wanken besser auflösen als beim Anwanken in Kapitel 5.3.1. Dies wird durch die größere Differenzierung der Mittelwerte der Varianten untereinander, aber auch durch die geringere Standardabweichung der Bewertungen innerhalb einer Variante sichtbar. Dies ist sowohl auf die geringere Komplexität der Bewertungsaufgabe zurückzuführen als auch auf die Ausprägung größerer Unterschiede der identischen Varianten beim wechselseitigen Wanken als beim Anwanken. Abbildung 5.14 zeigt die Frequenzgänge der Varianten nach Mittelung von jeweils drei Messungen pro Variante. Die Variation der Wankdämpfung und -steifigkeit  $W_{DS,sum}$  beeinflusst die Amplitude und Phase über der Anregungsfrequenz in einem weiten Wertebereich.



**Abbildung 5.14:** Bode-Plot der Wankwinkelverstärkung  $\frac{\varphi}{\delta_H}$  der Varianten bei  $v_x = 100$  km/h und  $a_y = 6$  m/s<sup>2</sup>

### 5.3.3.1 Wechselseitiges Wanken objektiv

Der Kennwertkatalog zur objektiven Bewertung des dynamischen, wechselseitigen Wankens umfasst 105 Positionen. Ordnet man analog zu Abbildung 5.11 die erzielten Subjektivbewertungen des wechselseitigen Wankens aus Abbildung 5.13 über der kombinierten Wankdämpfung und -steifigkeit  $W_{DS,sum}$ , ergibt sich Abbildung 5.15. Der Verlauf schreibt qualitativ einem höheren Wert für  $W_{DS,sum}$  eine bessere Subjektivbewertung zu und folgt damit vereinzelt Aussagen der Probanden, wonach eine höhere Wankdämpfung mit einer besseren Bewertung einhergeht. Dieser einseitige Zielbereich wird von den Probanden entgegen der Beobachtungen beim Anwanken nicht anderen Phänomenen untergeordnet (vgl. *Welligkeit* in 5.3.1.1). Dieses Ergebnis bestätigt somit das Ergebnis von Kraft [8, S. 162], dass beim wechselseitigen Wanken weniger Wankreaktion mit besseren Subjektivurteilen bewertet wird und weitet diese Erkenntnis auf den Querschleunigungsbereich bis  $a_y = 6 \text{ m/s}^2$  aus. Kennwerte, die das Verhalten aus Abbildung 5.15 abbilden und somit mit  $W_{DS,sum}$  proportional verknüpft sind, korrelieren folglich hoch mit den Subjektivbewertungen. Tabelle 5.9 zeigt im oberen Teil die drei linear am höchsten mit den Subjektivurteilen korrelierenden Kennwerte, im unteren Teil die Kennwerte mit höchstem Bestimmtheitsmaß bei quadratischer Regression. Die gelisteten Kennwerte korrelieren dabei miteinander gering. Dies bedeutet, sie beschreiben nicht das gleiche Phänomen und leisten daher eine differenzierte Varianzaufklärung.



**Abbildung 5.15:** Streudiagramm der gemittelten Subjektivbewertungen des Kriteriums wechselseitiges Wanken über den nach der kombinierten Wankdämpfung und -steifigkeit aufsteigend angeordneten Varianten

Der Kennwert  $V_{\varphi-a_y,stat}$  entspricht der quasi-stationären  $a_y$ -Wankwinkelverstärkung, deren Minimum über dem gesamten Frequenzbereich im Kennwert  $V_{\varphi-a_y,min}$  abgebildet wird. Der Wankindex erzielte bereits bei Botev und Kraft [7; 8] hohe Bestimmtheitsmaße, allerdings dort in seiner klassischen Form mit  $a_y$  anstatt  $\delta_H$  in den Nennern der Terme und mit  $f = 0,5 \text{ Hz}$  als Auswertefrequenz sowie einer Anregung von  $a_y = 4 \text{ m/s}^2$ . Für vorliegende Untersuchung bei  $a_y = 6 \text{ m/s}^2$  werden höhere Lenkfrequenzen von den Fahrern eingeleitet, um auf den zur Verfügung stehenden Fahrspuren der Teststrecke (und analog auf Landstraßen) bei gleicher Fahrgeschwindigkeit den höheren Querschleunigungsbereich zu erreichen. Es ist daher schlüssig, dass der Wankindex  $WI_{\delta_H}$  bei  $f = 0,75 \text{ Hz}$  im vorliegenden Fall ein höheres Bestimmtheitsmaß aufweist als der Wankindex bei  $f = 0,5 \text{ Hz}$  (in Tabelle 5.9 nicht gelistet,  $R_{korr}^2 = 0,925$  bei  $p = 0,002$ ). Die bestätigende Relevanz dieses Kennwerts kann folglich auf den untersuchten höherdynamischen Anregungsbereich ausgeweitet werden.

Die diskutierten Kennwerte hohen Bestimmtheitsmaßes ergeben sich alle aus den Amplituden der Wankreaktion. Dies unterstützt die These, dass der Mensch sein Urteil maßgeblich auf Zeitsignalen bildet und eine Bewertung auf Basis der wahrgenommenen Phase oder Frequenz nur sekundär erfolgt. Dies wurde unter anderem schon in [83, S. 39] genannt. Die in Tabelle 5.9 gelisteten Amplitudenkennwerte verarbeiten diskrete Punkte des Amplitudenverlaufs und haben damit große Ähnlichkeit mit markanten Punkten im Zeitbereich, wohingegen

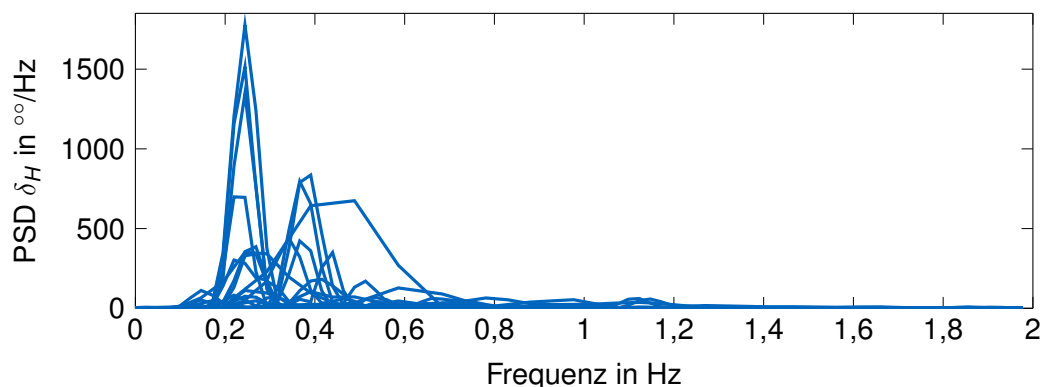


**Tabelle 5.9:** Korrelations- und Regressionsergebnisse signifikanter Kennwerte des Frequenzgangs

Kennwert	$r$	$R^2_{korr}$	
		linear	quadratisch
$V_{\varphi-a_y,stat}$	-0,982	0,965	0,001
$V_{\varphi-a_y,min}$	-0,981	0,963	0,001
$WI_{\delta_H}(f = 0,75 \text{ Hz})$	-0,981	0,962	0,001
$WI(f = 0,75 \text{ Hz})$			0,987 0,001
$V_{\varphi-\delta_H,stat}$			0,973 0,004
$WI_{\delta_H}(f = 0,75 \text{ Hz})$			0,969 0,005

bspw. der Kennwert  $\phi_{\varphi-\delta_H}(f=0,5 \text{ Hz})$  (Phasenabfall bei  $f=0,5 \text{ Hz}$ ) ein Kennwert des Phasengangs darstellt und schwerer wahrzunehmen ist. Mit  $R^2_{korr} = 0,820$  und  $p = 0,013$  besitzt er unter den die Phase verarbeitenden Kennwerten das höchste Bestimmtheitsmaß, schneidet dabei jedoch deutlich schlechter ab als die genannten Amplitudenkennwerte.

Weiterhin unterscheiden sich die Phasenverläufe in Abbildung 5.14 erst ab ca  $f = 1,2 \text{ Hz}$  deutlich voneinander. Die Expertenfahrer wählten maßgeblich jedoch trotz freier Fahrt nur Lenkfrequenzen bis  $f_{\delta_H} \lesssim 1,2 \text{ Hz}$ , wie Abbildung 5.16 anhand der spektralen Leistungsdichte der aufgezeichneten Lenkradwinkelverläufe der Probanden veranschaulicht.



**Abbildung 5.16:** Spektrale Leistungsdichte des Lenkradwinkelverlaufs  $\delta_H$  aller Probanden bei Bewertung des Kriteriums wechselseitiges Wanken beim freien Sinuslenken

Diese Erkenntnis deckt sich mit den bereits genannten Aussagen zur Lenkfrequenz von Normalfahrern in Kapitel 4.3.2 und [159, S. 127]. Im Sinne größtmöglichen Matchings subjektiver und objektiver Bewertungsbasen sollten für Objektivierungszwecke nur Kennwerte bis zu Frequenzen verwendet werden, die die Fahrer auch als Anregungsfrequenz ins Fahrzeug einleiten. Ein Auswertebereich bis  $f_{\delta_H} = 1,6 \text{ Hz}$  analog zu Kapitel 4.3.2 ist folglich ausreichend. Ein Indiz hierfür liefert die Analyse der Bewertung von Variante 5 und der Abbildung 5.15: Letztere bietet bei genauer Analyse nur Gültigkeit für  $W_{DS,sum}$  bis  $f \approx 0,8 \text{ Hz}$ . Denn ab dieser Frequenz schneidet der Amplitudengang von Variante 5 in Abbildung 5.14 den Amplitudenverlauf von Variante 3. Variante 5 stellt bis zu dieser Frequenz durch größeren  $W_{DS,ref}$ -Wert im Referenzmodell und aktivierter Defizitschnittstelle die wankbedämpftere Variante dar. Oberhalb dieser Frequenz bewirkt die Defizitschnittstelle aufgrund der großen und kontinuierlichen Anregungsamplitude keine ausreichende Dissipation der Aufbauenergie, wodurch eine größere Wankwinkelamplitude resultiert als bei Variante 3 mit SAD-Vollsystem. Dass die Expertenfahrer Variante 5 dennoch besser bewerten, liegt darin begründet, dass diese das Fahrzeug trotz freier Fahrt oberhalb dieser Frequenz praktisch nicht anregen (Abbildung 5.16) und somit Abbildung 5.15 mit der Charakteristik „je wankbedämpfter, desto



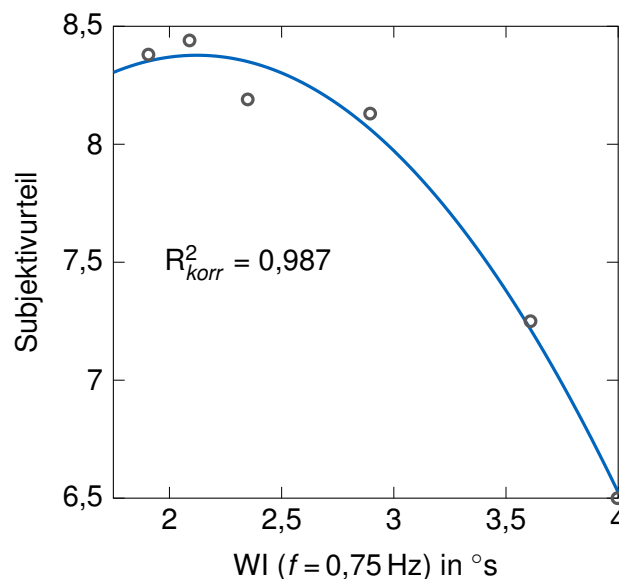
besser“ für die von den Expertenfahrern eingeleiteten Frequenzen Gültigkeit besitzt. Dies führt zu zwei wichtigen Erkenntnissen:

- Selbst Expertenfahrer verwenden bei freier Fahrt und dem Abstimmungsziel „sportliches Fahr-/Wankverhalten“ keine Lenkradwinkeleingaben oberhalb von  $f_{\delta_H} = 1,2$  Hz.
- Die Defizitschnittstelle kann in Kombination mit einer geringen Anhebung der Wanksteifigkeit und -dämpfung  $W_{DS,ref}$  im Referenzmodell (Tabelle 5.2) die vorgesteuerte Wankdämpfung im Querdynamik-Modul des SAD-Systems sogar im von Expertenfahrern angefahrenen Lenkfrequenzbereich bei  $a_y = 6$  m/s<sup>2</sup> kompensieren sowie die Bewertung des dynamischen Wankverhaltens dabei verbessern.

Im wechselseitigen Anregungsfall bis  $a_y \approx 6$  m/s<sup>2</sup> kann die Defizitschnittstelle in Kombination mit einer geringen Anhebung von  $W_{DS,ref}$  im Referenzmodell folglich den Ansprüchen der Expertenfahrer bezüglich Wankdämpfung auch bei sportlicher, wechselseitiger Kurvenfahrt gerecht werden.

Die neben den klassischen Kennwerten des Frequenzgangs zusätzlich untersuchten Kennwerte der auf den Wankwinkel bezogenen äquivalenten Verzögerungszeit  $T_{eq,\varphi}$  (auf Basis von  $T_{eq}$  nach [167]) und des ebenfalls auf den Wankwinkel hin adaptierten Kennwerts  $\frac{V_{\varphi,stat}}{T_{eq,\varphi}}$  (auf Basis von  $\frac{V_{\psi,stat}}{T_{eq}}$  nach [168]) erzielen nur geringe Bestimmtheitsmaße in Höhe von  $R_{korr}^2 = 0,429$  und  $R_{korr}^2 = 0,771$ . Sie liegen damit weit unterhalb der in Tabelle 5.9 genannten Werte.

Die Analyse auf quadratische Zusammenhänge in Tabelle 5.9 liefert für den Wankindex  $WI$  bei  $f = 0,75$  Hz das beste gültige Bestimmtheitsmaß in Höhe von  $R_{korr}^2 = 0,987$  bei  $p = 0,001$ . Der Kennwert  $V_{\varphi-a_y}(V_{\psi-\delta_H,max})$ , der die  $a_y$ -Wankwinkelverstärkung an der Stelle maximaler  $\delta_H$ -Gierratenverstärkung auswertet, erzielt zwar mit 0,994 einen höheren Wert für  $R_{korr}^2$ . Dieser besitzt jedoch aufgrund oben genannter Begründung bezüglich verwendeter Lenkfrequenzen (Gierratenfrequenz  $V_{\psi-\delta_H,max} \approx 1,4$  Hz  $> f_{\delta_H}$ ) keine Gültigkeit. Abbildung 5.17 zeigt das Streudiagramm mit Regressionsparabel für  $WI$  ( $f = 0,75$  Hz). Einen zweiten quadratisch hoch korrelierenden Kennwert stellt die stationäre Wankwinkelverstärkung  $V_{\varphi-\delta_H,stat}$  mit  $R_{korr}^2 = 0,973$  dar. Die Kennwerte  $T_{eq,\varphi}$  und  $\frac{V_{\varphi,stat}}{T_{eq,\varphi}}$  erzielen auch bei quadratischer Regression nur Bestimmtheitsmaße in Höhe von  $R_{korr}^2 = 0,550$  und  $R_{korr}^2 = 0,847$ . Sie scheiden damit zur Beschreibung des Fahrerurteils bezüglich wechselseitiges Wanken aus. Der Zugewinn



**Abbildung 5.17:** Streudiagramm des Kennwerts Wankindex bei  $f = 0,75$  Hz und den gemittelten Subjektivbewertungen mit Regressionsparabel

durch quadratische Regressionen fällt erwartungsgemäß gering aus, weil die linearen Regressionen bereits hohe Bestimmtheitsmaße erzielen. Dennoch kann der Kennwert  $WI$  bei  $f = 0,75$  Hz die Varianzaufklärung weiter verbessern und beschreibt das Fahrerurteil gemäß Abbildung 5.17 besonders gut. Es werden daher an dieser Stelle keine multiplen Regressionsgleichungen untersucht.

### 5.3.3.2 Wechselseitiges Wanken quasi-empfohlen

Wie vorangegangenes Kapitel zeigte, erzielte die Erklärung der Fahrerurteile bereits durch die objektiven Kennwerte hohe Bestimmtheitsmaße. Eine Verbesserung derselben anhand der Adaption der Kennwerte durch das Empfindungsmodell besitzt folglich eingeschränktes Potential, wird jedoch nachfolgend untersucht. Ausgenommen sind Kennwerte, die ausschließlich den Wankwinkel und den Lenkradwinkel verarbeiten, weil diese Größen vom Empfindungsmodell nicht adaptiert werden. Darunter sind die äquivalente Verzögerungszeit  $T_{eq,\varphi}$ ,  $\frac{V_{\varphi,stat}}{T_{eq,\varphi}}$  und  $V_{\varphi-\delta_H,stat}$ . Es findet zudem an dieser Stelle eine Adaption des Wankindex  $WI$  statt. Dieser lautet  $WI = \frac{\ddot{\varphi}}{a_y} \cdot h_k \cdot m_1 + \frac{\dot{\varphi}}{a_y} \cdot h_1 \cdot m_2 + \frac{\varphi}{a_y} \cdot h_1 \cdot m_3$  in seiner durch Botev [7, S. 52] entwickelten Form und verarbeitet den Wankwinkel  $\varphi$  und dessen beide Ableitungen. Physiologisch werden Rotationsbeschleunigungen vestibulär und visuell wahrgenommen, Rotationsgeschwindigkeiten hingegen nur visuell und Winkel (Lage) wiederum vestibulär, visuell und anteilig propriozeptiv. Das Empfindungsmodell Wanken modelliert den visuellen Empfindungskanal gemäß Kapitel 5.2.4 anhand eines reinen Verzögerungsglieds und ist somit im  $\ddot{\varphi}$ -Signal enthalten. Der adäquate Reiz ist zudem  $\ddot{\varphi}$ , daher wird der Term der Wankrate vernachlässigt und der Wankindex als Eingang in das Empfindungsmodell resultiert damit zu:

$$WI_{empf} = \frac{\ddot{\varphi}}{a_y} \cdot h_k \cdot m_1 + \frac{\varphi}{a_y} \cdot h_1 \cdot m_3 \quad (5.10)$$

Analoge Adaption gilt auch für dessen Variante  $WI_{\delta_H,empf}$ .

Die objektiven Kennwerte, die in Kapitel 5.3.3.1 die besten Ergebnisse erzielt haben, werden nachfolgend mit dem Empfindungsmodell analysiert (Tabelle 5.10). Signifikante Bestimmtheitsmaße, die größer sind als im objektiven Fall, sind darin unterstrichen.

Der für das Empfindungsmodell adaptierte Wankindex  $WI_{\delta_H,empf}(f = 0,75$  Hz) erreicht im linearen Fall für alle drei Submodelle der Bogengänge ein etwas höheres Bestimmtheitsmaß als die objektive Referenz und besitzt zugleich das höchste Bestimmtheitsmaß aller quasi-empfohlenen Kennwerte. Dieser bestätigt damit in seiner Adaption seine Relevanz zur Erklärung des wechselseitigen Wankverhaltens. Eine geringfügige Verbesserung erzielt auch der Kennwert  $V_{\varphi-a_y,stat,empf}$ , wohingegen der Kennwert  $V_{\varphi-a_y,min,empf}$  quasi-empfohlen deutlich schlechtere Ergebnisse erzielt.

Die Untersuchung auf quadratische Zusammenhänge ergibt ein marginal geringeres Bestimmtheitsmaß für  $WI_{empf}(f = 0,75$  Hz). Das höchste Bestimmtheitsmaß mit  $R_{korr}^2 = 0,985$  erzielt hingegen der quadrierte Wankindex  $WI_{\delta_H,empf}(f = 0,75$  Hz) für Fernández und Wentink, der ohne Empfindungsmodell  $R_{korr}^2 = 0,969$  bei  $p = 0,005$  erreicht. Er liegt damit aber

**Tabelle 5.10:** Regressionsergebnisse signifikanter quasi-empfohlener Kennwerte des Frequenzgangs

Kennwert	$R_{korr,lin}^2$			$R_{korr,quadr}^2$		
	Fer	Tel	Went	Fer	Tel	Went
$V_{\varphi-a_y,stat,empf}$	<u>0,966</u>	<u>0,969</u>	<u>0,968</u>			
$V_{\varphi-a_y,min,empf}$	0,887	0,736	0,735			
$WI_{\delta_H,empf}(f = 0,75$ Hz)	<u>0,971</u>	<u>0,965</u>	<u>0,977</u>			
$WI_{empf}(f = 0,75$ Hz)				0,973	0,947	0,974
$WI_{\delta_H,empf}(f = 0,75$ Hz)				<u>0,985</u>	0,965	<u>0,985</u>

minimal hinter dem Bestimmtheitsmaß  $R_{korr}^2 = 0,987$  des quadrierten objektiven Werts von  $WI(f = 0,75 \text{ Hz})$ .

Summativ die höchsten Bestimmtheitsmaße liefert der Modellteil, der die Bogengänge nach Wentink [112] modelliert, dicht gefolgt von der Modellierung nach Fernández [128]. Eine maßgebliche Verbesserung gegenüber der objektiven Modellierung ist jedoch nicht zu erzielen, weil das Niveau der Bestimmtheitsmaße bereits im objektiven Fall hoch ist. Dies liegt wiederum im einseitigen Zielbereich der Bewertungen zum wechselseitigen Wankverhalten und der damit verknüpften eindimensionalen Beurteilungsbasis der Fahrer begründet. Letztere bilden auch lineare Einfachregressionen, d. h. einfache Korrelationen rein objektiver Kennwerte, bereits mit hoher Genauigkeit ab. Diese sind gegenüber einer quadratischen Modellierung zu bevorzugen. Bei Verwendung des Empfindungsmodells kann die Varianzaufklärung anhand nur eines (linearen) Kennwerts geringfügig verbessert werden. Der Modellteil von Fernández ist dabei zu favorisieren, weil dieser im Vergleich zu Wentinks Modellierung auch beim Anwanken eine Verbesserung der Erklärung des Fahrerurteils zeigte.

### 5.3.4 Fazit zum Kriterium wechselseitiges Wanken

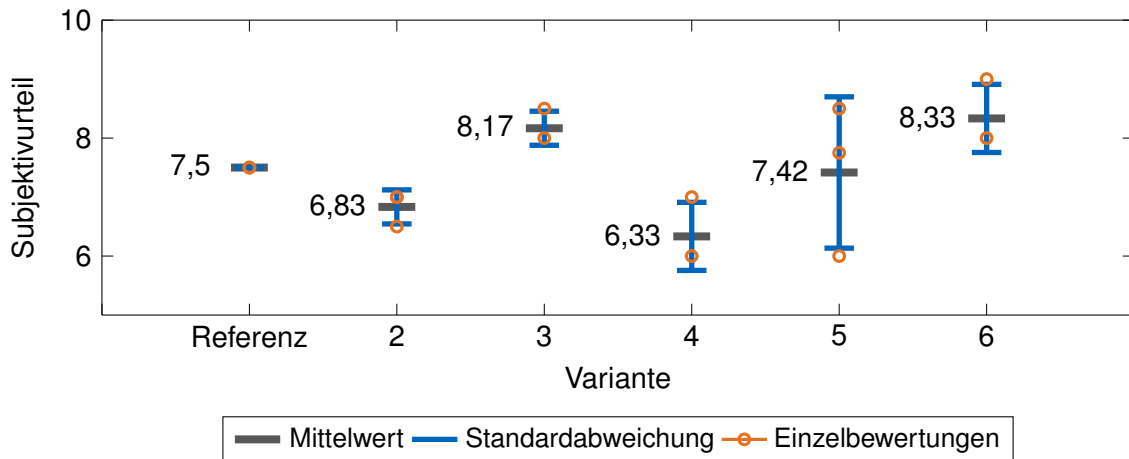
Die Bewertung des wechselseitigen Wankverhaltens im von den Expertenfahrern frei angesteuerten Lenkfrequenzbereich spannt einen einseitigen Zielbereich der verbalen Beschreibung „je weniger Wanken, desto besser“ auf, der mit der summativen kombinierten Wankdämpfung und -steifigkeit  $W_{DS,sum}$  verknüpft ist. Diesen quasi-linearen Zielbereich können viele der generierten Kennwerte abbilden. Daher ergeben sich gesamtheitlich besonders hohe Bestimmtheitsmaße. Die quadratische Regression bringt folglich keine wesentliche Verbesserung der Varianzaufklärung und wird daher nicht empfohlen. Auf multiple Korrelationen kann analog dazu vollkommen verzichtet werden.

Der Wankindex - insbesondere in seiner abgewandelten Form auf den Lenkradwinkel bezogen, wie er von Botev [7, S. 65] zur Erklärung des Fahrerurteils bezüglich der Harmonie von Wanken und Gieren eingeführt wurde - erzielt hohe Bestimmtheitsmaße und beweist auch für höhere Querbeschleunigungen und einer Lenkfrequenz von  $f_{\delta_H} = 0,75 \text{ Hz}$  seine Gültigkeit. Es muss jedoch darauf hingewiesen werden, dass dieser im vorliegenden Fall aus dem Frequenzgang extrahiert und nicht wie von Botev vorgeschlagen aus einem Einzel-Sinus gewonnen wurde. Die Kennwerte aus den Frequenzgängen der Wankrate  $\left(\frac{\dot{\varphi}}{a_y}\right)$  und  $\left(\frac{\dot{\varphi}}{\delta_H}\right)$  erzielten dabei schlechtere Ergebnisse als die Größen aus den Frequenzgängen des Wankwinkels  $\left(\frac{\varphi}{a_y}\right)$  und  $\left(\frac{\varphi}{\delta_H}\right)$ . Innerhalb Letzterer sind analog zu der Aussage von Botev [7, S. 73] die Kennwerte mit Bezug auf die Querbeschleunigung im Vergleich zum Bezug auf den Lenkradwinkel dominant. Ausnahme bildet oben genannte Sachlage bzgl. des auf den Wankwinkel bezogenen Wankindex  $WI_{\delta_H}$ , der in seiner auf den Lenkradwinkel bezogenen Form bei den quasi-empfundene Kennwerten seiner klassischen Form überlegen ist.

### 5.3.5 Auswanken

Das Auswanken bezeichnet das Ausschwingverhalten der Wankbewegung des Fahrzeugaufbaus nach dem schnellen Zurücklenken aus Kurvenfahrt. Die Querbeschleunigung und die Gierbewegung des Fahrzeugs sind zu diesem Zeitpunkt bereits abgeklungen. Nach Koletzko [9, S. 46] wird das Ausschwingverhalten von Beurteilenden sowohl nach der Höhe der Ausschwing-Amplitude als auch nach der Schwingungsdauer beurteilt. Er bewertet dieses kombinierte Verhalten mit dem unter Kapitel 5.1.3.1 genannten Kennwert Wankdämpfungsmaß  $D_{\dot{\varphi}}$ , der das logarithmische Amplitudenverhältnis mit der Zeitdifferenz der Amplitudenpeaks kombiniert. Koletzko untersucht dies objektiv anhand des Dreieckimpulses und zeigt, dass eine höhere Skyhook-Dämpfung im SAD-System zu unterscheidbar geringeren Kennwertausprägungen führt. Einen Nachweis, dass dieser Kennwert mit dem Subjektivurteil hoch korreliert, bleibt der Autor jedoch schuldig.

Abbildung 5.18 zeigt die abgegebenen Subjektivbewertungen zum Auswankverhalten der



**Abbildung 5.18:** Erzielte Subjektivbewertungen der Varianten bezüglich des Kriteriums Auswanken mit deren Mittelwert und Standardabweichung

Varianten in gewohnter Form mit Standardabweichung und Mittelwert. Drei Experten haben das Kriterium bewertet. Auffallend ist die geringfügig schlechtere Bewertung von Variante 5 mit Defizit im Vergleich zur Referenz ohne SAD-Wankdämpfung. Dies ist einem Ausreißer nach unten geschuldet, der auch die größte Standardabweichung aller Varianten verursacht. Die objektiven Kennwerte werden durch Auswertung der Wankdämpfungsmaße gemäß Gleichung (5.1) beim schnellen Zurückklennen von den durchgeführten Lenkradwinkelsprüngen zur Geradeausfahrt erzielt (entgegengesetzte Lenkbewegung zum Anwanken). Die lineare und quadratische Regressionsrechnung der Subjektivurteile mit den Wankdämpfungsmaßen  $D_{\dot{\varphi},l}$  des ersten (negativen) Wankratenpeaks zum zweiten bzw. dritten Peak, wie von Koletzko [9, S. 46] zur Beschreibung des Auswankverhaltens vorgeschlagen, erzielt keine hohen Bestimmtheitsmaße mit  $R_{korr}^2 < 0,40$ . Eine Erklärung des Fahrerurteils ist damit nicht möglich. Gleiches gilt für die Anzahl der Wankratenpeaks  $n_{\dot{\varphi}}$  1,5s nach dem Zurückklennen. Der Kennwert  $D_{\dot{\varphi},l}$  schreibt einer Variante, die charakterisiert ist durch einen großen ersten Wankraten-Peak gefolgt von einem kleinen Wankraten-Peak, eine hohe Wankdämpfung zu. Es wird die Vermutung angestellt, dass die Fahrer jedoch unter dem Kriterium Auswanken nicht nur das reine Wankdämpfungsmaß, sondern auch die Startamplitude des Wankwinkels bewerten, von der auf Null ausgeschwungen wird. Diesen Einfluss beinhaltet der Kennwert  $D_{\dot{\varphi},l}$  nicht. Die Relevanz hierzu wird von den Untersuchungen von [9] nicht aufgedeckt, weil zum einen ein Dreiecksklenkimpuls als Objektivmanöver verwendet wird, das keine stationären Anteile enthält, und zum anderen keine Probanden die verschiedenen Kennwertausprägungen im Fahrversuch bewerten.

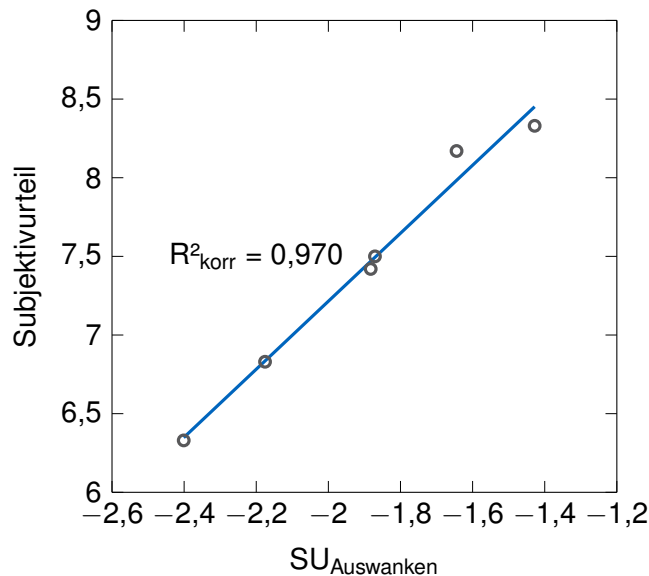
Um den wankwinkelabhängigen Einfluss des Fahrerurteils auf das Kriterium Auswanken mit abzubilden, werden lineare multiple Regressionen zwischen  $D_{\dot{\varphi},l}$  und dem stationären Wankwinkel  $\varphi_{stat}$  bzw. dem maximalen Wankwinkel  $\varphi_{max}$  untersucht. Das beste Ergebnis liefert die Kombination von  $D_{\dot{\varphi},l}$  mit dem stationären Wankwinkel  $\varphi_{stat}$  anhand der Gleichung:

$$SU_{Auswanken} = -0,221 \cdot D_{\dot{\varphi},l} - 2,155 \cdot \varphi_{stat} + 11,503 \quad (5.11)$$

mit  $R_{korr}^2 = 0,970$  bei  $p = 0,002$ . Eine Beschreibung des Fahrerurteils bezüglich des Kriteriums Auswanken anhand des klassischen Wankdämpfungsmaßes und des stationären Wankwinkels ist damit möglich. Abbildung 5.19 zeigt das dazugehörige Streudiagramm inklusive Regressionsgerade.

Eine Untersuchung der Varianzaufklärung des Fahrerurteils durch quasi-empfundene Modellierung zeigt sich als nicht zielführend. Der Kennwert  $D_{\dot{\varphi},l}$  wird durch das Empfindungsmodell nicht adaptiert. Eine lineare multiple Regression mit dem Wankwinkel  $\varphi_{stat}$  erbringt ebenfalls keinen Unterschied, weil dieser vom Visual Attractor nur zeitverzögert wird, der Absolutwert jedoch gleich bleibt. Durch die gezeigte Regressionsgleichung (5.11) mit  $R_{korr}^2 = 0,970$  kann

die Bewertung des Auswankverhaltens jedoch bereits rein objektiv genau beschrieben werden.



**Abbildung 5.19:** Streudiagramm der gemittelten Subjektivbewertungen und der identifizierten Regressionsgleichung  $SU_{\text{Auswanken}}$  mit Regressionsgerade

### 5.3.6 Fazit zum Kriterium Auswanken

Das Kriterium Auswanken stellt auf den ersten Blick und im Vergleich mit den vorangegangenen untersuchten Kriterien ein objektiv leicht beschreibbares Merkmal dar. Doch das von Koletzko [9] identifizierte Wankdämpfungsmaß zur Erklärung des Ausschwingverhaltens beschreibt das Fahrerurteil zum Auswanken, das beim Zurücklenken aus einer Kurvenfahrt auftritt, nur ungenügend. Dies ist auf die fehlende Beachtung des Wankwinkels innerhalb dieses Kennwerts zurückzuführen. Durch lineare Kombination des Wankdämpfungsmaßes mit dem stationären Wankwinkel in einer multiplen Regressionsgleichung lässt sich jedoch die Varianzaufklärung von  $R^2_{\text{korr}} < 0,40$  auf  $R^2_{\text{korr}} = 0,970$  verbessern. Eine Adaption mit dem Empfindungsmodell wurde aufgrund fehlender Adaption der Kennwerte verworfen. Aufgrund der Verfügbarkeit von nur drei Expertenfahrern zur Beurteilung dieses Kriteriums sind die Ergebnisse diesbezüglich zu betrachten.

### 5.3.7 Stationäres Wankverhalten

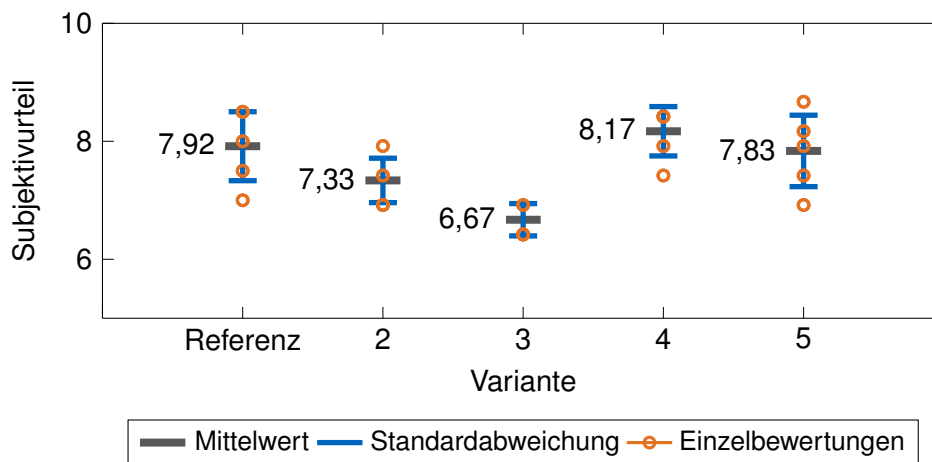
Das stationäre Wankverhalten besitzt zur Abstimmung des Wankverhaltens seit dem frühen Beginn der Fahrwerksauslegung große Bedeutung. Der etablierte Kennwert Wankwinkelgradient  $WWG = \frac{\Delta\varphi}{\Delta a_y}$  stellt auch trotz der identifizierten hohen Bedeutung der Kennwerte des dynamischen Wankverhaltens weiterhin eine feste Größe dar. In der Literatur werden Wertebereiche des Wankwinkelgradienten für eine gute Subjektivbewertung genannt. [90] nennt bspw. einen Zielbereich von  $WWG \approx 4 \text{ }^\circ\text{s}^2/\text{m}$  als optimal. Folgendes Kapitel untersucht den Optimalbereich des WWG für ein SUV mit sportlicher Abstimmung. Es wird nur der WWG als Kennwert analysiert und folglich auch keine Regressionsanalyse sowie Adaption durch das Empfindungsmodell durchgeführt. Das Empfindungsmodell adaptiert den Wankwinkel  $\varphi$  nur durch Zeitverzögerung, die für den quasi-stationären Zustand keine Relevanz besitzt. Fünf Varianten stationären Wankverhaltens werden bewertet. Ausgehend von der bekannten Referenz werden zwei wankweichere und zwei wanksteifere Varianten durch Variation von  $c_{\varphi,ref}$  des Referenzmodells der zentralen Wankmomentensollvorgabe (Kapitel 4.2) dargestellt. Diese unterscheiden sich somit von den Varianten der Kapitel 5.3.1 bis 5.3.5, weil Letztere für die Bewertung des dynamischen Wankens ausgelegt wurden und stationär nur geringe Unterschiede ausprägen. Die Probanden evaluieren die Varianten bei quasi-stationärer Kreisfahrt bei  $R = 40 \text{ m}$  bis  $a_y = 6 \text{ m/s}^2$  (Abbildung 4.11) und bewerten dabei den Verlauf des

Wankwinkels über der ansteigenden Querbeschleunigung. Tabelle 5.11 zeigt die Werte des WWG der einzelnen Varianten.

**Tabelle 5.11:** Erzielte Wankwinkelgradienten der fünf Varianten stationären Wankverhaltens

Kennwert	Variante 5	Variante 4	Referenz	Variante 2	Variante 3
WWG in $^{\circ}\text{s}^2/\text{m}$	1,2	1,5	1,9	2,8	3,9

Abbildung 5.20 gibt die erzielten Subjektivbewertungen im bekannten Schaubild mit Mittelwert und Standardabweichung wieder. Die Streuung der Subjektivbewertungen ist im Vergleich zu den Kriterien des dynamischen Wankens geringer. Die Beurteilung fällt den Probanden folglich leichter als die Bewertung des dynamischen Wankverhaltens. Interessant ist das Ergebnis, dass alle Varianten aufsteigend ihrer Wanksteifigkeit besser bewertet werden, bis auf die wanksteifste Variante 5. Beim stationären Wanken liegt folglich kein einseitiger Zielbereich, sondern eine Beziehung mit einem globalen Maximum vor.

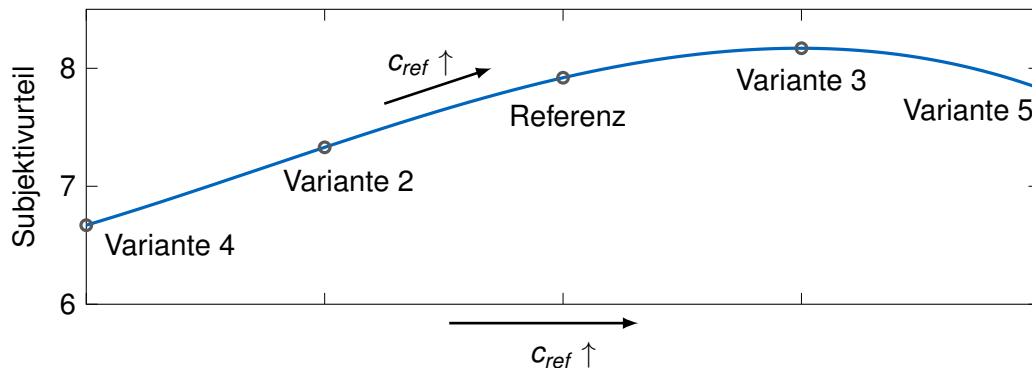


**Abbildung 5.20:** Erzielte Subjektivbewertungen der Varianten bezüglich des Kriteriums stationäres Wanken mit deren Mittelwert und Standardabweichung

Zur Analyse des nichtlinearen Zielbereichs werden erneut die während des Fahrversuchs aufgezeichneten verbalen Beschreibungen der Varianten durch die Expertenfahrer herangezogen. Begründungen für die Abwertung der steifsten Variante 5 liefern drei Probanden mit den Aussagen „zu wenig Wankwinkel“, „extrem wenig, synthetisch“ und „zu viel horizontalisiert“. Die Probanden favorisieren für eine sportliche Auslegung offensichtlich eine gewisse stationäre Wankreaktion. Besonders kleine (positive) WWG werden dafür nicht bevorzugt. Eine weitere interessante Aussage der Probanden ist, dass Variante 5 mit dem geringsten Wankwinkelgradienten bei hoher Querbeschleunigung gierdynamisch drehfreudiger, aber wankdynamisch kippeliger wirkt als die anderen Varianten. Als Ursache dieser Aussage wird ein Effekt der visuellen Wahrnehmung vermutet: Aus einer Quasi-Nulllage des Wankwinkels heraus (Horizontale) wird die vorbeiziehende Umgebung (Gieren) visuell stärker empfunden als aus einer Position außerhalb der Horizontalen (unter Wankwinkel), weil der optische Fluss der Bildpunkte nicht entlang des Horizonts, sondern quer über das Sichtfeld stattfindet. Analog hierzu und gemäß der Erkenntnis zur differentiellen Wahrnehmung aus [79, S. 33] gilt auch für die Wahrnehmung des Wankwinkels, dass Änderungen relativ zur bzw. ausgehend von der Horizontalen visuell ebenfalls leichter detektiert werden können als wenn der Fahrzeugaufbau bereits um einen Wankwinkel geneigt ist. Die Horizontale bzw. Vertikale dient folglich als visueller Anker bzw. Referenz des optischen Flusses [199; 204]. Bei Variante 5 passen der visuelle Sinneseindruck von Gieren und Wanken demnach nicht zur Erfahrung bzw. gewünschten Harmonie beider Bewegungen, weil viel Gieren, aber wenig absoluter Wankwinkel und geringe Änderungen desselben um die Horizontale (bspw. durch geringfügige Fahrbahnanregung) wahrgenommen werden. Dies erklärt, mit den anderen genannten

Gründen, die Abwertung der Variante 5.

Aus der dargestellten Referenzwanksteifigkeit  $c_{\varphi,ref}$  und der damit verknüpften reziproken Proportionalität des Wankwinkelgradienten WWG resultiert der Verlauf der Subjektivbewertungen über dem aufsteigenden Wert von  $c_{\varphi,ref}$  in Abbildung 5.21:



**Abbildung 5.21:** Streudiagramm der gemittelten Subjektivbewertungen des Kriteriums stationäres Wanken über den nach der Referenzwanksteifigkeit  $c_{\varphi,ref}$  aufsteigend angeordneten Varianten

Es ist darin kein einseitiger Zielbereich vorhanden. Obwohl die wanksteifste Variante 5 mit  $WWG = 1,2$  noch nicht voll horizontalisiert ist, wird dieser Wert im Sinne einer Rückmeldung über den Fahrzustand und im Vergleich zu Variante 4 im Mittel als zu gering eingestuft. Dabei tritt jedoch die größte Standardabweichung in Höhe von 0,6055 auf, die niveaueingestufte Einzelbewertungen reichen dabei von 6,92 bis 8,67. Die Probanden sind sich bezüglich der Einordnung dieser Variante am wenigsten einig. Ob darüber hinaus ein noch geringerer WWG bis zu einer Kurvenneigerfunktion mit negativem WWG (sogenannter Kurvenneiger, Kapitel 2.4.2) im Sinne sportlichen Fahrverhaltens wiederum besser bewertet wird als Variante 5 oder gar als Variante 3, kann nicht beantwortet werden. Dies ist mit dem eAWS-System und dem Versuchsfahrzeug nicht darstellbar. Ein zu geringer, aber noch positiver WWG in Variante 5 wird von den Probanden für eine sportliche Abstimmung jedenfalls als nicht optimal bewertet.

Mit Beachtung dieser Randbedingung und mit Verweis auf die untersuchte Fahrzeugklasse und das Probandenkollektiv kann daraus ein neu definierter Zielbereich des (positiven) Wankwinkelgradienten für ein fahrdynamisch ausgelegtes Fahrzeug abgeleitet werden (Tabelle 5.12). Hierbei wird der Wertebereich  $WWG = 1,5 - 2,0 \text{ } ^\circ\text{s}^2/\text{m}$  als Optimalbereich identifiziert, in dem Variante 4 und die Referenz einzuordnen sind. Unterhalb dieses Bereichs wird die Subjektivbewertung abgewertet. Gleiches gilt für die Bereiche oberhalb des Optimalbereichs. Interessant ist die Erkenntnis, dass die wankweichste Variante 3 mit  $WWG = 3,9 \text{ } ^\circ\text{s}^2/\text{m}$  gerade den Auslegungszielbereich von [90] erreicht, jedoch am schlechtesten und als deutlich zu wankweich bewertet wird. Zum einen herrschen herstellereinspezifische und fahrzeugklassenspezifische Unterschiede im Zielbereich des WWG vor. Zum anderen wird vermutet, dass sich der bereits genannte, gesteigerte fahrdynamische Anspruch von Normalfahrern in den letzten 16 Jahren seit Veröffentlichung dieses Werts in [90] offensichtlich auch bezüglich des Wankwinkelgradienten ausgewirkt hat.

**Tabelle 5.12:** Einteilung der Wertebereiche des Wankwinkelgradienten auf Basis der Ergebnisse

Beschreibung	Wertebereich in $^\circ\text{s}^2/\text{m}$
Fehlende Rückmeldung	$WWG < 1,5$
Optimalbereich	$1,5 < WWG \leq 2,0$
Akzeptabler Bereich	$2,0 < WWG \leq 3,0$
Inakzeptabler Bereich	$3,0 < WWG \leq 4,0$



### 5.3.8 Fazit zum Kriterium stationäres Wankverhalten

Die Untersuchung stationären Wankverhaltens beinhaltete die Bewertung der Referenzvariante aus den vorangegangenen Kapiteln und zweier wankweicherer und zweier wanksteiferer Varianten. Die Probanden favorisierten für das sportlich ausgelegte SUV im Allgemeinen einen geringen stationären Wankwinkel. Allerdings wurde die steifste Variante nicht am besten bewertet, folglich herrscht kein einseitiger Zielbereich vor. Eine Aussage auf Basis des Wankwinkelgradienten „je geringer, desto besser“ kann folglich nicht getroffen werden. Aus diesem Grund wurde eine Einteilung der empfohlenen Wertebereiche des WWG vorgenommen, die Grenzen sind dabei als weiche Grenzen bzw. Übergangsbereiche anzusehen.

Die Ergebnisse verdeutlichen, dass für ein fahrdynamisch sportlich abgestimmtes Fahrzeug eine wankdynamische Rückmeldung von den Probanden erwünscht wird. Dies steht im Kontrast zu einer starken Komfortauslegung durch Voll-Horizontierung oder Kurvenneigerfunktion, wie sie für hohe Subjektivbewertungen innerhalb aufbaukomfortrelevanter Kriterien, bspw. bei Chauffeursfahrt, jedoch offensichtlich nicht bei fahrdynamischem Fokus favorisiert wird.

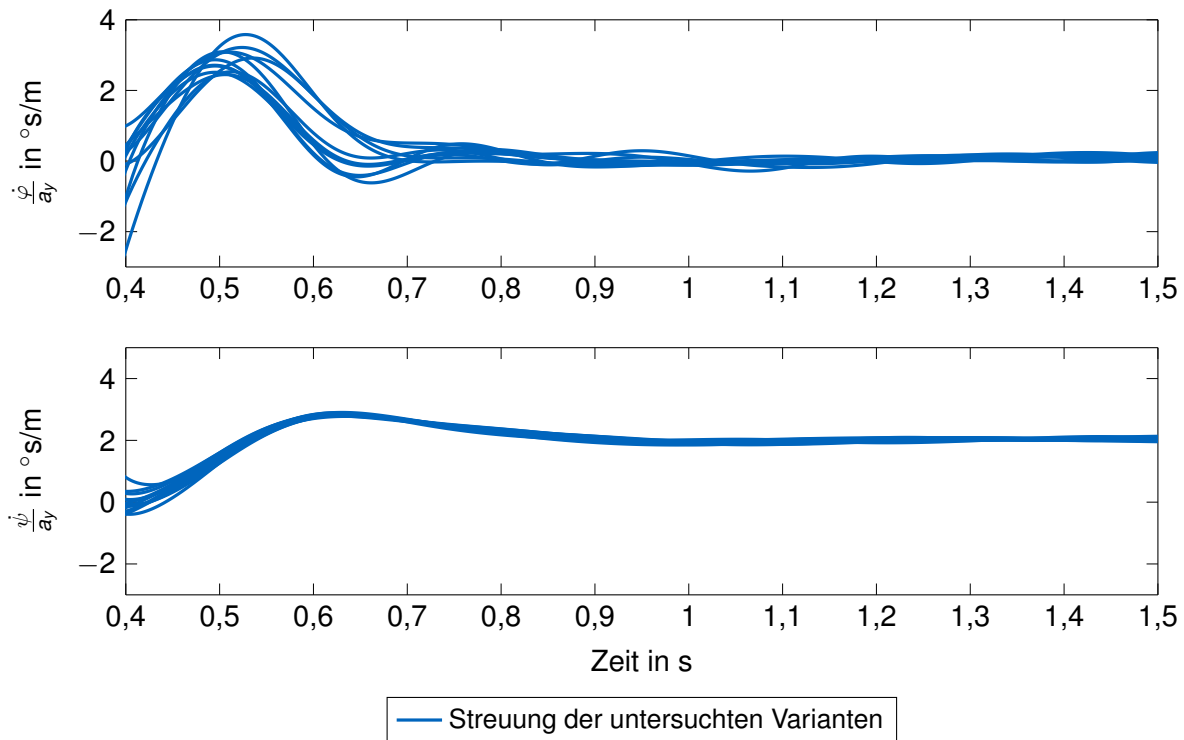
Durch ein aktives Fahrwerk kann dieser Zielkonflikt des stationären Wankverhaltens innerhalb nur eines Fahrzeugs aufgelöst werden. So kann im Komfort-Modus ein komfortorientiertes Fahrzeug mit einem Wankwinkelgradienten nahe Null oder potentiell negativem Wert ausgeprägt werden, in der Sportkennung jedoch ein geringer positiver Wankwinkelgradient gemäß Tabelle 5.11 zur wankdynamischen, sportlichen Rückmeldung für den Fahrer realisiert werden.

### 5.3.9 Einfluss des variierten Gierverhaltens auf die Bewertung der Wankdynamik

Nach Kraft [8, S. 172] ist der Einfluss des Gierens auf die subjektive Bewertung des Wankens gering. Diese Aussage steht jedoch im Widerspruch zu den Ergebnissen von Botev [7, S. 60ff.], der die Harmonie zwischen Wanken und Gieren ausgiebig untersucht und den Einfluss der Gierverstärkung auf das Subjektivurteil des Wankens darlegt. Um den Einfluss unterschiedlichen Gierverhaltens auf die Ergebnisse dieser Untersuchung bestmöglich auszuschließen, wurden im Versuchsfahrzeug alle die Gierdynamik beeinflussenden Systeme deaktiviert (Torque-Vectoring-Funktion des Hinterachsdifferentials, Hinterachslenkung, aktive Wankmomentenverteilung). Einziger gierbeeinflussender Effekt der Varianten bleibt damit der Wanklenkeffekt, der kinematisch mit dem Fahrzeug verknüpft ist. Dass dieser jedoch gering ist und die Expertenfahrer somit nicht ein variiertes Gierverhalten anstatt des variierten Wankverhaltens bewerten, zeigt Abbildung 5.22: Der Verstärkungsfaktor Wankrate-Querschleunigung variiert über den Varianten, wobei der Verstärkungsfaktor Gierrate-Querschleunigung nur gering streut. Die Varianten prägen folglich beim gezeigten Lenkradwinkelsprung bei variiertem Wankverhalten ein ähnliches Gierverhalten aus. Diese Verläufe folgen somit den in [6, S. 870] (Anhang R) gezeigten, nur geringen Änderungen des Gierratenverlaufs bei Variation der Wanksteifigkeit und -dämpfung. In [6, S. 871] wird genannt und mit einem Messschrieb gezeigt, dass die Verteilung der Wankdämpfung auf Vorder- und Hinterachse bei gleichbleibender Gesamtdämpfung einen Einfluss auf das Gierverhalten induziert (Anhang S). Diese Maßnahme, durch verschiedene Dämpferkennungen realisierbar, beeinflusst nur das Gierverhalten nach dem Anlenken. Durch eine aktive WMV zwischen Vorder- und Hinterachse durch das eAWS-System kann hingegen sowohl das instationäre als auch das stationäre Gierverhalten beeinflusst werden. Diese aktive Beeinflussung durch das eAWS wird heutzutage zur Agilisierung bzw. Stabilisierung in bestimmten Fahrsituationen verwendet.

Abbildung 5.23 zeigt eine Variation der WMV des Versuchsfahrzeugs bei einem Lenkradwinkelsprung im identischen Anregungsbereich wie bei den Untersuchungen zum Anwanken in Kapitel 5.3.1. Es ist ersichtlich, dass dadurch bei nahezu identischem Wankratenverlauf eine Variation der Gierrate stattfindet. Es ist zu überprüfen, ob diese oft verwendete gierdynamische Abstimmmaßnahme bei objektiv identischer Wankcharakteristik einen Einfluss auf die





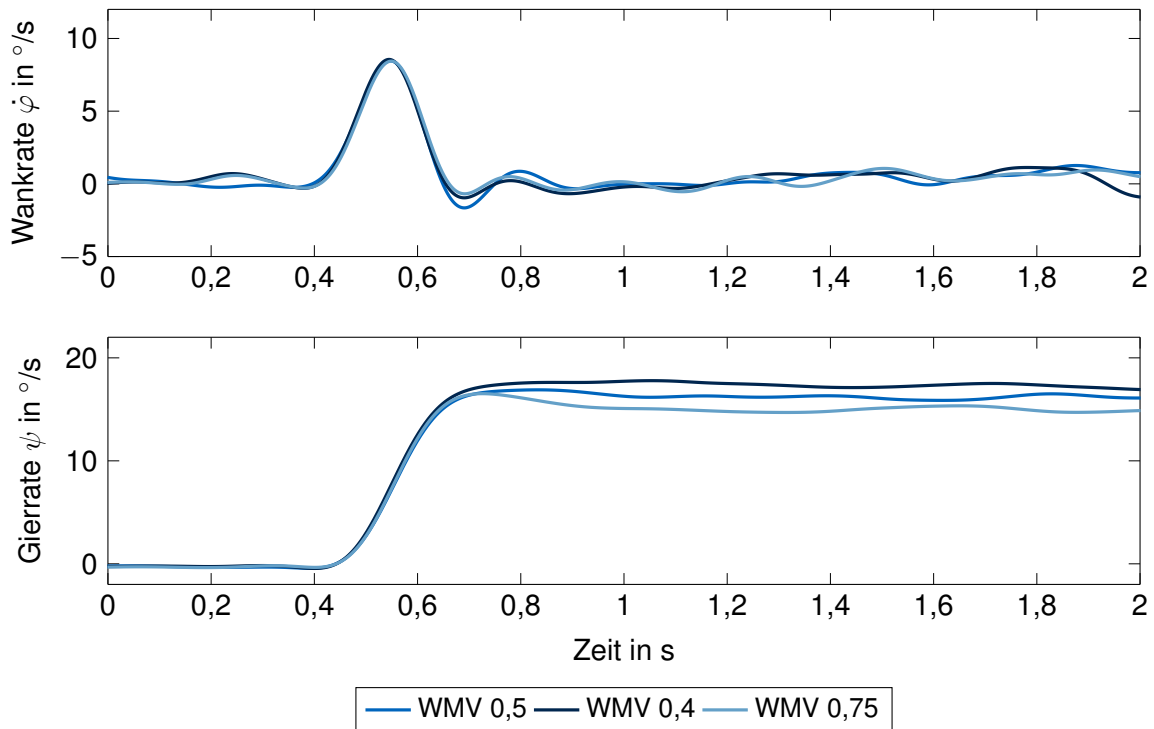
**Abbildung 5.22:** Streuung der Verstärkungsfaktoren  $\dot{\psi}/a_y$  und  $\psi/a_y$  aller Varianten bei einem Lenkradwinkelsprung mit  $v = 100 \text{ km/h}$  und  $a_y = 6 \text{ m/s}^2$

Wahrnehmung und folglich die subjektive Bewertung des Wankverhaltens mit sich bringt. Es werden hierzu Variationen der Wankmomentenverteilung vorgenommen, wobei ausgehend von der konstanten Verteilung im Verhältnis 50/50 (WMV 0,5) als Basis aller bisherigen Untersuchungen zum einen eine 75/25-Verteilung (WMV 0,75) und eine 40/60-Verteilung (WMV 0,4) von Vorderachse zu Hinterachse untersucht wird. Den Einfluss dieser Variation auf das Wank- und Gierverhalten zeigt Abbildung 5.23. Die Probanden bewerten bei diesem Versuchsdurchgang erneut die Domänen Anwanken, wechselseitiges Wanken und stationäres Wanken relativ zur Referenz. Die Variation der WMV findet verdeckt statt. Das bedeutet, dass den Probanden nicht mitgeteilt wird, welche Art der Variation durchgeführt wird. Abbildung 5.24 zeigt im oberen Teil die abgegebenen Subjektivurteile bezüglich des Kriteriums Anwanken inklusive deren Mittelwert und Standardabweichung. Obwohl das gestellte eAWS-Aufbauwankmoment bei allen Varianten identisch ist, erzielen die Varianten unterschiedliche gemittelte Subjektivbewertungen. Die Variante WMV 0,4 mit gierdynamisch agilerer Abstimmung schneidet schlechter ab, Variante WMV 0,75 mit einer untersteuerenden Auslegung etwas besser. Als Ursache werden zwei Gründe vermutet:

- Das veränderte Gierverhalten beeinflusst die Wahrnehmung des Wankverhaltens.
- Die unterschiedliche Wankmomentenverteilung lässt das Fahrzeug an Vorder- und Hinterachse unterschiedlich stark wanken, die Achswankwinkel und folglich Einfederwege zwischen Vorder- und Hinterachse differieren stärker als bei der Referenz.

Alle Expertenfahrer identifizieren ohne konkrete Nachfrage das verdeckt variierte Gierverhalten binnen kurzer Zeit als Variationsmerkmal und ordnen ihr Wahrnehmungsurteil den Varianten korrekt zu (Variante WMV 0,4: „agiler, direkter, gierfreudiger“, Variante WMV 0,75: „zahn, träge“). Trotz des Bewusstseins der Experten, dass ein variiertes Gierverhalten vorliegt, aber ausschließlich eine Bewertung des Wankverhaltens stattfinden soll, ist der Einfluss des Gierverhaltens auf die Bewertung des Wankverhaltens nicht auszuschließen.

Der zweitgenannte Grund ist ein Phänomen, das messtechnisch im Fahrzeugschwerpunkt schwer zu erfassen ist, aber subjektiv wahrgenommen wird. Eine anteilig größere Wank-



**Abbildung 5.23:** Einfluss der aktiven Wankmomentenverteilung auf das Wank- und Gierverhalten der Varianten bei einem Lenkradwinkelsprung

momentenabstützung an einer Achse induziert bei eingeleiteter Querbewegung einen größeren Achswankwinkel an der anderen Achse. Dieser Effekt ist anhand der Höhenstände messbar, nicht jedoch durch Messung der Wankreaktion im Schwerpunkt. Die Expertenfahrer, die außerhalb des Schwerpunkts und nahe der Vorderachse sitzen, nehmen diesen Effekt wahr und bewerten aufgrund des größeren Achsrollwinkels vorne die Variante mit heckbetonter Abstützung (WMV 0,4) wankdynamisch schlechter. Vice versa erhält die Variante WMV 0,75 aufgrund geringen Achsrollwinkels an der Vorderachse ein besseres Gesamturteil bezüglich Wanken, obwohl die Fahrer das Gierverhalten dieser Variante als schlechter bewerteten. Dies unterstützt die Aussage von [8, S. 173], wonach Expertenfahrern die getrennte Bewertung von Wanken und Gieren gelingt.

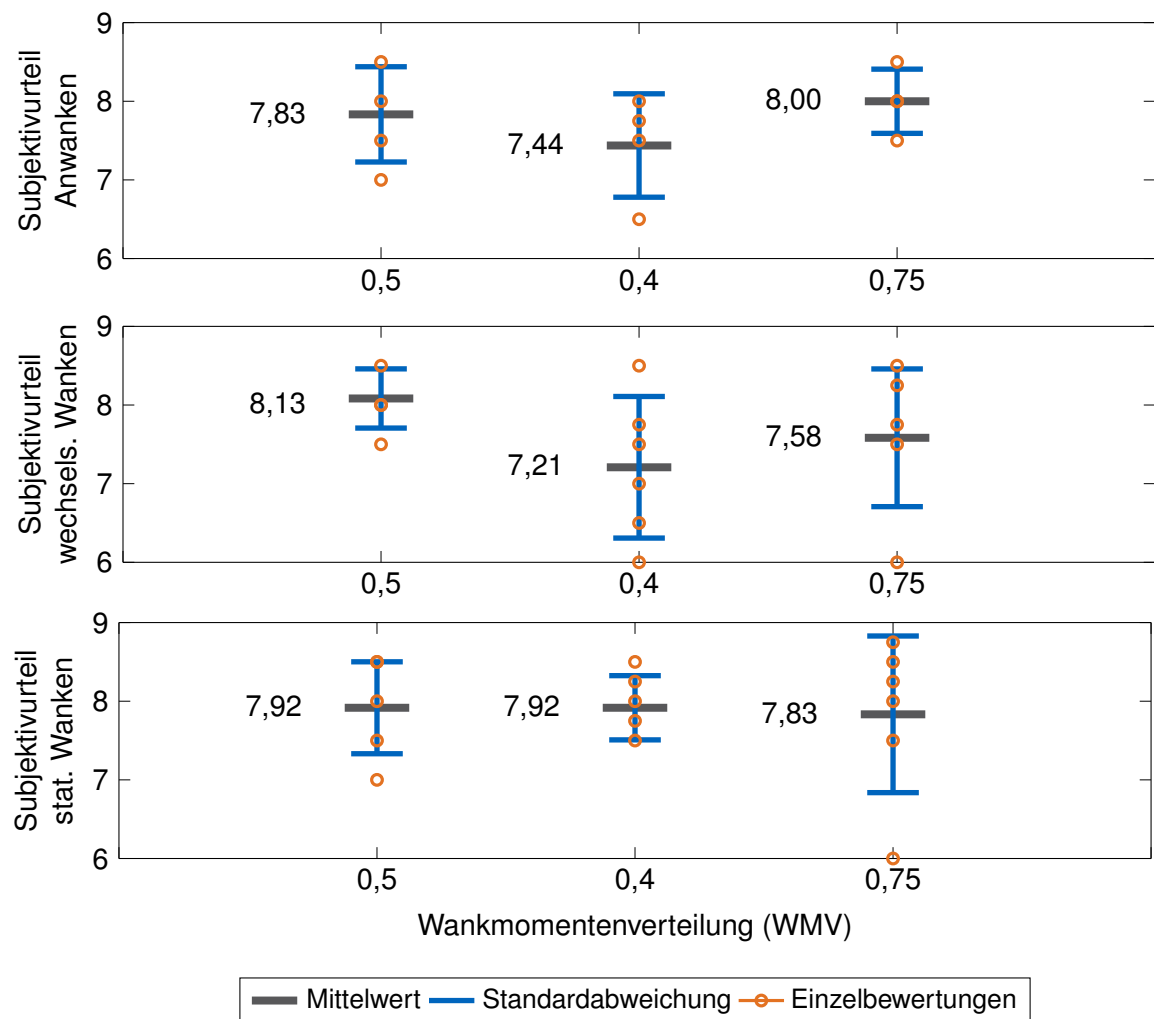
Abbildung 5.24 zeigt in der Mitte die Subjektivbewertungen des Kriteriums wechselseitiges Wanken bei identischer Variation der WMV. Die gemittelten Subjektivbewertungen, auf niveauekorrigierten Einzelbewertungen beruhend, unterscheiden sich deutlicher als beim Anwanken. Der agilisierten Variante WMV 0,4 wird ein deutlich schlechteres Wankverhalten zugeschrieben als der ausgeglichenen Referenz. Der Variante WMV 0,75 wird trotz geringen Vorderachswankwinkels zwar ein besseres Urteil im Vergleich zu WMV 0,4 gegeben, allerdings liegt dieses dennoch im Mittel mehr als einen halben Notenpunkt unterhalb der Referenz. Hier wird insbesondere die Disharmonie zwischen Vorder- und Hinterachse bemängelt, weil das Fahrzeug spürbar diagonal und zeitversetzt eintaucht. Die Streuung der einzelnen Bewertungen ist dabei im Vergleich zur Referenz groß, die trotz Niveauekorrektur vorhandenen Ausreißer stammen von verschiedenen Probanden. Den Fahrern fällt es folglich schwerer, sich auf eine gemeinsame Tendenz zu einigen. Es ist jedoch ersichtlich, dass die Variation der WMV einen Einfluss auf die Bewertung des Wankverhaltens hat.

Abbildung 5.24 unten zeigt die Subjektivbewertungen des Kriteriums stationäres Wanken bei identischer Variation der WMV. Die Mittelwerte der Varianten liegen auf einem ähnlichen Niveau. Bis auf einen Ausreißer bei Variante WMV 0,75 ist die Streuung innerhalb der Varianten geringer. Ein verändertes WMV-Verhältnis führt im stationären Zustand offensichtlich zu geringeren Auswirkungen auf das Subjektivempfinden des Wankens. Das ungleichmäßige

ge „Eintauchen“ der Vorder- und Hinterachse im dynamischen Fall wird stationär nicht im gleichen Maße wahrgenommen. Die variierte wankdynamische Lage des Aufbaus bei WMV-Verschiebung kann im stationären Fall nicht vestibulär, sondern hauptsächlich nur visuell wahrgenommen werden. Dies können die Probanden unter Querschleunigung offensichtlich nur geringfügig auflösen. Daraus ist mit Verweis auf das Probandenkollektiv und den Ausreißer die These abzuleiten, dass die Variation der WMV geringere Auswirkungen auf die Subjektivbewertung des stationären Wankverhaltens aufweist als beim dynamischen Wanken.

Die Analyse der erzielten Bewertungen der WMV-Varianten für die Kriterien Anwanken und wechselseitiges Wanken führt im Rahmen der durchgeführten Untersuchungen zu folgenden Erkenntnissen: Bei der Agilisierung bzw. Deagilisierung des Fahrzeugs durch aktive Wankmomentenverteilung und dynamischer Anregung

- kann der Einfluss variierten Gierverhaltens auf die Bewertung des dynamischen Wankverhaltens nicht abschließend ausgeschlossen werden und wird daher weiterhin als gegeben angenommen.
- treten durch ungleichmäßige Wankmomentenverteilung unterschiedliche Achsrollwinkel auf, die in der Schwerpunktsmessung nicht auftreten, subjektiv aber im dynamischen Fall empfunden werden.
- ist der Einfluss auf das stationäre Wankverhalten als geringer anzunehmen.



**Abbildung 5.24:** Erzielte Subjektivbewertungen der WMV-Varianten bezüglich der Kriterien Anwanken, wechselseitiges Wanken und stationäres Wanken mit deren Mittelwert und Standardabweichung

Die Untersuchung beinhaltete eine weite Spreizung der Wankmomentenverteilung. Ein geringerer Einfluss auf die Bewertung des dynamischen Wankverhaltens ist anzunehmen, wenn geringere WMV-Verschiebungen vorgenommen werden. Die daraus erzielte Erkenntnis des generellen Einflusses der WMV auf die Subjektivbewertung des dynamischen Wankens sollte bei Anwendung der in Kapitel 5.3.1, 5.3.3 und 5.3.7 identifizierten Kennwerte und Regressionsgleichungen immer in kombinierter Betrachtung mit der Abstimmung der gierdynamischen Agilisierungs- und Stabilisierungsfunktion durch die WMV erfolgen.

## 5.4 Fazit zu den Objektivierungsergebnissen

Das Objektivierungskapitel dieser Arbeit untersuchte die Auswirkung verschiedener Sollvorgaben der Wankdynamik auf die Bewertung fahrerinduzierter Wankbewegungen. Es wurde hierfür ein Fokus auf das Matching subjektiver und objektiver Bewertungsbasen gelegt und das Versuchsdesign danach ausgerichtet. Ausgewählte Übertragungsfunktionen menschlicher Empfindung von Rotationsbeschleunigungen und der Querschleunigung aus der Literatur wurden zu einem Empfindungsmodell Wanken kombiniert, das neben der Koordinatentransformation in das Kopfkoordinatensystem des Fahrers die Adaption objektiver Kennwerte an Empfindungseffekte des Menschen ermöglicht.

Die Untersuchung für das fahrerinduzierte Wankverhalten fand für die vier Domänen Anwanken, wechselseitiges Wanken, Auswanken und stationäres Wanken getrennt statt. Die vorgestellten Ergebnisse zu den einzelnen Domänen ermöglichen den Transfer der Erkenntnisse auf andere Fahrzeuge in weitergehenden Untersuchungen.

Die Bewertung des Anwankverhaltens der dargestellten Varianten stellte sich für die Probanden als herausfordernd dar. 62 objektive Kennwerte wurden auf Korrelation mit den Subjektivurteilen untersucht. Der Kennwert  $V_{\dot{\varphi}-a_y, max}$  konnte bei quadratischer Modellierung die beste Varianzerklärung eines Einzelkennwerts mit  $R_{korr}^2 = 0,959$  erreichen. Die tiefergehende Analyse des Bewertungsprozesses der Probanden identifizierte als wesentliches Bewertungsmerkmal neben der Phasigkeit, die in Form des Zeitverzugs der Wankbeschleunigung schon im neuen Kennwert  $TB_{\dot{\varphi}-\varphi}$  verarbeitet wird, die sogenannte Welligkeit der Wankrate. Eine multiple lineare Regression mit dem Kennwert  $TB_{\dot{\varphi}-\varphi}$  und dem neu generierten Kennwert  $n_{\dot{\varphi}}$ , der die Welligkeit auf Basis wahrnehmbarer Wankratenpeaks nach dem Anlenken beschreibt, erreichte daraufhin ein ebenfalls hohes Bestimmtheitsmaß in Höhe von  $R_{korr}^2 = 0,936$ .

Durch Verwendung des Empfindungsmodells Wanken mit seiner Übertragungsfunktion von Fernández konnte eine Erklärung des Fahrerurteils zum Kriterium Anwanken weiter verbessert werden. Die multiple lineare Regression des Dämpfungsmaßes  $D_{\dot{\varphi}, l, Fer}$  und des Zeitverzugs der Wankrate  $T_{\dot{\varphi}, max, Fer}$  ermöglichte eine Varianzaufklärung mit  $R_{korr, Fer}^2 = 0,962$  bei  $p = 0,003$ .

Das wechselseitige Wankverhalten wurde objektiv durch 105 Kennwerte des Manövers Frequenzgang und subjektiv durch freie Slalomfahrt untersucht. Die Expertenfahrer adressierten dabei nur einen Lenkfrequenzbereich bis ca. 1,2 Hz, sodass zur Beschreibung fahrerinduzierten Wankverhaltens eine Auswertung des Frequenzgangs bis 1,6 Hz als ausreichend identifiziert werden konnte. Die Bewertungen der Probanden spannten bezüglich der Bewertung des wechselseitigen Wankens einen einseitigen Zielbereich der verbalen Beschreibung „je weniger, desto besser“ auf. Viele der implementierten Kennwerte konnten dieses Verhalten gut abbilden, wodurch nur lineare und quadratische Regressionen untersucht wurden.

Der Wankindex von Botev [7] in seiner Variante  $WI_{\delta_H}(f = 0,75 \text{ Hz})$  erzielte bereits linear ein hohes Bestimmtheitsmaß mit den Fahrerurteilen mit  $R_{korr}^2 = 0,962$ . Der Kennwert kann folglich auch für  $a_y = 6 \text{ m/s}^2$  und für eine höhere Lenkfrequenz von  $f_{\delta_H} = 0,75 \text{ Hz}$  anstatt wie von Botev [7] vorgeschlagen  $f_{\delta_H} = 0,5 \text{ Hz}$  das Fahrerurteil zum Wanken gut erklären. Bei qua-

drastischer Regression erzielte der Wankindex  $WI(f = 0,75 \text{ Hz})$  mit  $R_{korr}^2 = 0,987$  das höchste Bestimmtheitsmaß.

Die Untersuchung des Potentials des Empfindungsmodells zeigte beim wechselseitigen Wanken im linearen Fall geringe Tendenzen zur Verbesserung der Varianzaufklärung, vor allem anhand des quadrierten Kennwerts  $WI_{\delta_H, empf}(f = 0,75 \text{ Hz})$ , der für die Adaption nach Fernández  $R_{korr}^2 = 0,985$  erzielte, blieb aber hinter dem nicht adaptierten Kennwert  $WI(f = 0,75 \text{ Hz})$  mit  $R_{korr}^2 = 0,987$  zurück. Das Potential zur Verbesserung der Varianzaufklärung durch die Empfindungsmodelle war aufgrund der bereits ohne Empfindungsmodelladaption hohen Bestimmtheitsmaße gering. Im Sinne der Einfachheit der Abbildung des Bewertungsprozesses wird eine lineare Modellierung empfohlen, die durch Verwendung der Übertragungsfunktion nach Fernández wie auch beim Anwanken weiter geringfügig verbessert werden kann.

Die Domäne Auswanken wurde durch die Expertenfahrer durch schnelles Zurücklenken aus der Kurvenfahrt in die Geradeausfahrt bewertet und mit Lenkradwinkelsprüngen von der stationären Kreisfahrt auf die Lenkradmittellage objektiviert. Entgegen den objektiven Ergebnissen von Koletzko [9] reichte zur Erklärung des Fahrerurteils nicht das Wankdämpfungsmaß  $D_{\dot{\varphi}}$  als objektive Beschreibung der Varianten aus. Durch Kombination von  $D_{\dot{\varphi}}$  mit dem stationären Wankwinkel  $\varphi_{stat}$  anhand linearer multipler Regression konnte jedoch die der Bewertung unterlagerte Abhängigkeit von der quasi-stationär erreichten Wankwinkelamplitude beschrieben und so eine Varianzaufklärung mit einem Bestimmtheitsmaß  $R_{korr}^2 = 0,982$  erzielt werden. Das Auswankverhalten sollte den Ergebnissen zufolge durch eine hohe Wankdämpfung und einer vorherigen geringen Wankwinkelamplitude gekennzeichnet sein. Dies folgt analog der Argumentation des wechselseitigen Wankens: „je weniger (Wankbewegungen), desto besser“.

Zu gleichem Ergebnis kam die Untersuchung zum stationären Wankwinkel hingegen nicht. Eine zu starke Horizontierung des Aufbaus führt nach Aussagen der Probanden zu einem synthetischen Wankverhalten und wurde mit Punktabzug bestraft. Die Fahrer wünschten sich als Abstimmziel des sportlichen SUV eine Mindestwankreaktion als Rückmeldung über den momentanen Fahrzustand. Es resultierte daraus ein Zielbereich mit lokalem Optimum. Hieraus konnte ein aktueller Zielbereich des Kennwerts Wankwinkelgradient WWG abgeleitet werden. Aufgrund der Robustheit des untersuchten quasi-stationären Fahrzustands, bei dem weder die Aktordynamik oder Dämpfungseffekte die Beurteilung beeinflussten, erscheint dieser auch auf andere Fahrzeuge mit sportlichem Charakter übertragbar. Zu überprüfen gilt noch die Abhängigkeit der Ergebnisse vom Höhenstand des Fahrzeugs bzw. der Sitzposition des Fahrers. Die Aussage von Meljnikov [108], wonach eine Mindestwankreaktion für die Sensierung der Querbeschleunigung notwendig ist, kann mit der Untersuchung nicht analog der Ergebnisse von Kraft [8, S. 163] widerlegt werden. Eine hierfür notwendige Abfrage bezüglich der Wahrnehmung der Querbeschleunigung erfolgte nicht.

Abschließend zeigten die Untersuchungen zur Variation der Wankmomentenverteilung, dass bei dynamischer Anregung ein deutlicher Einfluss der WMV auf die Bewertung der Kriterien Anwanken und wechselseitiges Wanken vorhanden ist. Im Fahrzeugschwerpunkt ist dabei eine Veränderung des Gierverhaltens, jedoch kein maßgeblicher Unterschied des Wankverhaltens messbar. Durch variierende Abstützung des Wankmoments an Vorder- und Hinterachse resultieren jedoch unterschiedliche Achsrollwinkel, die die Probanden im dynamischen Fall als Wanken wahrnehmen und ihre Bewertung dahingehend adaptieren, die in der konventionellen Messung im Schwerpunkt jedoch nicht auflösbar ist. Eine Betrachtung dieses Effekts bei Anwendung der Objektivierungsergebnisse und gleichzeitiger Integration von WMV-Funktionalitäten in ein Fahrzeug ist folglich notwendig.



## 6 Diskussion der Ergebnisse

Die Diskussion der Ergebnisse teilt sich gemäß den beiden Hauptkapiteln in zwei Teile. Der erste diskutiert die Kopplung beider Fahrwerksysteme mittels Defizitansatz, die Erweiterung der zentralen Sollvorgabe um zwei Regelzweige und die Effekte auf die fahrer- und die fahrbahninduzierte Wankdynamik. Der zweite Teil widmet sich der Analyse der Ergebnisse der Objektivierungsstudie. Für beide Teile gilt, dass der Fokus der Untersuchungen auf einem höherdynamischen Querschleunigungsbereich bei  $a_y \approx 6 \text{ m/s}^2$  lag. Die Ergebnisse erweitern die bisher in der Literatur nur gering vorhandenen Erkenntnisse in diesem Querschleunigungsbereich, schränken diese jedoch gleichermaßen auch auf diesen höherdynamischen Bereich ein.

### 6.1 Kopplung der aktiven Systeme und Auswirkung auf Wankdynamik und Vertikalkomfort

Die Entscheidung für eine Methodik zur Kopplung von SAD und eAWS und der Stellgrößenverteilung der Sollvorgabe erfolgte auf Basis des Stands der Wissenschaft, einer abgeleiteten Bewertungsmatrix und Vorabuntersuchungen in der Gesamtfahrzeugsimulation und mit dem Realfahrzeug. Aufgrund der geringen Anzahl zu koppelnder Systeme, der geringen Rechenzeit und der guten Applizierbarkeit wurde der Defizitansatz als der zu favorisierende Ansatz identifiziert. Dabei wurde das eAWS-System als Primärsystem definiert. Dies wurde mit dem nur kurzzeitigen Stellpotentials des SAD-Systems und die nachteiligen Auswirkungen zusätzlicher SAD-Anforderungen auf den Vertikalkomfort begründet. Auf eine Umsetzung im Fahrzeug wurde jedoch verzichtet. Eine interne Momentenmessung in den eAWS-Aktoren zur Berechnung des Defizits konnte mit dem vorhandenen System nicht realisiert werden, daher wurden Messkoppelstangen verbaut. Diese Messmethodik weist Nachteile bei Fahrbahnanregung auf, sodass die Logik erweitert und Filter integriert werden mussten. Der implementierte, auf der gemessenen Wankrate basierende Online-Teileffektivwertschätzer *FrequenzCheck* ermöglichte die Verbesserung der Teileffektivwerte bei Fahrbahninduktion durch bedarfsgerechte Abschaltung der Schnittstelle. Dies wurde jedoch nicht separat, sondern nur in Kombination mit dem aktiven Wank-Skyhook diskutiert. Verbesserungen der frequenzbasierten Defizit-Abschaltung wären darüber hinaus durch Verwendung der Koppelstangenkräfte oder der Domlagerbeschleunigungen als Berechnungsgrundlage anstatt der Wankrate zu erwarten. Diese repräsentierten dann zwar nicht mehr eine Online-Schätzung des Kennwerts  $\text{TRMS}_x$ , ermöglichten dadurch jedoch nicht erst eine Abschaltung bei eintretender Wirkung, sondern bereits bei Detektion des Störeintrags in den Aufbau.

Die Analyse der fahrerinduzierten Wankdynamik zeigte, dass bei der Zielquerschleunigung  $a_y = 6 \text{ m/s}^2$  anhand des Defizitansatzes als Kopplungsmethodik von eAWS und SAD nicht die Kennwertausprägungen der unkoordinierten Koexistenz erzielt werden konnten. Bestünde die Anforderung, die objektiven Ausprägungen der koordinierten Variante mit Defizit auf dasselbe Niveau zu heben, wäre zur Kompensation des Zeitverzugs der Defizitanforderung eine Vorsteuerung des Defizits denkbar. Dies würde analog zum SAD-System einem Anlenkmodul in der zentralen Sollvorgabe entsprechen, den Koordinationsgedanken jedoch unterwandern und ein Auftreten der Welligkeit beim Anwanken und eine Verschlechterung des Aufbaukomforts erneut begünstigen. Das mit dem Defizitmomentenansatz und den untersuchten Fahrwerksystemen darstellbare wankdynamische Niveau ist, auch in Anbetracht des hohen fahrdynamischen Anspruchs des Zielfahrzeugs, als hoch einzustufen. Eine weitere Reduktion der fahrerinduzierten Wankdynamik ist auf Basis dieser Untersuchungen nach Einschätzung des Autors nicht zielführend, wie die Ergebnisse der Objektivierungsstudie im

zweiten Teil dieser Arbeit zugleich bestätigten.

Das fahrbahninduzierte Wankverhalten und dessen Optimierung mittels aktivem Wank-Skyhook und kraftbasierter Regelung der Koppelstangenkräfte wurde auf drei Teststrecken untersucht. Der aktive Wank-Skyhook zeigte bei Kopieranregung im Wankeigenfrequenzbereich signifikante Verbesserungen der Kopiereigenschaften des Fahrzeugs. Eine derartige Regelung ist bei einer vorhandenen aktiven Wankstabilisierung als essentiell einzustufen. Nicht untersucht wurde dabei eine der wankratenbasierten Regelung überlagerte wankbeschleunigungsbasierte Regelung. Diese könnte zur feineren Abstimmung des aktiven Wank-Skyhooks verwendet werden. Der online-basierte Signalleistungsschätzer FrequenzCheck ermöglichte die gezielte Abschaltung des aktiven Wank-Skyhooks bei hoher Fahrbahnanregung. Es wurde gezeigt, dass damit die Effektivwerte des Wankkopierens im niederfrequenten Bereich stark reduziert und im hochfrequenten Bereich durch Reduktion der aktiven Wankbedämpfung eine deutliche Begrenzung derselben ermöglicht werden konnte. Weiterer Optimierungsbedarf besteht hinsichtlich der verwendeten Signalfilter für die Wankrate und für den FrequenzCheck. In beiden Fällen würde ein steilerer Flankenabfall des gefilterten Signals bei geringerem Phasenabfall Verbesserungen im nieder- als auch hochfrequenten Anregungsbereich erbringen. Im Vergleich zur zukünftig immer häufiger verfügbaren bildbasierten Fahrbahnklassifikation ist das Potential der frequenzselektiven reaktiven Abschaltung jedoch beschränkt. Auf Basis bereits verbauter Sensorik kann mit dieser allerdings einer Verschlechterung des Aufbaukomforts bei aktivem Wank-Skyhook und hochfrequenter Anregung wirkungsvoll und kostengünstig begegnet werden.

Die Untersuchungen bezüglich des zweiten eingeführten Regelzweigs galten als Potentialabschätzung einer der höhenstands-basierten Störgrößenentkopplung überlagerten kraftbasierten Regelung. Analysiert wurde das niederfrequente Kopierverhalten großer Anregungsamplitude. Summativ zeigten die Untersuchungen, dass eine Regelung der Koppelstangenkräfte Vorteile zur Störgrößenentkopplung und folglich eine Verbesserung des niederfrequenten Kopierverhaltens gegenüber rein höhenstands-basierter Entkopplung erbringt. Die Parametrierung der beiden untersuchten Regler fand dabei nur durch Anwendung empirischer Einstellregeln statt. Eine genauere Adaption der Parameter lässt hier weiteren Optimierungsraum zu. Der Smith-Prädiktor der zweiten Reglervariante wurde nur mit einem Linear Time Invariant System (LTI)-Modell des eAWS-Aktors dargestellt. Um das Potential des Smith-Prädictors für diesen Anwendungsfall eindeutig beurteilen zu können, sollte die Verwendung von amplitudenspezifischen LPV-Modellen untersucht oder eine noch komplexere Modellierung verwendet werden. Die gewonnenen Erkenntnisse wurden zudem in der Potentialabschätzung nicht in Kombination mit den anderen Regelzweigen der zentralen Sollvorgabe und nur auf einem Schwellenprofil bei geringen Geschwindigkeiten untersucht. Eine Gesamtbetrachtung inklusive aller Anteile und vollständigen Anregungsprofilen ist noch zu leisten.

Die ebenfalls gezeigten Messwerte von Vergleichsfahrzeugen müssen im Kontext der Anregung und der verbauten Messtechnik betrachtet werden. Eine Messung interner Signale war bei diesen nicht möglich. Neben der kombinierten Betrachtung der  $TRMS_x$ - und  $TRMS_z$ -Werte ist die Untersuchung weiterer objektiver Maßzahlen zur Beschreibung der Entkopplung bei der verwendeten Anregungsart zu empfehlen, weil subjektiv einzelne Fahrzeuge als besser empfunden wurden als dies das gezeigte Streudiagramm der  $TRMS_x$ - und  $TRMS_z$ -Werte widerspiegelte.

Die Erkenntnisse dieses Hauptkapitels motivieren zur Koordination beider Systeme durch die Defizitschnittstelle und den Einsatz einer aktiven Wank-Skyhooks im eAWS-System. In dieser Kombination kann ein sportliches fahrerinduziertes Wankverhalten dargestellt werden, das nicht zulasten des Fahrverhaltens bei Fahrbahninduktion erfolgt. Dies erfordert jedoch



die Integration einer Abschaltlogik bei hohem Energieeintrag in den Aufbau durch Fahrbahn-anregung. Der gezeigte FrequenzCheck kann hierfür eine mögliche Lösung darstellen. Die durchgeführten Untersuchungen zur Defizitschnittstelle, der aktiven Wank-Skyhook-Regelung und der kraftbasierten Aufbauregelung erweitern die bis dato in der Literatur genannten Erkenntnisse um neue Ergebnisse im höherdynamischen Querschleunigungsbereich und der Umsetzung mit einem elektromechanischen aktiven Wankstabilisierungssystem in Kombination mit einem SAD-System. Vergleichbare Untersuchungen mit alternativ ausgeführten aktiven Fahrwerksystemen und geringerer querdynamischer Anregung sind jedoch vielfählig publiziert. Auch sind die Untersuchungen für einen Transfer der Ergebnisse in die Serie trotz weitreichender Variation der Anregungsfrequenzen und -amplituden auf den untersuchten Teststrecken noch durch weitere Variationen der Regler- und Manöverparameter und der Störungsarten zu erweitern.

## 6.2 Objektivierung der Wankdynamik

Die durch die beiden Systeme eAWS und SAD und die Defizitschnittstelle geschaffenen Potentiale und Freiheitsgrade zur Darstellung variierten dynamischen und stationären Wankverhaltens wurden im zweiten Kapitel dieser Arbeit dazu genutzt, ein jeweiliges Optimum innerhalb spezifischer Domänen des fahrerinduzierten Wankverhaltens zu identifizieren und durch objektive oder quasi-empfundene Kennwerten zu beschreiben. Das fahrerinduzierte Wankverhalten wurde nicht objektiviert, weil die Ergebnisse der Literatur mehrheitlich der Aussage folgen, dass geringere fahrerinduzierte Aufbaubewegungen des Wankens und des Hubens in allen Frequenzbereichen mit besseren Bewertungen einhergehen.

Die untersuchten Varianten entsprachen nicht in allen Varianten denjenigen des vorangegangenen Kapitels. Aufgrund der hohen querdynamischen Anregung sind Variantenunterschiede komplexer zu bewerten, weil die differentielle Wahrnehmung der Wankdynamik von der anliegenden Querschleunigungsamplitude erschwert wird. Aus diesem Grund wurden die Varianten in ihrer Ausprägung teilweise weiter gespreizt und Expertenfahrer als Probanden gewählt. Dadurch verringerte sich das Probandenkollektiv auf sechs an der Zahl. Den Ergebnissen kann dennoch eine domänenspezifische Gültigkeit zugewiesen werden, weil dem Urteil eines im Sinne eines anspruchsvollen Kunden bewertenden Expertenfahrers mehr repräsentative Relevanz zugeschrieben werden kann als einem Normalfahrer ohne Bewertungserfahrung. Die genannten Ergebnisse sollten jedoch in einer Folgeuntersuchung in einem kontrollierten Setting (z. B. Fahrsimulator) und einem vergleichbaren Fahrzeug überprüft werden. Allgemein gilt, dass auch bei beschränkter Verfügbarkeit von expliziten Expertenfahrern für die argumentierte Zulässigkeit der Inferenzstatistik ein stets größtmögliches Expertenfahrerkollektiv zu forcieren ist.

Das Empfindungsmodell Wanken umfasste zum einen die Koordinatentransformation der Messgrößen in das Kopfkoordinatensystem des Fahrers und zum anderen die Adaption der Messwerte mittels aus der Literatur entnommener Übertragungsfunktionen der Sinnesorgane, die am Bewertungsprozess der Wankdynamik beteiligt sind. Die Dynamik des Fahrerkopfes wurde dabei vernachlässigt, weil diese in einer vorab durchgeführten Probandenstudie nicht repräsentativ oder in Abhängigkeit physiologischer Parameter beschrieben werden konnte. Diese Beschreibung sollte mit neuen Versuchsmethodiken erneut untersucht werden. Die Koordinatentransformation alleine erbrachte kinematisch bedingt nur eine Adaption der Beschleunigungsanteile, nicht jedoch der Rotationsbewegungen, die für die Bewertung der Wankdynamik jedoch bedeutend sind.

Zur Diskussion der verwendeten Empfindungsmodelle ist zu konstatieren, dass deren Parameter in der Literatur zumeist für Sinusanregungen und nicht für stochastische Anregun-

gen ermittelt wurden. Weiterhin gilt, dass diese teilweise auf Untersuchungen für Wahrnehmungsschwellen und dadurch bedingt auf einer geringeren Amplitude als der zu bewertenden Anregung basieren. Die Parameter sind zudem nicht auf die Fahraufgabe adaptiert. Ob und wenn ja wie dies erfolgen sollte, ist Gegenstand aktueller, zahlreicher Untersuchungen und konnte keinen Einzug in diese Arbeit erhalten. Die Fusion vestibulärer und optischer Prozesse ist zudem als komplexer anzunehmen, als dies der aus der Literatur entnommene Visual Attractor abbildet. Auch hier können weitere Erkenntnisse der Wissenschaft zukünftige Verbesserungen des Modells bringen.

Es konnten bei allen Untersuchungsteilen hohe Bestimmtheitsmaße zur Erklärung der abgegebenen Fahrerurteile erzielt werden. Diese sind kritisch zu betrachten und in einer Folgestudie zu bestätigen.

Aufgrund der bereits sehr hohen Varianzaufklärung durch Einfachregressionen oder multiple Regressionen rein objektiver Kennwerte mit den Subjektivurteilen bestand zudem a priori ein geringes Potential zur Verbesserung der Erklärung der Fahrerurteile durch das Empfindungsmodell. In diesem Kontext sind die erzielten Ergebnisse zu betrachten. Die geringfügigen Verbesserungen bei quasi-empfundener Modellierung sind angesichts des Kollektivs von sechs Expertenfahrern in einer Folgestudie zu bestätigen. Das Auswankverhalten wurde dabei nur mit drei Expertenfahrern bewertet. Dies bedingte, dass einzelne Bewertungen höheres Gewicht besaßen und folglich einzelne Ausreißer die statistische Auswertung stärker beeinflussten. Die Ergebnisse für das stationäre Wankverhalten sollten zudem für variierte Höhenstände noch validiert werden, um auch für Pkw mit geringerer Trimmlage und Sitzhöhe Gültigkeit nachzuweisen. Weiterhin wurde nicht untersucht, ob auch nur die Transformation der Messdaten in das Kopfkoordinatensystem ohne eine Verwendung der Übertragungsfunktionen menschlicher Empfindung gegenüber der rein objektiven, auf Schwerpunktmessungen basierenden Korrelation und Regression Vorteile erbringt.

Allgemein ist zu empfehlen, die erzielten Objektivierungsergebnisse der vier untersuchten Domänen des fahrerinduzierten Wankverhaltens in einer weiteren Realfahr- oder Fahrsimulatorstudie zu überprüfen.

Abschließend wurde der Einfluss der Wankmomentenverteilung auf die Subjektivbewertung des Anwankens, wechselseitigen Wankens und des stationären Wankens untersucht. Trotz objektiv identischer Messung im Schwerpunkt wurde eine Abhängigkeit der Subjektivbewertung des Wankens bei Variation der WMV identifiziert. Dies resultierte aus den unterschiedlichen Achswankwinkeln der einzelnen Varianten. Es konnte nicht abschließend geklärt werden, ob die damit verknüpfte, variierte Gierbewegung durch die veränderte Wankmomentenverteilung einen Anteil an der unterschiedlichen Bewertung des Wankverhaltens besitzt. Die Ursache dafür ist, dass die Effekte der Variation von Achswankwinkel und Gierverhalten durch eine WMV-Änderung nicht isoliert betrachtet werden können und somit ein Rückschluss, ob der Bewertungsunterschied auf die variierten Achswankwinkel oder die tatsächlich variierte Gierdynamik zurückzuführen ist, nicht möglich war. Es ergibt sich durch die Untersuchung jedoch die wichtige Erkenntnis, dass aufgrund kinematischer und elastokinematischer Effekte bei einer WMV-Variation ein im Schwerpunkt objektiv identisches Wankverhalten zu subjektiv unterschiedlich empfundenem Wankverhalten führen kann und dass dies bei agilisierenden und stabilisierenden Abstimmmaßnahmen durch die WMV beachtet werden sollte.

## 7 Zusammenfassung und Ausblick

Der Anspruch des Kunden an ein modernes Fahrzeug folgt den Veränderungen im Markt. Connectivity und Fahrerassistenz gewinnen immer mehr an Bedeutung, klassische Disziplinen wie Fahrdynamik, die je nach Hersteller bis dato kauffördernd waren, müssen sich vor dem Kunden mehr behaupten als zuvor. Aktive Fahrwerksysteme können dabei einen wertvollen Beitrag leisten. Konsequenterweise genutzt, können diese individuelles und begeistertes Fahrverhalten auch bei Fahrzeugen großer Aufbaumasse ermöglichen und so auch die Fahrdynamik eines Fahrzeugs als Kaufargument stärken.

Das Wankverhalten eines Fahrzeugs als eine vom Fahrer leicht sensierbare Aufbaubewegung spielt dabei eine wichtige Rolle in der Fahrwerksauslegung und -abstimmung. Dieses beeinflusst maßgeblich das Empfinden von Sportlichkeit und Komfort. Aktive und semiaktive Fahrwerksysteme, die das Wankverhalten variabel ausprägen, spielen im Marktumfeld der Automobilhersteller daher eine immer bedeutendere Rolle. In dieser Arbeit war dahingehend das Ziel, das semiaktive Verstelldämpfersystem (SAD) und das moderne elektromechanische Wankstabilisierungssystem (eAWS) in einem Fahrzeug mit sportlichem Anspruch regelungstechnisch zu koppeln und einzeln und in Kombination bezüglich deren Einfluss auf das darstellbare Wankverhalten zu bewerten. Dabei wurde das fahrer- und fahrbahninduzierte Wankverhalten unterschieden. Auf Basis eines daran anknüpfenden Objektivierungsvorgehens mit Fokus auf die Einbeziehung empfindungsbasierter Effekte wurden verschiedene Ausprägungen des fahrerinduzierten Wankverhaltens in einem Probandenversuch bewertet und die Ableitung einer objektiven Beschreibung des identifizierten Optimalverhaltens geleistet.

Im Stand der Wissenschaft in Kapitel 2 wurde dazu in die Wankdynamik des Kraftfahrzeugs eingeführt, die Historie der Fahrwerksysteme zur Beeinflussung der Wankdynamik beleuchtet und ein Auszug der bisher in der Literatur geleisteten Untersuchungen zur Kopplung aktiver Systeme vorgestellt. Weiterhin wurden relevante bisherige Objektivierungsergebnisse zum Wankverhalten, aber auch zu anderen Domänen des Fahrverhaltens vorgestellt. Es wurde auf die regelungstechnische Beschreibung des Empfindungsvorgangs des Menschen eingegangen.

In Kapitel 3 zur Konzeptableitung wurden auf Basis einer Messung des Ausgangszustands des Versuchsfahrzeugs die Nachteile einer fehlenden Koordination der Systeme SAD und eAWS auf einer Kopierstrecke gezeigt und zur Koordination derselben motiviert. Auf Basis einer Bewertungsmatrix wurde der zur Kopplung von SAD und eAWS am besten geeignete Kopplungsansatz unter den Anforderungen Robustheit, Applikationsaufwand, Rechenzeit, Sensorkosten und Potential zur gleichzeitigen Verbesserung des Aufbaukomforts abgeleitet. Damit verknüpft waren die Einführung einer zentralen Wankmomentensollvorgabe und die Substitution zuvor autarker Sollvorgaben in den Einzelsystemen zur Beeinflussung des Wankverhaltens. Der zu analysierende Zielquerbeschleunigungsbereich ergab sich aufgrund des bis dato in der Literatur nur wenig betrachteten höher dynamischen Anregungsbereichs zu  $a_y = 6 \text{ m/s}^2$ .

Die Ableitung des Objektivierungskonzepts basierte auf dem Ansatz größtmöglichen Matchings subjektiver und objektiver Bewertungsbasen. Im Wesentlichen beinhaltete dies vor der statistischen Auswertung die Transformation der objektiven Messdaten in das Kopfkoordinatensystem und die zusätzliche Adaption der Objektivdaten um Empfindungseffekte des Menschen.

In Kapitel 4 wurde das Kopplungskonzept im Fahrzeug realisiert und basierend auf einer Modellfolgesteuerung mit invertiertem Wankmodell des Ausgangsfahrzeugs die zentrale Wankmomentensollvorgabe realisiert. Die unkoordinierte parallele Wankdämpfung durch das SAD-System wurde dabei eliminiert und es wurden zwei Regelzweige zur aktiven Aufbaudämpfung eingeführt.

Die Analyse im Fahrversuch zeigte für das fahrerinduzierte Wankverhalten bei ebener Fahrbahn, dass durch Koordination beider Systeme mit dem bedarfsgerechten Defizit das dynamische Anwankverhalten und das wechselseitige Wankverhalten ein Niveau nahe der Ausprägung der unkoordinierten Koexistenz beider Systeme darstellbar ist. Dabei konnte zugleich ein Schwingungsphänomen der Wankrate des Ausgangszustands der unkoordinierten Koexistenz eliminiert werden, das bei dieser auch an späterer Stelle im Probandenversuch negativ bewertet wurde.

Das fahrbahninduzierte Wankverhalten wurde auf drei Teststrecken unterschiedlicher Anregungsart untersucht: Kopieranregung im Wankeigenfrequenzbereich, hochfrequentes Kopieren unter kombinierter vertikal- und querdynamischer Anregung und niederfrequente Kopieranregung großer Amplitude. Der Skyhook-Wankdämpfung im SAD-System wurde dabei aufgrund ihrer nur dissipativen Charakteristik ein beschränktes Potential zur Verbesserung des Kopiereffekts bescheinigt. Anhand der eingeführten aktiven Skyhook-Wankdämpfung in der zentralen Wankmomentensollvorgabe und der Primäraufschaltung auf das eAWS-System konnte das Kopierverhalten des Fahrzeugs auch bei Anregung im Wankeigenfrequenzbereich signifikant verbessert werden. Die Untersuchungen auf einer schlechten Landstraße mit hochfrequenten Kopier- und Vertikalanregungsanteilen und kombinierten Querschleunigungsabschnitten zeigten dabei nicht die zu erwartenden Verschlechterungen des Aufbaukomforts aufgrund von Störanregungen und Sollvorgaben oberhalb der Eckfrequenz des aktiven Systems eAWS. Dies wurde sowohl durch eine robuste Filterauslegung als auch durch eine online-basierte Signalleistungsschätzung der Regelgröße des aktiven Wank-Skyhooks mit bedarfsgerechter Abschaltung des Wank-Skyhook-Regelzweigs erreicht.

Es wurde zudem eine Potentialabschätzung zur möglichen Aufbautenkopplung anhand einer kraftbasierte Regelung der Koppelstangenkräfte gegeben. Auf einer Kopierstrecke niedriger Frequenz und großer Amplitude bescheinigten die Untersuchungen dem neu eingeführten Regelzweig dabei große Vorteile zur Verbesserung der Störgrößenentkopplung. Die Ergebnisse wurden aktuellen Serienfahrzeugen des Wettbewerbsumfelds gegenübergestellt.

In Kapitel 5 der Arbeit wurde die Objektivierungsstudie zur Erklärung optimalen fahrerbasierten Wankverhaltens durchgeführt. Die Festlegung auf den analysierten Querschleunigungsbereich erfolgte analog zum vorangegangenen Kapitel auf  $a_y = 6 \text{ m/s}^2$ . Die Ergebnisse vervollständigen damit die bisher in der Literatur nur lückenhaft vorhandenen Erkenntnisse zum optimalen Wankverhalten in diesem höher dynamischen Fahrzustand.

Die Bewertung des Anwankverhaltens hing von mehreren, dem Bewertungsprozess unterlagerten Faktoren ab. Diese konnten von einem einzelnen Kennwert linear nicht abgebildet werden. Dies bestätigt die Aussage der Expertenfahrer, wonach insbesondere beim Anwankverhalten von einer komplexen Bewertungsaufgabe zu sprechen ist. Bereits durch Verwendung rein objektiver Kennwerte konnten hohe Bestimmtheitsmaße zur Erklärung der Fahrerurteile erzielt werden. Durch Anwendung des entwickelten Empfindungsmodells Wanken war es jedoch möglich, die Varianzaufklärung weiter zu verbessern. Durch empfindungsbasierte Adaption der Messwerte resultierte für die multiple lineare Regression des Dämpfungsmaßes  $D_{\dot{\varphi},l}$  und des Zeitverzugs der Wankrate  $T_{\dot{\varphi},max,Fer}$  summativ die beste Erklärung des Fahrerurteils zum Kriterium Anwanken.

Die statistische Auswertung des wechselseitigen Wankverhaltens ergab bereits für einzelne Kennwerte hohe Bestimmtheitsmaße für die Erklärung der Subjektivbewertungen. Der aus der Literatur stammende Kennwert Wankindex WI wurde auf den Querschleunigungsbe-

reich  $a_y = 6 \text{ m/s}^2$  und eine Lenkfrequenz  $f = 0,75 \text{ Hz}$  adaptiert. Dieser konnte das abgegebene Fahrerurteil sowohl bei linearer als auch quadratischer Regression mit sehr hohen Bestimmtheitsmaßen erklären. Die anschließende Verwendung des Empfindungsmodells brachte auch bei der Erklärung des wechselseitigen Wankverhaltens eine geringfügige Verbesserung der Varianzaufklärung. Der Kennwert Wankindex erzielte dabei auch in diesem Fall die höchsten Bestimmtheitsmaße. Seine in der Literatur genannte Relevanz zur Erklärung des wechselseitigen Wankverhaltens konnte damit bestätigt und dessen Gültigkeit für den adaptierten Analysebereich ausgeweitet werden.

Eine wichtige aus den Untersuchungen zum wechselseitigen Wanken abgeleitete Erkenntnis war zudem, dass sogar Expertenfahrer bei freier Fahrt Lenkfrequenzen oberhalb von 1,2 Hz nicht nutzten. Kennwerte, die höhere Lenkfrequenzen auswerten, sind folglich für zukünftige Objektivierungsvorhaben kritisch zu überprüfen.

Die Analyse stationären Wankverhaltens zeigte, dass die Probanden entgegen der bei Serienfahrzeugen teilweise realisierten maximalen Horizontrierung bzw. gar Überkompensation durch Kurvenneigerfunktion einen kleinen Wankwinkelgradienten bevorzugten. Es konnte hieraus ein neuer Zielbereich des Wankwinkelgradienten für ein sportlich abgestimmtes Fahrzeug abgeleitet werden. Abschließend wurde der Einfluss der Wankmomentenverteilung (WMV) auf die Subjektivbewertung des Wankens untersucht. Hierbei trat zum Vorschein, dass bei Manipulation der WMV ein objektiv im Schwerpunkt gemessenes identisches Wankverhalten von den Probanden anders wahrgenommen und folglich unterschiedlich bewertet wird. Dies ist auf die inhomogenen Achswankwinkel bei ungleichmäßiger Wankmomentenabstützung zurückzuführen und sollte bei Abstimmmaßnahmen des Wankverhaltens und der WMV stets in Kombination betrachtet werden.

In zukünftigen Untersuchungen kann auf Basis der Ergebnisse des Kapitels 4 die zentrale Wankmomentensollvorgabe mit ihren Regelzweigen und der Defizitschnittstelle mit einer eAWS-Aktorgeneration mit hoch genauem integrierem Momentensensor und einer bildbasierten Vorausschau kombiniert werden. Damit sind weitere Verbesserungen des fahrbahninduzierten Wankverhaltens zu erwarten. Zusätzlich wäre damit in Kombination mit einem vorsteuernden Anteil auf Basis situationsspezifischer Umfelddaten auch im Bereich des fahrerinduzierten Wankverhaltens eine Steigerung über das bereits hohe darstellbare wankdynamische Niveau der gezeigten Konfiguration zu erwarten. Bei zukünftigen Fahrzeugen ist davon auszugehen, dass immer mehr aktive Systeme Einzug halten werden, die regelungstechnisch zu koordinieren sind. Der gezeigte Defizitansatz ist als robust gegenüber Systemerweiterungen anzusehen und dadurch zur Darstellung der Kopplung mehrerer Systeme geeignet. Ein vollintegrativer Ansatz mittels Zentralregler würde dafür jedoch die bessere Alternative bieten, wenn mehrere sich in ihrer Wirkung überschneidende, ergänzende oder unabhängige aktive Fahrwerksysteme zur Verfügung stehen. Mit diesem wäre eine einfachere, ganzheitliche Beeinflussung aller Modalbewegungen des Aufbaus möglich. Dieses Potential bietet in Zukunft nicht nur für das manuelle Fahren, sondern auch für das automatisierte Fahren Vorteile zur gesamtheitlichen optimalen Kontrolle und charakteristischen Ausprägung der Fahrzeugeigenbewegungen.

Die Erkenntnisse der Objektivierungsstudie können in Zukunft dafür genutzt werden, bereits in der Grundauslegung zukünftiger vergleichbarer Fahrzeuge den Zielbereich des Wankverhaltens bei höherdynamischer Anregung abzusichern. Die diskutierten Ergebnisse der getrennten Domänen Anwanken, wechselseitiges Wanken, Auswanken und stationäres Wanken bieten dafür die geeignete Ausgangsbasis. Anhand von zukünftigen Validierungsstudien in anderen Fahrzeugen könnte ein Transfer der Erkenntnisse auf andere Fahrzeugklassen hin überprüft werden.

Die empfindungsbasierte Objektivierung bietet weitergehendes Potential zur Erklärung des

komplexen Bewertungsprozesses des Fahrers. Eine Weiterentwicklung des Empfindungsmodells Wanken um eine Beschreibung des dynamischen Kopfwankverhaltens des Fahrers und die Ableitung von Übertragungsfunktionen menschlicher Empfindung bei der Fahraufgabe könnten dabei einen weiteren wertvollen Beitrag leisten. Durch eine für alle Aufbaubewegungen konsequent auf den Bewertungsprozess des Fahrers ausgerichtete Auslegung und Applikation des Fahrwerks resultiert auch in Zukunft das Potential und zugleich die Hoffnung des Fahrwerks, trotz steigender Relevanz von Connectivity und automatisierten Fahrfunktionen auch zukünftige Fahrzeuge durch hohen Aufbaukomfort und fesselnde Fahrdynamik dem Kunden schmackhaft machen zu können. Möge Letztere allen Fahrdynamikbegeisterten noch lange zuteil werden.

# Abkürzungen/Glossar

<b>AAS</b>	Adaptive Air Suspension
<b>ABC</b>	Active Body Control
<b>ADS</b>	Adaptive Damping System
<b>AFS</b>	Aktive Fahrwerkstabilisierung
<b>AM</b>	Anlenkmodul des SAD-Systems
<b>BI</b>	Bewertungsindex
<b>CA</b>	Control Allocation
<b>CDC</b>	Continuous Damping Control
<b>CG</b>	Schwerpunkt (Center of Gravity)
<b>CR</b>	Common Rail
<b>DAQ</b>	Data Aquisition Packet
<b>DMS</b>	Dehnmessstreifen
<b>eABC</b>	Electromechanical Active Body Control
<b>eAWS</b>	Elektromechanische aktive Wankstabilisierung
<b>EDC</b>	Electronic Damper Control
<b>EPS</b>	Electric Power Steering
<b>ESM</b>	Einspurmodell
<b>ESP</b>	Elektronisches Stabilitätsprogramm
<b>FC</b>	Frequenzcheck - Deaktivierungslogik des aktiven Wank-Skyhooks
<b>FPGA</b>	Field Programmable Gate Array
<b>GPS</b>	Global Positioning System
<b>HAL</b>	Hinterachslenkung
<b>hAWS</b>	Hydraulische aktive Wankstabilisierung
<b>HSSL</b>	High Speed Serial Link
<b>IMU</b>	Inertial Measurement Unit
<b>LPV</b>	Linear Parameter Varying System
<b>LTI</b>	Linear Time Invariant System
<b>MBC</b>	Magic Body Control
<b>MKS</b>	Mehrkörpersimulation
<b>MPC</b>	Model Predictive Control

<b>MPCA</b>	Model Predictive Control Allocation
<b>MR</b>	Magnetorheologisches Prinzip
<b>MSRC</b>	Magnetic Selective Ride Control
<b>PDC</b>	Pneumatic Damping Control
<b>PDCC</b>	Porsche Dynamic Chassis Control
<b>PI</b>	Proportional-Integral-Regler
<b>Pkw</b>	Personenkraftwagen
<b>PSD</b>	Power Spectral Density
<b>PT1</b>	Proportionales Übertragungsverhalten mit Verzögerung 1. Ordnung
<b>RC</b>	Wankzentrum (Roll Center)
<b>SAD</b>	Semiaktive (Verstell-) Dämpfer
<b>SiL</b>	Software-in-the-Loop
<b>Sky<sub>Hub, SAD</sub></b>	Hubratenabhängiger SAD-Skyhook-Anteil
<b>Sky<sub>Nick, SAD</sub></b>	Nickratenabhängiger SAD-Skyhook-Anteil
<b>Sky<sub>Wank, SAD</sub></b>	Wankratenabhängiger SAD-Skyhook-Anteil
<b>Sky<sub>Wank, eAWS</sub></b>	Wankratenabhängiger eAWS-Skyhook-Anteil
<b>STIM</b>	Stimulus Data Packet
<b>SUV</b>	Sport Utility Vehicle
<b>TRMS</b>	Teileffektivwert
<b>TRMS<sub>x</sub></b>	Teileffektivwert der Wankrate
<b>TRMS<sub>z</sub></b>	Teileffektivwert der z-Beschleunigung
<b>TV</b>	Torque Vectoring
<b>WI</b>	Wankindex
<b>WMV</b>	Wankmomentenverteilung
<b>WWG</b>	Wankwinkelgradient
<b>XCP</b>	Extended Calibration Protocol



# Formelzeichen

Formelzeichen	Einheit	Beschreibung
$a_x$	$\frac{\text{m}}{\text{s}^2}$	Längsbeschleunigung im Fahrzeugschwerpunkt
$a_{x,Kopf}$	$\frac{\text{m}}{\text{s}^2}$	Beschleunigung in x-Richtung im Kopfschwerpunkt
$a_y$	$\frac{\text{m}}{\text{s}^2}$	Querbeschleunigung im Fahrzeugschwerpunkt
$\dot{a}_y$	$\frac{\text{m}}{\text{s}^3}$	Querruck im Fahrzeugschwerpunkt
$a_{y,Kopf}$	$\frac{\text{m}}{\text{s}^2}$	Beschleunigung in y-Richtung im Kopfschwerpunkt
$a_{y,obs}$	$\frac{\text{m}}{\text{s}^2}$	Beobachtete Querbeschleunigung
$a_z$	$\frac{\text{m}}{\text{s}^2}$	Vertikalbeschleunigung im Fahrzeugschwerpunkt
$a_{z,Kopf}$	$\frac{\text{m}}{\text{s}^2}$	Beschleunigung in z-Richtung im Kopfschwerpunkt
$C_{\varphi,ref}$	$\frac{\text{N}}{\circ}$	Wanksteifigkeit des Referenzfahrzeugs
$C_{Fed}$	$\frac{\text{N}}{\circ}$	Wanksteifigkeit des Fahrzeugs durch Tragfedern
$C_{neben}$	$\frac{\text{N}}{\circ}$	Wanksteifigkeit des Fahrzeugs durch Nebensteifigkeiten
$C_{Stabi}$	$\frac{\text{Nm}}{\circ}$	Torsionssteifigkeit des Stabilisators
$C_{Stabi}$	$\frac{\text{N}}{\circ}$	Wanksteifigkeit des Fahrzeugs durch Stabilisatoren
$d_{\varphi,ref}$	$\frac{\text{Ns}}{\circ}$	Wankdämpfungskoeffizient des Referenzfahrzeugs
$d_{\varphi}$	$\frac{\text{Ns}}{\circ}$	Wankdämpfungskoeffizient
$d_{Damp}$	$\frac{\text{Ns}}{\circ}$	Wankdämpfungskoeffizient des Fahrzeugs
$d_{Ground,virtuell}$	$\frac{\text{Ns}}{\text{m}}$	Virtueller Groundhook-Dämpfungskoeffizient
$d_{Reib}$	$\frac{\text{Ns}}{\circ}$	Wankdämpfungskoeffizient des Fahrzeugs durch Reibung
$d_{Sky,virtuell}$	$\frac{\text{Ns}}{\text{m}}$	Virtueller Skyhook-Dämpfungskoeffizient
$\delta$	$\circ$	Radlenkwinkel
$\delta_H$	$\circ$	Lenkradwinkel (Handlenkwinkel)
$\dot{\delta}_H$	$\frac{\circ}{\text{s}}$	Lenkradwinkelgeschwindigkeit
$f_{\delta_H}$	Hz	Frequenz des Handlenkwinkels (Lenkfrequenz)

$f_{char}$	Hz	Charakteristische Eigenfrequenz
$F_{d,max}$	N	Maximale Dämpferkraft
$F_{d,min}$	N	Minimale Dämpferkraft
$f_{E,eAWS}$	Hz	Eckfrequenz des eAWS-Systems
$f_{E,TP}$	Hz	Eckfrequenz des Tiefpassfilters
$F_{Koppel}$	N	Koppelstangenkraft
$f_{max}$	Hz	Maximale Frequenz des abgetasteten Signals
$F_{Z,dyn}$	N	Dynamische Radlastschwankung
$F_A$	N	Luftwiderstandskraft aus Aerodynamik
$f_E$	Hz	Eckfrequenz eines aktiven Systems
$f_o$	Hz	Obere Frequenzschränke des Teileffektivwerts nach [9]
$f_u$	Hz	Untere Frequenzschränke des Teileffektivwerts nach [9]
$\vec{F}_{Sky}$	N	Kraftvektor des Skyhook-Moduls
$g$	$\frac{m}{s^2}$	Erdbeschleunigung
$G_{Auge}(s)$	-	Übertragungsfunktion des Auges
$G_B(s)$	-	Übertragungsfunktion des Bogengangorgans
$G_M(s)$	-	Übertragungsfunktion des Makulaorgans
$g_y$	$\frac{m}{s^2}$	lateraler Gravitationsanteil
$H_A$	-	Adaptionsglied der Übertragungsfunktion
$h_{CG}$	m	Höhe des Schwerpunkts
$H_L$	-	Lead-Term der Übertragungsfunktion
$h_{Rampe}$	m	Höhe der Fahrbahnschwellen
$h_{RC,ref}$	m	Wankhebelarm des Referenzfahrzeugs
$h_{RC,CG}$	m	Abstand Wankzentrum bis Schwerpunkt (Wankhebelarm)
$h_{RC}$	m	Höhe des Wankzentrums
$H_{TP}$	-	Übertragungsfunktion des Torsionspendels

$h_k$	m	Abstand Schwerpunkt-Kopfmittelpunkt Kennwert Wankindex
$h_l$	m	Normierungsfaktor (1 m) des Kennwerts Wankindex
$I_{fl}$	A	Ventilstrom des SAD-Dämpfers vorne links
$I_{fr}$	A	Ventilstrom des SAD-Dämpfers vorne rechts
$\vec{I}_{AM}$	A	Stromvektor des Anwankmoduls
$\vec{I}_{LM}$	A	Stromvektor des Längsmoduls
$\vec{I}_{soll}$	%	Arbitrierter Stromvektor des SAD-Reglers
$J_{xx}$	$\frac{Nm}{s^2}$	Wankträgheitsmoment
$J_{xx,ref}$	$\frac{Nm}{s^2}$	Wankträgheitsmoment des Referenzfahrzeugs
$J_{yy}$	$\frac{Nm}{s^2}$	Nickträgheitsmoment
$K$	-	Proportionalfaktor der Übertragungsfunktion
$k_{krit}$	-	kritische Verstärkung beim Einstellverfahren des PI-Reglers
$K_{p,sky}$	-	Proportionalfaktor des Aufbaureglers (kennfeldbasiert)
$k_V$	-	Gebrochen rationaler Exponent der Übertragungsfunktion
$l$	m	Radstand
$l_{Rampe}$	m	Länge der Fahrbahnschwellen
$l_f$	m	Radstand vom Schwerpunkt zur Vorderachse
$l_r$	m	Radstand vom Schwerpunkt zur Hinterachse
$m_{Bo,ref}$	kg	Aufbaumasse des Referenzfahrzeugs
$m_{Bo}$	kg	Aufbaumasse
$M_{F_{Koppel}}$	N m	Aufbaumoment auf Basis der Koppelstangenentkopplung
$m_{Rad}$	kg	Anteilige Radmasse
$M_{Stabi,soll}$	N m	Torsionsmoment des Stabilisators
$M_{x,ref}$	N m	Aufbausollwankmoment aus der Modellfolgesteuerung
$M_{x,sky}$	N m	Wank-Skyhook-Moment
$M_{x,soll}$	N m	Aufbausollwankmoment

$m_1$	$\frac{1}{2 \cdot \pi \cdot f_{\delta_H}}$	Normierungsfaktor des Kennwerts Wankindex
$m_2$	-	Normierungsfaktor (=1) des Kennwerts Wankindex
$m_3$	$2 \cdot \pi \cdot f_{\delta_H}$	Normierungsfaktor des Kennwerts Wankindex
$M_x$	N m	Gegenwankmoment am Aufbau
$n_{TP}$	-	Filterordnung des Tiefpasses
$n_a$	-	Anzahl der Überaktuierung bei Kopplung von aktiven Systemen
$\omega_{ves}$	$\frac{^\circ}{s}$	Vestibulär empfundene Rotationsgeschwindigkeit des Visual Attractors
$\omega_{vis}$	$\frac{^\circ}{s}$	Visuell empfundene Rotationsgeschwindigkeit des Visual Attractors
$\phi$	$^\circ$	Phase im Phasengang
$\varphi$	$^\circ$	Wankwinkel
$\varphi_{Aktor,ref}$	$^\circ$	Referenzaktorverdrehwinkel
$\varphi_{Aktor,soll}$	$^\circ$	Soll-Aktorverdrehwinkel
$\varphi_{Aktor,stör}$	$^\circ$	Externer Störwinkel am Aktor
$\varphi_{Aktor}$	$^\circ$	Ist-Aktorverdrehwinkel
$\varphi_{Kopf}$	$^\circ$	Kopfwankwinkel (um die x-Achse)
$\varphi_{ref}$	$^\circ$	Referenzwankwinkel aus Sollvorgabe
$\dot{\varphi}$	$\frac{^\circ}{s}$	Wankrate
$\ddot{\varphi}$	$\frac{^\circ}{s^2}$	Wankbeschleunigung
$\dot{\varphi}_{max}$	$\frac{^\circ}{s}$	Maximale Wankrate nach Lenkradwinkleinleitung beim Lenkradwinkelsprung
$\dot{\varphi}_{min}$	$\frac{^\circ}{s}$	Minimale Wankrate nach Lenkradwinkleinleitung beim Lenkradwinkelsprung
$\dot{\varphi}_{ref}$	$\frac{^\circ}{s}$	Referenzwankrate aus Sollvorgabe
$\ddot{\varphi}_{ref}$	$\frac{^\circ}{s^2}$	Referenzwankbeschleunigung aus Sollvorgabe
$\dot{\varphi}_{WS}$	$\frac{^\circ}{s}$	Wahrnehmungsschwelle der Wankrate
$\hat{\dot{\varphi}}$	$\frac{^\circ}{s}$	Effektivwert der Wankrate
$\psi$	$^\circ$	Gierwinkel

$\dot{\psi}$	$\frac{\circ}{s}$	Gierrate
$\ddot{\psi}$	$\frac{\circ}{s^2}$	Gierbeschleunigung
$R$	m	Radius der Kreises bei stationärer Kreisfahrt
$r_{x/y/z, \overline{SP-H}}$	m	x-/y-/z-Anteil des Ortsvektor vom Fahrzeugschwerpunkt zum Hals-Abknickpunkt
$r_{x/y/z, Kopf}$	m	x-/y-/z-Anteil des Ortsvektors vom Fahrzeugschwerpunkt zum Kopfmittelpunkt
$r_{z,H}$	m	Ortsvektor vom Fahrzeugschwerpunkt zum Kopfmittelpunkt
$S_{\dot{\delta}_H, Def}$	$\frac{\circ}{s}$	Lenkradwinkelgeschwindigkeitsschwelle Defizitschnittstelle
$S_{Rampe}$	m	Abstand zwischen den Fahrbahnrampen
$T$	s	Ansprechzeit
$t$	s	Zeit in Messschrieben
$T_{Aktor}$	s	Zeitkonstante des eAWS-Aktors
$T_{Hold, Def}$	s	Haltezeit der Defizitschnittstelle
$T_{krit}$	-	kritische Schwingungsdauer beim Einstellverfahren des PI-Reglers
$T_t$	s	Totzeit des Systems
$\tau_1$	s	Langzeit-Zeitkonstante der Übertragungsfunktion
$\tau_2$	s	Kurzzeit-Zeitkonstante der Übertragungsfunktion
$\tau_A$	s	Zeitkonstante des Adaptionsterms
$\tau_L$	s	Zeitkonstante (Lead-Komponente) der Übertragungsfunktion
$\tau_N$	s	Zeitkonstante (Neural-Processing-Lead-Komponente) der Übertragungsfunktion
$\tau_V$	s	Zeitkonstante (Geschwindigkeitskomponente) der Übertragungsfunktion
$\tau_{VA,gering}$	-	Geringer Kontrast der Umgebung im Visual Attractor
$\tau_{VA,hoch}$	-	Hoher Kontrast der Umgebung im Visual Attractor
$\tau_{VA,mittel}$	-	Mittlerer Kontrast der Umgebung im Visual Attractor
$\tau_{VA}$	s	Zeitkonstante des Visual Attractor Modells
$\vartheta$	$\circ$	Nickwinkel

$\vartheta_{Kopf}$	°	Kopfnickwinkel (um die y-Achse)
$\dot{\vartheta}$	$\frac{°}{s}$	Nickrate
$\ddot{\vartheta}$	$\frac{°}{s^2}$	Nickbeschleunigung
$V_d$	$\frac{m}{s}$	Dämpfergeschwindigkeit
$V_x$	$\frac{m}{s}$	Längsgeschwindigkeit
$W_{DS,ref}$	-	Kombinierte Wankdämpfung- und steifigkeit im Referenzmodell
$W_{DS,sum}$	-	Kombinierte Wankdämpfung- und steifigkeit von Referenzmodell und SAD
$WI$	°s	Wankindex
$WZ$	-	Wankzentrum unterhalb des Schwerpunkts
$Z_{Bo}$	m	Aufbauhub in z-Richtung
$Z_A$	m	Hubbewegung des Fahrzeugaufbaus
$\dot{Z}_{Bo}$	$\frac{m}{s}$	Aufbauhubgeschwindigkeit in z-Richtung
$\ddot{Z}_{Bo}$	$\frac{m}{s^2}$	Aufbauhubbeschleunigung in z-Richtung
$\dot{Z}_A$	$\frac{m}{s}$	Hubgeschwindigkeit des Fahrzeugaufbaus
$\ddot{Z}_A$	$\frac{m}{s^2}$	Hubbeschleunigung des Fahrzeugaufbaus
$\hat{\ddot{Z}}_A$	$\frac{m}{s^2}$	Effektivwert der Hubbeschleunigung des Fahrzeugaufbaus

# Abbildungsverzeichnis

1.1	Vorgehen dieser Arbeit zur Kopplung zweier Fahrwerksysteme und zur Objektivierung der Wankdynamik.....	2
2.1	Vorgehen dieser Arbeit zur Kopplung zweier Fahrwerksysteme und zur Objektivierung der Wankdynamik.....	3
2.2	Fahrzeugkoordinatensystem nach DIN ISO 8855 [12] .....	3
2.3	Fahrzeug bei fahrerinduzierter Wankreaktion .....	4
2.4	Definition der Wankachse abhängig von der Lage der Wankzentren $RC_f$ und $RC_r$ mit deren Schwerpunktabständen $l_f$ und $l_r$ .....	5
2.5	Einteilung der Wankdynamik eines Kraftfahrzeugs basierend auf [9] .....	6
2.6	Schnittdarstellung eines Sachs CDC Dämpfers mit außenliegendem Proportionalventil [45].....	9
2.7	Schnittdarstellung des eAWS-Systems des Herstellers Schäffler in der Bauform ohne Elastomerentkopplung [52].....	11
2.8	Exemplarische Stellgrößenverteilung auf Basis frequenzselektiver Signalaufteilung	13
2.9	Defizitansatz zur Verteilung des Wankmoments auf hAWS und SAD gemäß [9] ....	14
2.10	Prinzip der Verwendung quasi-empfundener Signale zur Objektivierung nach [83].	22
3.1	Aufbau des Kapitels zur Konzeptableitung .....	25
3.3	Teileffektivwerte beim Befahren der Kopierstrecke mit voll- und teilaktivem SAD-System .....	26
3.2	Verlauf der Messgrößen beim Befahren der Kopierstrecke mit eAWS und vollaktivem bzw. teilaktivem SAD-System.....	27
3.4	Untersuchte Domänen des fahrer- und fahrbahninduzierten Wankverhaltens .....	29
3.5	Verwendeter Versuchsträger AUDI SQ7 (AU536) und verbaute Messtechnik mit Messrechner und Bypassing-Hardware .....	35
4.1	Aufbau des Kapitels zur Kopplung beider Fahrwerksysteme.....	37
4.2	Struktur der Defizitschnittstelle im Regelkreis .....	37
4.3	Struktur der Modellfolgesteuerung mit Referenzfahrzeug und invertiertem Wankmodell .....	38
4.4	Struktur des Dämpferreglers mit Hysteresemodell .....	40
4.5	Variationsbereich der zentralen Wankmomentensollvorgabe $M_{x,soll}$ für einen Lenkradwinkelsprung bei $v_x = 80$ km/h (SiL-Simulation) .....	41
4.6	Gesamtstruktur der zentralen Wankmomentensollvorgabe mit Modellfolgesteuerung, Defizitschnittstelle und ergänzten Regelzweigen .....	43
4.7	Ausprägung des Wankverhaltens durch Variation von $W_{DS,ref}$ bei einem Lenkradwinkelsprung bei $v_x = 80$ km/h und $a_y = 6$ m/s <sup>2</sup> .....	45
4.8	Wankverhalten der Referenzvariante mit Variation des SAD-Anteils und der Defizitschnittstelle bei einem Lenkradwinkelsprung bei $v_x = 80$ km/h .....	47
4.9	Wankverhalten der dargestellten Varianten im Frequenzbereich bei einem Frequenzgang bei $v_x = 80$ km/h und $a_y \approx 6$ m/s <sup>2</sup> .....	49
4.10	Integral des geflossenen Delta-Ventilstroms über der Manöverdauer des Frequenzgangs für den Schwingungsdämpfer vorne rechts bezogen auf den Wert der Variante R2 bei $v_x = 80$ km/h und $a_y = 6$ m/s <sup>2</sup> .....	50
4.11	Verlauf des Wankwinkels $\varphi$ über der Querschleunigung $a_y$ der fünf dargestellten Varianten bei stationärer Kreisfahrt und $R = 40$ m.....	51
4.12	Teileffektivwerte der Wankrate $\dot{\varphi}$ beim Befahren der Kopierstrecke mit $f_{Kopier,l} = 1,0$ Hz und Variation der Wankdämpfung .....	53
4.13	Stellstrom des Dämpfers vorne links bei der Befahrung der Kopierstrecke mit SAD-Vollsystem (hellblau) und SAD-System ohne Sky <sub>Wank</sub> -Anteil (dunkelblau) .....	54

4.14	Teileffektivwerte der Aufbaubeschleunigung $\ddot{z}$ beim Befahren der Kopierstrecke mit $f_{Kopier,I} = 1,0$ Hz und Variation der Wankdämpfung .....	55
4.15	Teileffektivwerte der Wankrate $\dot{\varphi}$ und der Aufbaubeschleunigung $\ddot{z}$ beim Befahren der Kopierstrecke mit $f_{Kopier,II} = 1,3$ Hz .....	56
4.16	Teileffektivwerte der Wankrate $\dot{\varphi}$ und der Aufbaubeschleunigung $\ddot{z}$ beim Befahren der Kopierstrecke mit $f_{Kopier,II} = 1,3$ Hz und Variation des Wank-Skyhooks und der Defizitschnittstelle.....	56
4.17	Luftaufnahme der Teststrecke Schlechte Landstraße (basierend auf [162]) .....	57
4.18	Teileffektivwerte der Wankrate $\dot{\varphi}$ und der Aufbaubeschleunigung $\ddot{z}$ auf der schlechten Landstraße mit Variation des Wank-Skyhooks und der Defizitschnittstelle .....	58
4.19	RMS- $\dot{\varphi}$ -Schätzwert und Kritikalitätsmaß $K_{\dot{\varphi},RMS}$ bei einem Teilstück der schlechten Landstraße mit hochfrequenter Kopieranregung .....	60
4.20	Teileffektivwerte der Wankrate $\dot{\varphi}$ und der Aufbaubeschleunigung $\ddot{z}$ auf der schlechten Landstraße mit Variation des aktiven Wank-Skyhooks bei aktivierter Defizitschnittstelle und aktiviertem FrequenzCheck.....	61
4.21	Ausprägung der Wertepaare von $TRMS_x$ und $TRMS_z$ zwischen 0,6 und 1,0 Hz und 1,0 und 2,0 Hz für das Versuchsfahrzeug und drei Vergleichsfahrzeuge.....	63
4.22	Struktur des Smith-Prädikators für die eAWS-Regelung nach Lunze [76, S. 563] ...	64
4.23	Teileffektivwerte der Wankrate $\dot{\varphi}$ und der Vertikalbeschleunigung $\ddot{z}$ beim Befahren der Fahrbahnschwellen mit $f_{Schwelle} = 1,25$ Hz und unterschiedlichen Varianten der Entkopplung (y-Achse skaliert) .....	65
5.1	Aufbau des Objektivierungskapitels.....	69
5.2	Beispielhafter Verlauf der Wankrate nach dem Lenkradwinkelsprung und die für die Berechnung von $D_{\dot{\varphi}}$ verwendeten diskreten Punkte .....	72
5.3	Struktur des Empfindungsmodells Wanken [147, S. 18] .....	74
5.4	Aufbau des Gleichgewichtsorgans, basierend auf [178, S. 354 & S. 364].....	77
5.5	Gierrate und Gierbeschleunigung ohne und mit Anwendung der Übertragungsfunktionen der Bogengangdynamik bei einem Lenkradwinkelsprung .....	79
5.6	Struktur des Visual Attractors zur Fusion visueller und vestibulärer Empfindung nach [203].....	82
5.7	Erzielte Subjektivbewertungen der Varianten bezüglich des Kriteriums Anwanken.	83
5.8	Verlauf von Wankrate und Wankwinkel der Varianten beim Lenkradwinkelsprung mit $v_x = 100$ km/h und $a_y = 6$ m/s <sup>2</sup> .....	84
5.9	Streudiagramm von $TB_{\dot{\varphi}-\varphi}$ und den Subjektivurteilen mit Regressionsgerade.....	84
5.10	Streudiagramm von $V_{\dot{\varphi}-a_{y,max}}$ und den Subjektivurteilen mit Regressionsfunktionen	84
5.11	Streudiagramm der gemittelten Subjektivbewertungen über den nach der kombinierten Wankdämpfung und -steifigkeit $W_{DS,sum}$ von eAWS und SAD aufsteigend angeordneten Varianten .....	85
5.12	Wankratenverlauf der Referenzvariante und Variante 3 nach dem Anlenkmanöver und die für den Kennwert $n_{\dot{\varphi}}$ verwendeten Maxima.....	86
5.13	Erzielte Subjektivbewertungen der Varianten bezüglich des Kriteriums wechselseitiges Wanken mit deren Mittelwert und Standardabweichung .....	88
5.14	Bode-Plot der Wankwinkelverstärkung $\frac{\varphi}{\delta_H}$ der Varianten bei $v_x = 100$ km/h und $a_y = 6$ m/s <sup>2</sup> .....	88
5.15	Streudiagramm der gemittelten Subjektivbewertungen des Kriteriums wechselseitiges Wanken über den nach der kombinierten Wankdämpfung und -steifigkeit aufsteigend angeordneten Varianten .....	89
5.16	Spektrale Leistungsdichte des Lenkradwinkelverlaufs $\delta_H$ aller Probanden bei Bewertung des Kriteriums wechselseitiges Wanken beim freien Sinuslenken.....	90
5.17	Streudiagramm des Kennwerts Wankindex bei $f = 0,75$ Hz und den gemittelten Subjektivbewertungen mit Regressionsparabel.....	91



5.18	Erzielte Subjektivbewertungen der Varianten bezüglich des Kriteriums Auswanken mit deren Mittelwert und Standardabweichung .....	94
5.19	Streudiagramm der gemittelten Subjektivbewertungen und der identifizierten Regressionsgleichung $SU_{\text{Auswanken}}$ mit Regressionsgerade .....	95
5.20	Erzielte Subjektivbewertungen der Varianten bezüglich des Kriteriums stationäres Wanken mit deren Mittelwert und Standardabweichung .....	96
5.21	Streudiagramm der gemittelten Subjektivbewertungen des Kriteriums stationäres Wanken über den nach der Referenzwanksteifigkeit $c_{\varphi,ref}$ aufsteigend angeordneten Varianten .....	97
5.22	Streuung der Verstärkungsfaktoren $\frac{\dot{\varphi}}{a_y}$ und $\frac{\dot{\psi}}{a_y}$ aller Varianten bei einem Lenkradwinkelsprung mit $v = 100 \text{ km/h}$ und $a_y = 6 \text{ m/s}^2$ .....	99
5.23	Einfluss der aktiven Wankmomentenverteilung auf das Wank- und Gierverhalten der Varianten bei einem Lenkradwinkelsprung .....	100
5.24	Erzielte Subjektivbewertungen der WMV-Varianten bezüglich der Kriterien Anwanken, wechselseitiges Wanken und stationäres Wanken mit deren Mittelwert und Standardabweichung .....	101
B.1	Strukturelle Anordnung der verwendeten Messtechnik im Versuchsträger AUDI SQ7 .....	143
C.1	Frequenzgang für Butterworth Tiefpasse mit Eckfrequenz $f_{E,TP} = 3 \text{ Hz}$ und variierender Filter-Ordnung .....	144
D.1	Integral des geflossenen Delta-Ventilstroms über der Manöverdauer des Lenkradwinkelsprungs für den Schwingungsdämpfer vorne rechts bezogen auf den Wert von Variante R2 bei $v_x = 80 \text{ km/h}$ und $a_y = 6 \text{ m/s}^2$ .....	145
E.1	Vorzeichenproblematik des SAD-Systems beim Befahren der Kopierstrecke: Anforderung und Dämpfergeschwindigkeit vorne rechts im Widerspruch (grau) .....	146
F.1	Teileffektivwerte Aufbaubeschleunigung $\ddot{z}$ beim Befahren der Kopierstrecke mit $f_{\text{Kopier,II}} = 1,3 \text{ Hz}$ und Variation der Wankdämpfung .....	147
G.1	Messwerte von Sprunganregungen des eAWS-Aktors auf dem Prüfstand und des eAWS-Modells für verschiedene Amplituden [136] .....	148
I.1	Ermittlung der verwendeten Kennwerte des Lenkradwinkelsprungs (Auszug) basierend auf ISO 7401 [116] .....	150
J.1	Ermittlung der verwendeten Frequenzgangkennwerte (Auszug) nach ISO 7401 [116] .....	151
M.1	Einfluss verschiedener Übertragungsfunktionen des Bogengangorgans auf die Wankrate bei einem Lenkradwinkelsprung .....	155
N.1	Querbeschleunigung ohne und mit Anwendung der Übertragungsfunktionen der Makuladynamik und der Kopfkoordinatentransformation bei einem Lenkradwinkelsprung .....	156
O.1	Qualitative Häufigkeit der Lenkradwinkelfrequenz für Stadt, Land und Autobahn für ein Normalfahrerkollektiv [159] .....	157
Q.1	Verlauf von Wankwinkel und Wankrate der Varianten 3 und 5 beim Lenkradwinkelsprung mit $v_x = 100 \text{ km/h}$ und $a_y = 6 \text{ m/s}^2$ .....	159
R.1	Einfluss der Variation der Wanksteifigkeit (links) und Wankdämpfung (rechts) auf das Gier- und Wankverhalten eines passiven Fahrzeugs [6, S. 870] .....	160
S.1	Einfluss der Wankmomentenverteilung auf die Gierrate $\dot{\psi}$ [6, S. 871] .....	161



# Tabellenverzeichnis

2.1	Erweiterte Klassifizierung der Fahrwerksysteme auf Basis Kallenbach et al. mit Beispielen der Erstverwendung in Serienfahrzeugen [21, S. 123] .....	7
2.2	Einordnung des Korrelationskoeffizienten $r$ nach [94, S. 214] .....	18
3.1	Lösungsmatrix der Anforderungen und der möglichen Kopplungsansätze .....	30
4.1	Charakteristische Kennwerte des variierten Wankverhaltens beim Lenkradwinkelsprung .....	46
4.2	Vergleich des Störgrößeneintrags bei Überfahrt über Schwellen und unterschiedlichen Varianten der Entkopplung .....	65
5.1	Verwendete Bewertungskriterien für die Subjektivurteile .....	69
5.2	Varianten des dynamischen und stationären Wankverhaltens und deren Parametrierung .....	70
5.3	Verwendete Fahrmanöver für die Subjektivbeurteilung und für die objektiven Kennwerte .....	71
5.4	Übertragungsfunktionen und deren Parameter des Bogengangorgans in der Literatur .....	78
5.5	Übertragungsfunktionen und deren Parameter des Makulaorgans in der Literatur ..	81
5.6	Regressionsergebnisse ausgewählter Kennwerte des Lenkradwinkelsprungs .....	83
5.7	Regressionsergebnisse ergänzter Kennwerte des Lenkradwinkelsprungs .....	85
5.8	Regressionsergebnisse des Kriteriums Anwanken mit quasi-empfundene Kennwerten .....	87
5.9	Korrelations- und Regressionsergebnisse signifikanter Kennwerte des Frequenzgangs .....	90
5.10	Regressionsergebnisse signifikanter quasi-empfundener Kennwerte des Frequenzgangs .....	92
5.11	Erzielte Wankwinkelgradienten der fünf Varianten stationären Wankverhaltens .....	96
5.12	Einteilung der Wertebereiche des Wankwinkelgradienten auf Basis der Ergebnisse ..	97
A.1	Technische Daten des Versuchsfahrzeugs AUDI SQ7 (AU536) [205] .....	142
H.1	Durch das Einstellverfahren nach Ziegler und Nichols identifizierte Parameter der PI-Regler .....	149
K.1	Auszug der Kennwerte der Domäne Anwanken (Lenkradwinkelsprung) .....	152
K.2	Auszug der Kennwerte der Domäne wechselseitiges Wanken (Frequenzgang) .....	153
K.3	Kennwerte der Domäne Auswanken (Lenkradwinkelsprung) .....	153



# Literatur

- [1] Deutscher Bundestag. *Beschlussempfehlung und Bericht des Ausschusses für Verkehr und digitale Infrastruktur (15. Ausschuss) zu dem Gesetzentwurf der Bundesregierung (Drucksachen 18/11300, 18/11534, 18/11683 Nr. 10): Entwurf eines Gesetzes zur Änderung des Straßenverkehrsgesetzes*. 2017. URL: <http://dip21.bundestag.de/dip21/btd/18/117/1811776.pdf> (besucht am 12. 08. 2017).
- [2] McKinsey & Company. „Connected car, automotive value chain unbound“. In: *Advanced Industries* (2014). URL: [https://www.mckinsey.de/files/mck\\_connected\\_car\\_report.pdf](https://www.mckinsey.de/files/mck_connected_car_report.pdf) (besucht am 12. 08. 2017).
- [3] B. Breuer, Hrsg. *Bremsenhandbuch: Grundlagen, Komponenten, Systeme, Fahrodynamik*. 4., überarb. und erw. Auflage. Praxis. Wiesbaden: Springer Vieweg, 2013. ISBN: 978-3-8348-2225-3.
- [4] K. Reif, Hrsg. *Bosch Autoelektrik und Autoelektronik: Bordnetze, Sensoren und elektronische Systeme; mit 43 Tabellen*. 6., überarbeitete und erweiterte Auflage. Bosch Fachinformation Automobil. Wiesbaden: Vieweg + Teubner, 2011. ISBN: 978-3-8348-1274-2.
- [5] A. Friedrich, J. Lindau, J. Heinrich, A. Ebner, R. Haug, M. Schmidt, C. Ertelt, J. Dassler, A. Bäuml und K. Scheible. „Erprobung und Abstimmung“. In: *ATZ Extra* 14.1 (2009), S. 184–195. DOI: 10.1365/s35778-009-0275-6.
- [6] M. Mitschke und H. Wallentowitz. *Dynamik der Kraftfahrzeuge*. 5., überarbeitete und ergänzte Auflage. Wiesbaden: Springer Vieweg, 2014. ISBN: 978-3-658-05067-2.
- [7] S. Botev. „Digitale Gesamtfahrzeugabstimmung für Ride und Handling“. Dissertation. Berlin: Technische Universität Berlin, 2008.
- [8] C. Kraft. „Gezielte Variation und Analyse des Fahrverhaltens von Kraftfahrzeugen mittels elektrischer Linearaktuatoren im Fahrwerksbereich“. Dissertation. Karlsruhe: Karlsruher Institut für Technologie, 2010.
- [9] C. Koletzko. „Untersuchung des Einflusses von Verstelldämpfern auf das Wankverhalten von PKW unter Berücksichtigung einer aktiven Wankstabilisierung“. Dissertation. München: Technische Universität München, 2008.
- [10] A. Schulz und R. Fröming. „Analyse des Fahrerhaltens zur Darstellung adaptiver Eingriffsstrategien von Assistenzsystemen“. In: *ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift* 110.12 (2008), S. 1124–1131. ISSN: 2192-8800. DOI: 10.1007/BF03222040.
- [11] D. Ammon. „Vehicle system dynamics challenges on the way to autonomous driving“. In: *4th International Munich Chassis Symposium*. Hrsg. von ATZlive Springer Vieweg. Proceedings of the 4th International Munich Chassis Symposium. Wiesbaden: Springer Vieweg, 2013, S. 37–47.
- [12] International Organization for Standardization. *Road vehicles - Vehicle dynamics and road-holding ability - Vocabulary - DIN ISO 8855:2013-11*. 13.11.2013.
- [13] B. Heiβing, M. Ersoy und S. Giess. *Fahrwerkhandbuch: Grundlagen, Fahrodynamik, Komponenten, Systeme, Mechatronik, Perspektiven*. 4. Aufl. ATZ/MTZ-Fachbuch. Wiesbaden: Vieweg + Teubner Verlag, 2013. ISBN: 978-3-658-01992-1.
- [14] H. Braess und U. Seifert. *Vieweg Handbuch Kraftfahrzeugtechnik*. 7. Auflage. ATZ/MTZ-Fachbuch. Wiesbaden: Springer Fachmedien, 2013. ISBN: 978-3-658-01690-6.

- [15] E. Henker. *Fahrwerktechnik: Grundlagen, Bauelemente, Auslegung*. 1. Aufl. Viewegs Fachbücher der Technik. Wiesbaden: Vieweg + Teubner Verlag, 1993. ISBN: 978-3-322-93854-1.
- [16] M. Trzesniowski. *Rennwagentechnik: Grundlagen, Konstruktion, Komponenten, Systeme*. 4. Aufl. ATZ/MTZ-Fachbuch. Wiesbaden: Springer Vieweg, 2014. ISBN: 978-3-658-04919-5.
- [17] W. Matschinsky. *Radführungen der Straßenfahrzeuge: Kinematik, Elasto-Kinematik und Konstruktion*. 3., aktualisierte und erweiterte Auflage. Berlin Heidelberg: Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2007. ISBN: 9783540711971. URL: <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-540-71197-1>.
- [18] K. V. Riedl. „Analyse der aufbaubewegungsabhängigen Wankbedämpfung des Fahrzeugaufbaus durch ein aktives Fahrwerkssystem“. Master's Thesis. München: Technische Universität München, 2016.
- [19] A. Wenzelis, M. Lienkamp und R. Schwarz. „Optimized roll behavior and ride comfort based on central roll torque distribution on electromechanical anti-roll bars and semiactive dampers and approaches on subjective-objective correlation“. In: *The dynamics of vehicles on roads and tracks*. Hrsg. von M. Rosenberger, M. Plöchl, K. Six und J. Edelmann. Boca Raton u. a.: CRC Press a Balkema book, 2016, S. 573–584. ISBN: 978-1-138-02885-2. DOI: 10.1201/b21185-62.
- [20] DIN 70000. „Straßenfahrzeuge; Fahrzeugdynamik und Fahrverhalten;“ 1994.
- [21] R. Kallenbach, D. Kunz und W. Schramm. „Optimierung des Fahrzeugverhaltens mit semiaktiven Fahrwerkregelungen“. In: *VDI-Berichte*. Bd. 699. 1988, S. 121–135.
- [22] M. Appleyard und P. E. Wellstead. „Active suspensions: some background“. In: *IEEE Proceedings - Control Theory and Applications* 142.2 (1995), S. 123–128. DOI: 10.1049/ip-cta:19951735.
- [23] P. Causemann. „Moderne Schwingungsdämpfung“. In: *ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift* 105.11 (2003), S. 1072–1079. ISSN: 2192-8800. DOI: 10.1007/BF03224468. URL: <http://dx.doi.org/10.1007/BF03224468>.
- [24] ZF Friedrichshafen AG. *Sensitive Damping Control*. Dämpfungsmodule. Friedrichshafen, 2017. URL: [https://www.zf.com/corporate/media/de\\_de/zf\\_media\\_import/document/corporate\\_2/downloads\\_1/flyer\\_and\\_brochures/cars\\_flyer/dmpfungsmodulefrpkw.pdf](https://www.zf.com/corporate/media/de_de/zf_media_import/document/corporate_2/downloads_1/flyer_and_brochures/cars_flyer/dmpfungsmodulefrpkw.pdf) (besucht am 05. 08. 2017).
- [25] thyssenkrupp Bilstein GmbH. *Konventionelle Dämpfer - DampMatic I*. Ennepetal, 2017. URL: <http://www.thyssenkrupp-bilstein.de/de/produkte/dampmatic.php> (besucht am 05. 08. 2017).
- [26] D. Hennecke, B. Jordan und U. Ochner. „Electronic Damper Control - A fully automatic adaptive system for damping force adjustment on the BMW 635 CSi“. In: *ATZ* 89.1 (1989), S. 987.
- [27] G. Huber. „Modern Automotive Technology as Exemplified by the Mercedes-Benz 300/500 SL“. In: *SAE Technical Paper*. SAE International, 1991. DOI: 10.4271/910021. URL: <http://dx.doi.org/10.4271/910021>.
- [28] AUDI AG. *AUDI Technology Portal: Adaptive Air Suspension*. Ingolstadt, 2012. URL: <http://www.audi-technology-portal.de/de/fahrwerk/fahrwerksregelsysteme/adaptive-air-suspension> (besucht am 09. 12. 2016).
- [29] Ersoy, M, Gärtner, A., Vortmeyer, J. „AOS+ - Adaptive Stabilisatorsysteme mit semiaktiver Zusatzdämpfung“. In: *7. Grazer Allradkongress*. Graz, 2004.
- [30] AUDI AG. *AUDI Technology Portal: Audi Magnetic Ride*. Ingolstadt, 2011. URL: <http://www.audi-technology-portal.de/de/fahrwerk/fahrwerksregelsysteme/audi-magnetic-ride> (besucht am 09. 12. 2016).

- [31] M. Baum. „(Aktives) Stabilisatorlager“. DE102010036626. 2012. URL: <http://www.freepatentsonline.com/DE102010036626.html>.
- [32] A. Bose. „Vehicle suspension“. US 4960290 A. 1990.
- [33] S. Brown. „Vehicle suspension“. US 6945541 B2. 2005.
- [34] AUDI AG. *Pressemitteilung - Der neue Audi A8: Zukunft der Luxusklasse*. 2017. URL: <https://www.audi-mediacycenter.com/de/pressemitteilungen/der-neue-audi-a8-zukunft-der-luxusklasse-9124/download> (besucht am 05. 08. 2017).
- [35] D. Konik. „Development of the Dynamic Drive for the new 7 Series of the BMW Group“. In: *International Journal of Vehicle Design* 28.1-3 (2002), S. 131–149. DOI: 10.1504/IJVD.2002.001983.
- [36] BMW AG. *Technologie- und Innovations-Workshop zur neuen BMW 7er Reihe. Pre-Drive Miramas: Pressemappe*. 2015. URL: <https://www.press.bmwgroup.com/deutschland/article/detail/T0212943DE/technologie-und-innovations-workshop-zur-neuen-bmw-7er-reihe-predrive-miramas?language=de> (besucht am 19. 12. 2016).
- [37] AUDI AG. *AUDI Technology Portal: AUDI SQ7 TDI – 48-Volt-Teilbordnetz mit elektromechanischer aktiver Wankstabilisierung (EAWS)*. Ingolstadt, 2016. URL: <http://www.audi-technology-portal.de/de/mobilitaet-der-zukunft/technikbausteine/audi-sq7-tdi-48-volt-teilbordnetz-mit-elektromechanischer-aktiver-wankstabi> (besucht am 08. 12. 2016).
- [38] T. Hahne. „Konstruktion einer gewichtsoptimierten Hochleistungs- Luftfeder für Personenkraftwagen“. Diplomarbeit. Aachen: RWTH Aachen, 2003.
- [39] M. Münster, U. Mair, H.-J. Gilsdorf, A. Thomä, C. Müller, M. Hippe und J. Hoffmann. „Elektromechanische aktive Aufbaukontrolle“. In: *ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift* 111.9 (2009), S. 644–649. ISSN: 2192-8800. DOI: 10.1007/BF03222102. URL: <http://dx.doi.org/10.1007/BF03222102>.
- [40] AUDI AG. *Ausblick auf den neuen Audi A8: vollaktives Fahrwerk bietet Flexibilität nach Maß*. Ingolstadt, 2017. URL: <https://www.audi-mediacycenter.com/de/pressemitteilungen/ausblick-auf-den-neuen-audi-a8-vollaktives-fahrwerk-bietet-flexibilitaet-nach-ma-ss-9046> (besucht am 07. 01. 2017).
- [41] D. Hennecke, F. Ziegelmeier und P. Baier. *Anpassung der Dämpferkennung an den Fahrzustand eines PKW*. Hrsg. von VDI Verlag. Hannover, 1987.
- [42] M. Spielmann. „Elektronische Dämpfkraftregelung EDCC“. In: *Elektronik im Kraftfahrzeugwesen*. Hrsg. von G. Walliser. Bd. 437. Kontakt & Studium. Renningen: expert-Verlag, 2004, S. 8–14. ISBN: 978-3-8169-2372-5.
- [43] T. Kutsche und M. Raulf. „Optimierte Fahrwerksdämpfung für Pkw und Nkw“. In: *ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift* 103.2 (2001), S. 130–133. ISSN: 2192-8800. DOI: 10.1007/BF03224355. URL: <http://dx.doi.org/10.1007/BF03224355>.
- [44] P. Stipp. „Hydraulik digital: Dämpfungssystem mit elektrorheologischer Flüssigkeit arbeitet mit Regelzeiten bis zu einer Millisekunde“. In: *Automobil Konstruktion* 03 (2012). URL: <http://automobilkonstruktion.industrie.de/top-news/topbeitraege/hydraulik-digital/> (besucht am 19. 12. 2016).
- [45] ZF Friedrichshafen AG. *CDC - Das System für beide Achsen: Continuous Damping Control - Für mehr Fahrsicherheit und Komfort*. 2016. URL: [http://www.zf.com/corporate/de\\_de/products/product\\_range/cars/cars\\_cdc.shtml#tabs1-1](http://www.zf.com/corporate/de_de/products/product_range/cars/cars_cdc.shtml#tabs1-1) (besucht am 19. 12. 2016).
- [46] A. Unger, E. Pellegrini, K.-U. Henning und B. Lohmann. „A model for dynamic feed-forward control of a semi-active damper“. In: *Proceedings of the 5th International Conference on Integrated Modeling & Analysis in Applied Control & Automation (IMAACA)*. Hrsg. von IMAACA. Rom, 2011.

- [47] S. Sagewka, T. Fiebig, C. Schmid und D. Wostal. „Mechatronische Wankstabilisierung für das 48-V-Bordnetz“. In: *ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift* 119.3 (2017), S. 62–67. ISSN: 2192-8800. DOI: 10.1007/s35148-016-0195-x.
- [48] G. Pankow. *Schaeffler bringt elektromechanischen Wankstabilisator in Oberklasse-Limousine*. 2015. URL: <http://www.automobil-produktion.de/zulieferer/schaeffler-bringt-elektromechanischen-wankstabilisator-in-oberklasse-limousine-305.html> (besucht am 19. 12. 2016).
- [49] T. Günnel. *Elektromechanischer Wankstabilisator in Serie: Schaeffler und Continental haben einen elektromechanischen Wankstabilisator entwickelt, der jetzt serienreif ist*. 2015. URL: <http://www.automobil-industrie.vogel.de/elektromechanischer-wankstabilisator-in-serie-a-503256/> (besucht am 24. 02. 2017).
- [50] Schaeffler Technologies AG & Co. KG. *Elektromechanischer Wankstabilisator - Aufbau*. 2017. URL: [http://m.schaeffler.de/content.mobile.products/de/products/automotive/chassis/ars/ars\\_info.html](http://m.schaeffler.de/content.mobile.products/de/products/automotive/chassis/ars/ars_info.html) (besucht am 01. 05. 2017).
- [51] B. Schmidt, M. Stiegler, D. Reif und R. Beck. „Electromechanical active roll control – developing the future“. In: *7th International Munich Chassis Symposium 2016*. Hrsg. von P. E. Pfeffer. Proceedings. Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden, 2016, S. 107–123. ISBN: 9783658142186.
- [52] Schaeffler Technologies AG & Co. KG. *Elektromechanische Aktoren: Clevere Mechanik für aktive Fahrwerke*. Herzogenaurach, 2016. URL: [http://www.schaeffler.com/remotemedien/media/\\_shared\\_media/16\\_others/boxmodel/automotive/0001A6C1\\_3\\_2.jpg](http://www.schaeffler.com/remotemedien/media/_shared_media/16_others/boxmodel/automotive/0001A6C1_3_2.jpg) (besucht am 06. 08. 2017).
- [53] J. Büngeler, U. Walz und R. Zhang. *Active Roll Stabilization: Eine kostengünstige Lösung zur aktiven Fahrwerksregelung*. Hrsg. von Haus der Technik. Essen, 1993.
- [54] R. Lin, D. Cebon und D. Cole. „Optimal roll control of a single-unit lorry“. In: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering 1989-1996 (vols 203-210)* 210.14 (1996), S. 45–55.
- [55] C. Oehlerking, N. Oberlack, J. Sauer und K.-H. Steinkopf. „Wankausgleich - ein System zur Verbesserung von aktiver Sicherheit und Fahrkomfort“. In: *ATZ* 1 (1993), S. 20–24.
- [56] H. Smakman. „Functional integration of slip control with active suspension for improved lateral vehicle dynamics“. Dissertation. Delft: Technische Universität Delft, 2000.
- [57] P. Heinzl und Plochl, M., Lugner, P. „Different Actuation Strategies for a Yaw Moment Control of a Passenger Car“. In: *ICTAM - 20th International Congress on Theoretical and Applied Mechanics*. Hrsg. von Swets & Zeitlinger Publishers. Netherlands, 2001, S. 85–100.
- [58] A. Hac und M. O. Bodie. „Improvements in vehicle handling through integrated control of chassis systems“. In: *International Journal of Vehicle Autonomous Systems* 1.1 (2002), S. 83. ISSN: 1471-0226. DOI: 10.1504/IJVAS.2002.001807.
- [59] P. Hochrein. „Leistungsoptimale Regelung von Hochstromverbrauchern im Fahrwerk“. Dissertation. Kassel: Universität Kassel. URL: <http://search.ebscohost.com/login.aspx?direct=true&scope=site&db=nlebk&db=nlabk&AN=706569>.
- [60] R. Schwarz und P. Rieth. „Global Chassis Control – Systemvernetzung im Fahrwerk“. In: *Automatisierungstechnik*. Bd. 51-7. 2003, S. 300–312. DOI: 10.1524/auto.51.7.300.22740.
- [61] M. Rau. „Koordination aktiver Fahrwerk-Regelsysteme zur Beeinflussung der Querdynamik mittels Verspannungslenkung“. Dissertation. Stuttgart: Universität Stuttgart, 2007.



- [62] M. Eckert. „Energieoptimale Fahrdynamikregelung mehrmotoriger Elektrofahrzeuge“. Dissertation. Karlsruhe: Karlsruher Institut für Technologie, 2014. DOI: 10.5445/KSP/1000045234.
- [63] T. Bünthe, J. Andreasson und C. Knobel. „On Road Vehicle Motion Control striving towards synergy“. In: *AVEC 2006*. Hrsg. von [Nachname nicht vorhanden]. 2006. URL: <https://elib.dlr.de/45185/>.
- [64] N. Laumanns. „Integrale Reglerstruktur zur effektiven Abstimmung von Fahrdynamiksystemen“. Dissertation. Aachen: Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule Aachen, 2007.
- [65] E. F. Camacho und C. Bordons. *Model Predictive Control*. Second Edition. Advanced Textbooks in Control and Signal Processing. London: Springer, 2007. ISBN: 9781852336943. DOI: 10.1007/978-0-85729-398-5. URL: <http://dx.doi.org/10.1007/978-0-85729-398-5>.
- [66] H. Unbehauen. *Regelungstechnik I: Klassische Verfahren zur Analyse und Synthese linearer kontinuierlicher Regelsysteme, Fuzzy-Regelsysteme*. 15., überarbeitete und erweiterte Auflage. Wiesbaden: Vieweg + Teubner Verlag / GWV Fachverlage GmbH Wiesbaden, 2008. ISBN: 9783834894915. URL: <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-8348-9491-5>.
- [67] B. Gutjahr, L. Groell und M. Werling. „Lateral Vehicle Trajectory Optimization Using Constrained Linear Time-Varying MPC“. In: *IEEE Transactions on Intelligent Transportation Systems* 18 (2016), S. 1–10. DOI: 10.1109/TITS.2016.2614705.
- [68] M. Metzler, D. Tavernini, A. Sorniotti und P. Gruber. „Explicit non-linear model predictive control for vehicle stability control“. In: *9th International Munich Chassis Symposium 2018*. Hrsg. von P. Pfeffer. Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden, 2019, S. 733–752. ISBN: 978-3-658-22050-1.
- [69] O. Haerkegard. „Backstepping and Control Allocation with Applications to Flight Control: Linköping Studies in Science and Technology No. 820“. Dissertation. Linköping, Sweden: Linköping University, 2003.
- [70] A. Fridrich, M.-T. Nguyen, A. Janeba, W. Krantz, J. Neubeck und J. Wiedemann. „Subjective testing of a torque vectoring approach based on driving characteristics in the driving simulator“. In: *8th International Munich Chassis Symposium 2017*. Hrsg. von P. E. Pfeffer. Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden, 2017, S. 271–287. ISBN: 978-3-658-18459-9.
- [71] A. Unger. „Serientaugliche quadratisch optimale Regelung für semiaktive PKW-Fahrwerke“. Dissertation. München: Technische Universität München, 2012.
- [72] T. A. Johansen und T. I. Fossen. „Control allocation - a survey“. In: *Automatica* 49.5 (2013), S. 1087–1103. ISSN: 00051098.
- [73] T. Bächle, K. Graichen, M. Buchholz und K. Dietmayer. „Model Predictive Control Allocation in Electric Vehicle Drive Trains“. In: *IFAC-PapersOnLine* 48.15 (2015), S. 335–340. ISSN: 24058963. DOI: 10.1016/j.ifacol.2015.10.048.
- [74] Y. Luo, A. Serrani, S. Yurkovich, D. B. Doman und M. W. Oppenheimer, Hrsg. *Model predictive dynamic control allocation with actuator dynamics*. Bd. 2. IEEE, 2004. ISBN: 0780383354.
- [75] A. Obermüller. „Modellbasierte Fahrzustandsschätzung zur Ansteuerung einer aktiven Hinterachskinematik“. Dissertation. München: Technische Universität München, 2012.

- [76] J. Lunze. *Regelungstechnik 1: Systemtheoretische Grundlagen, Analyse und Entwurf einschleifiger Regelungen*. 10. aktualisierte Auflage. Springer-Lehrbuch. Berlin Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2014. ISBN: 978-3-642-53909-1. URL: <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-642-53909-1>.
- [77] S. Lennert. „Zur Objektivierung von Schwingungskomfort in Personenkraftwagen“. Dissertation. München: Technische Universität München, 2009.
- [78] H.-P. Krüger und A. Neukum. „Bewertung von Handlingeigenschaften - zur methodischen und inhaltlichen Kritik des korrelativen Forschungsansatzes“. In: *Kraftfahrzeugführung*. Hrsg. von T. Jürgensohn und K.-P. Timpe. Berlin und Heidelberg: Springer, 2001, S. 245–262. ISBN: 978-3-642-56721-6.
- [79] David Gutjahr. „Objektive Bewertung querdynamischer Reifeneigenschaften im Gesamtfahrzeugversuch“. Dissertation. Karlsruhe: karlsruher Institute für Technologie, 2013.
- [80] W. Bergman. „Correlation between vehicle tests and subjective evaluation“. In: *Entwicklungsstand der objektiven Testverfahren für das Fahrverhalten*. Hrsg. von TÜV Rheinland. 1978, S. 28–78.
- [81] D. Kudritzki. „Möglichkeiten der Objektivierung subjektiver Beurteilungen des Fahrverhaltens“. In: *Subjektive Fahreindrücke sichtbar machen*. Hrsg. von K. Becker. Renningen-Malmsheim: expert-Verlag, 2000, S. 11–26. ISBN: 3816917763.
- [82] A. S. T. Lindner. „Entwicklung und Anwendung eines fahrerorientierten Versuchskonzepts zur subjektiven Bewertung des Lenkgefühls am schweren Nutzfahrzeug“. Dissertation. Darmstadt: Technische Universität Darmstadt, 2017.
- [83] C. Schimmel. „Entwicklung eines fahrerbasierten Werkzeugs zur Objektivierung subjektiver Fahreindrücke“. Dissertation. München: Technische Universität München, 2010.
- [84] A. Neukum. „Bewertung des Fahrverhaltens im Closed Loop – Zur Brauchbarkeit des korrelativen Ansatzes“. In: *Subjektive Fahreindrücke sichtbar machen II*. Hrsg. von K. Becker. Bd. 2. Haus der Technik Fachbuch. Renningen: expert-Verlag, 2002, S. 1–20. ISBN: 3816920349.
- [85] W. Hirschberg. „Zur Objektivierung des Fahrerhaltens in der Fahrwerkentwicklung“. In: *Tagung "Driveability"*. Hrsg. von Haus der Technik Essen. Essen, 2001.
- [86] D. Chen. „Subjective and Objective Vehicle Handling Behavior“. Dissertation. Leeds: University of Leeds, 1997.
- [87] G. L. Gil Gómez, M. Nybacka, E. Bakker und L. Drugge. „Findings from subjective evaluations and driver ratings of vehicle dynamics: Steering and handling“. In: *Vehicle System Dynamics* 53.10 (2015), S. 1416–1438. ISSN: 0042-3114. DOI: 10.1080/00423114.2015.1050402.
- [88] K. Wolff, J. Hoppermans und R. Kraaijeveld. „Objective Evaluation of Subjective Driving Impressions“. In: *32nd FISITA World Automotive Congress*. URL: [http://www.fev.com/fileadmin/user\\_upload/Media/TechnicalPublications/Chassis/V0815\\_FISITA2008\\_Objective\\_Evaluation\\_F20080319-Paper\\_01.pdf](http://www.fev.com/fileadmin/user_upload/Media/TechnicalPublications/Chassis/V0815_FISITA2008_Objective_Evaluation_F20080319-Paper_01.pdf) (besucht am 13.08.2017).
- [89] P. Knauer. „Objektivierung des Schwingungskomforts bei instationärer Fahrbahnanregung“. Dissertation. München: Technische Universität München, 2010.
- [90] B. Heißing und H.-J. Brandl. *Subjektive Beurteilung des Fahrverhaltens*. 1. Auflage. Würzburg: Vogel Fachbuch, 2002. ISBN: 978-3-8023-1903-7.
- [91] SAE International. *Subjective Rating Scale for Vehicle Handling*. 2016-09-23.

- [92] J. Janssen und W. Laatz. *Statistische Datenanalyse mit SPSS: Eine anwendungsorientierte Einführung in das Basissystem und das Modul Exakte Tests*. 8. Auflage. Berlin: Springer Gabler, 2013. ISBN: 9783642325076.
- [93] B. Auer und H. Rottmann. *Statistik und Ökonometrie für Wirtschaftswissenschaftler: Eine anwendungsorientierte Einführung*. 3. überarbeitete und aktualisierte Auflage. Wiesbaden: Springer Gabler, 2015. ISBN: 9783658064396.
- [94] G. Bourier. *Beschreibende Statistik: Praxisorientierte Einführung: mit Aufgaben und Lösungen*. 11. aktualisierte Auflage. Wiesbaden und s.l.: Springer Fachmedien Wiesbaden, 2013. ISBN: 978-3-658-01364-6. DOI: 10.1007/978-3-658-01365-3. URL: <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-658-01365-3>.
- [95] L. Dümbgen. *Einführung in die Statistik*. 1. Auflage 2016. Mathematik Kompakt. 2016. ISBN: 9783034800037. URL: <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-0348-0004-4>.
- [96] H. Hertzberg. „Seat Comfort: Appendix I“. In: *Annotated Bibliography of Applied Physical Anthropology in Human Engineering*. Hrsg. von R. Hansen. Technical Report 56-30. Dayton/Ohio, USA, 1958, S. 297–300.
- [97] H. Bubb. „Komfort und Diskomfort: Definition und Überblick“. In: *Ergonomie aktuell, Lehrstuhl für Ergonomie, Technische Universität München 04* (2003), S. 5–8.
- [98] M. G. Helander und L. Zhang. „Field studies of comfort and discomfort in sitting“. In: *Ergonomics* 40.9 (1997), S. 895–915. ISSN: 0014-0139. DOI: 10.1080/001401397187739.
- [99] T. Bitter. „Objektivierung des dynamischen Sitzkomforts“. Dissertation. Braunschweig: Technische Universität Braunschweig, 2006.
- [100] T. Moosmayr. „Objektivierung von transienten Störgeräuschen im Fahrzeuginnenraum“. Dissertation. München: Technische Universität München, 2009.
- [101] M. Festner, A. Eicher und D. Schramm. *Beeinflussung der Komfort- und Sicherheitswahrnehmung beim hochautomatisierten Fahren durch fahrfremde Tätigkeiten und Spurwechseldynamik*. Hrsg. von 11. Uni-DAS e.V. Workshop Fahrerassistenz und automatisiertes Fahren. Walting, 2017. URL: <https://www.uni-das.de/fas-workshop/2017.html> (besucht am 01. 10. 2017).
- [102] VDI Verlag. „VDI 2057 Blatt 1: 2015-12: Einwirkung mechanischer Schwingungen auf den Menschen, Ganzkörperschwingungen: Neuer Entwurf auf Basis VDI 2057 Blatt 1: 2002-09“. 2015.
- [103] B. Klingner. „Einfluß der Motorlagerung auf Schwingungskomfort und Geräuschanregung im Kraftfahrzeug“. Dissertation. Braunschweig: Technische Universität Braunschweig, 1996.
- [104] I. Rericha. „Methoden zur objektiven Bewertung des Fahrkomforts“. In: *Automobil Industrie* 31.2 (1986), S. 175–182.
- [105] G. Stock, J. Hoffman, F. Küçükay und R. Henze. „Sensitivität des Durchschnittsfahrers auf Veränderungen in der Fahrdynamik“. In: *Subjektive Fahreindrücke sichtbar machen IV*. Hrsg. von K. Becker. Bd. 108. Haus der Technik Fachbuch. Renningen: expert-Verlag, 2010, S. 179–197. ISBN: 978-3-8169-2936-9.
- [106] A. K. Zschocke und A. Albers. „Links between subjective and objective evaluations regarding the steering character of automobiles“. In: *International Journal of Automotive Technology* 9.4 (2008), S. 473–481. ISSN: 1976-3832. DOI: 10.1007/s12239-008-0057-y. URL: <http://dx.doi.org/10.1007/s12239-008-0057-y>.
- [107] Riedel, R. und Arbinger, R. *Ergänzende Auswertungen zur subjektiven und objektiven Beurteilung des Fahrverhaltens von Pkw*. Bd. 161. FAT Schriftenreihe Nr. 161. Frankfurt: Forschungsvereinigung Automobiltechnik e.V. (FAT).

- [108] D. Melnikov. „Entwicklung von Modellen zur Bewertung des Fahrverhaltens von Kraftfahrzeugen“. Dissertation. Stuttgart: Universität Stuttgart, 2003.
- [109] J. Fuchs. *Beitrag zum Verhalten von Fahrer und Fahrzeug bei Kurvenfahrt: VDI Fortschrittsberichte*. Hrsg. von VDI Verlag. Düsseldorf, 1993.
- [110] W. Käßler. *Beitrag zur Vorhersage von Einschätzungen des Fahrverhaltens*. Hrsg. von VDI Verlag. Düsseldorf, 1993.
- [111] M. Bär. „Vorausschauende Fahrwerkregelung zur Reduktion der auf die Insassen wirkenden Querschleunigung“. Dissertation. Aachen: RWTH Aachen, 2014.
- [112] Wentink, Mark and Hosman Ruud. „Development of the Motion Perception Toolbox“. In: *AIAA Modeling and Simulation Technologies Conference and Exhibit*. Bd. AIAA 2006-6631. Keystone, Colorado, 2006. DOI: 10.2514/MMST06.
- [113] M. Huneke. „Fahrverhaltensbewertung mit anwendungsspezifischen Fahrdynamikmodellen“. Dissertation. Braunschweig: Technische Universität Braunschweig, 2012.
- [114] E. Bisimis, H.-D. Beckmann, R. Rönitz und A. Zomotor. „Lenkwinkel-Sprung und Übergangsverhalten von Kraftfahrzeugen“. In: *ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift* 79.2 (1977), S. 577–586. ISSN: 2192-8800.
- [115] D. T. McRuer und R. H. Klein. *Automobile Controllability – Driver/Vehicle Response for Steering Control: Summary Report*. 1976.
- [116] International Organization for Standardization. *Road vehicles - Lateral transient response test methods - Open-loop test methods - ISO/DIS 7401*. 6.01.2009.
- [117] P. E. Pfeffer, M. Harrer und J. Lin. „Vehicle dynamics measurements“. In: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering* 222.5 (2008), S. 801–813. DOI: 10.1243/09544070JAUTO413.
- [118] J. Lin. „Subjective and objective vehicle handling behaviour“. Dissertation. Bath: University of Bath, 2003.
- [119] M. Graf. „Methode zur Erstellung und Absicherung einer modellbasierten Sollvorgabe für Fahrdynamikregelsysteme“. Dissertation. München: Technische Universität München, 2014.
- [120] A. Wenzelis. „Untersuchung objektiver Fahrmanöverkennwerte zur Beschreibung des Fahrverhaltens eines gierratengeregelten Elektrofahrzeugs“. Diplomarbeit. München: Technische Universität München, 2012.
- [121] D. A. Crolla, D. C. Chen, J. P. Whitehead und C. J. Alstead. „Vehicle Handling Assessment Using a Combined Subjective-Objective Approach“. In: *International Congress & Exposition*. Hrsg. von SAE International. SAE Technical Paper Series. Warrendale, PA, USA: SAE International, 1998. DOI: 10.4271/980226.
- [122] S. Data und F. Frigerio. „Objective evaluation of handling quality“. In: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering* 216.4 (2002), S. 297–305. DOI: 10.1243/0954407021529129. URL: <http://dx.doi.org/10.1243/0954407021529129>.
- [123] M. Decker. „Zur Beurteilung der Querdynamik von Personenkraftwagen“. Dissertation. München: Technische Universität München, 2009.
- [124] A. J. Pick und D. J. Cole. „A Mathematical Model of Driver Steering Control Including Neuromuscular Dynamics“. In: *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control* 130.3 (2008). ISSN: 00220434. DOI: 10.1115/1.2837452.
- [125] D. J. Cole. „A path-following driver-vehicle model with neuromuscular dynamics, including measured and simulated responses to a step in steering angle overlay“. In: *Vehicle System Dynamics* 50.4 (2012), S. 573–596. ISSN: 0042-3114. DOI: 10.1080/00423114.2011.606370.

- [126] R. Bigler. „Automobile driver sensory system modeling“. Dissertation. Cambridge, England: University of Cambridge, 2013.
- [127] C. Nash und D. Cole. „Development of a novel model of driver-vehicle steering control incorporating sensory dynamics“. In: *The dynamics of vehicles on roads and tracks*. Hrsg. von M. Rosenberger, M. Plöchl, K. Six und J. Edelman. Boca Raton u. a.: CRC Press a Balkema book, 2016, S. 57–66. ISBN: 978-1-138-02885-2. DOI: 10.1201/b21185-8.
- [128] C. Fernández und J. M. Goldberg. „Physiology of peripheral neurons innervating semicircular canals of the squirrel monkey: III. Variations among units in their discharge properties“. In: *Journal of Neurophysiology*. Bd. 34, Nr. 4. 1971, S. 676–684.
- [129] K. R. Boff, Hrsg. *Handbook of perception and human performance*. A Wiley-Interscience publication. New York: Wiley, 1986. ISBN: 0471829579.
- [130] R. Schmidt, F. Lang und M. Heckmann. *Physiologie des Menschen: mit Pathologie*. 31. Aufl. Heidelberg: Springer Medizin Verlag, 2011. ISBN: 978-3-642-01650-9.
- [131] C. Nash, D. Cole und R. Bigler. „A review of human sensory dynamics for application to models of driver steering and speed control“. In: *Biological Cybernetics*. Bd. 110, S. 91–116. DOI: 10.1007/s00422-016-0682-x.
- [132] U. Hackenberg und B. Heißing. „Die fahrdynamischen leistungen des Fahrer-Fahrzeug-Systems“. In: *Automobiltechnische Zeitschrift*. Hrsg. von ATZ. Bd. 84. 1982, S. 341–345.
- [133] T. Bachmann, C. Bielaczek und B. and Breuer. „Der Reibwert zwischen Reifen und Fahrbahn und dessen Inanspruchnahme durch den Fahrer“. In: *ATZ* 97.10 (1995).
- [134] S. Mostafa. „Implementierung eines Control Allocation Algorithmus zur optimalen Verteilung von Stellgrößen auf ein überakturiertes Fahrwerkssystem“. Bachelor’s Thesis. München: Technische Universität München, 2014.
- [135] M. Vogt. „Erweiterung einer Control-Allocation-Logik zur Regelung von aktiver Wankstabilisierung und semiaktiven Dämpfern“. Master’s Thesis. München: Technische Universität München, 2015.
- [136] M. Lacher. „Entwicklung eines Konzepts zur kombinierten Regelung von semiaktiven Dämpfern und aktiver elektromechanischer Wankstabilisierung“. Master’s Thesis. München: Technische Universität München, 2014.
- [137] K. Grünbeck. „Erweiterung und Integration einer Regelungslogik zur Beeinflussung der Wankdynamik eines Fahrzeugs mit aktiven Fahrwerkssystemen“. Master’s Thesis. München: Technische Universität München, 2015.
- [138] J. Maier. „Objektivierung subjektiver Fahrverhaltensbewertung der Wankdynamik eines Fahrzeugs mit aktiven Fahrwerkssystemen“. Master’s Thesis. München: Technische Universität München, 2015.
- [139] J. Ecker. „Objective Method for rating of ride and handling criteria in simulation and vehicle testing“. In: *The dynamics of vehicles on roads and tracks*. Hrsg. von M. Rosenberger, M. Plöchl, K. Six und J. Edelman. Boca Raton u. a.: CRC Press a Balkema book, 2016. ISBN: 9781138028852.
- [140] F. Böttiger und W. Reichelt. *Bewertung der aktiven Sicherheit im Regelkreis Fahrer-Fahrzeug-Straße: Forschungsinstrument Fahrsimulator*. Hrsg. von VDI Verlag. 1990.
- [141] N. Stamer. „Ermittlung optimaler PKW-Querdynamik und ihre Realisierung durch Allradlenkung“. In: *VDI Fortschrittsberichte*. Hrsg. von VDI Verlag. Bd. 302. Verkehrstechnik / Fahrzeugtechnik. Düsseldorf, 1997.

- [142] I. Moßig. *Stichproben, Stichprobenauswahlverfahren und Berechnung des minimal erforderlichen Stichprobenumfangs*. Bd. 1-2012. Beiträge zur Wirtschaftsgeographie und Regionalentwicklung. Bremen: Univ. Inst. für Geographie, 2012. URL: [http://www.regionalentwicklung.uni-bremen.de/docs/2012-1\\_Mossig\\_Stichproben-Stichprobenauswahlverfahren-Stichprobenumfang.pdf](http://www.regionalentwicklung.uni-bremen.de/docs/2012-1_Mossig_Stichproben-Stichprobenauswahlverfahren-Stichprobenumfang.pdf) (besucht am 19. 04. 2018).
- [143] A. Hajos. *Wahrnehmungspsychologie: Psychophysik und Wahrnehmungsforschung*. Bd. 157. Urban-Taschenbücher Reihe 80. Stuttgart: Kohlhammer, 1972. ISBN: 9783172321715.
- [144] OxTS - Oxford Technical Solutions. *RT3000 v2 Family*. URL: <http://www.oxts.com/products/rt3000-family/#tab6> (besucht am 12. 06. 2016).
- [145] T. C. Meißner. „Verbesserung der Fahrzeugquerdynamik durch variable Antriebsmomentenverteilung“. Dissertation. Göttingen: Universität Göttingen, 2008.
- [146] D. Killian. „Combined control strategy of combustion engine and brake system for enhancing driving dynamics and traction of front driven vehicles“. In: *6th International Munich Chassis Symposium 2015*. Hrsg. von P. E. Pfeffer. Proceedings. Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden, 2015, S. 629–645.
- [147] A. Wenzelis, M. Lienkamp und R. Schwarz. „Beitrag zur Objektivierung der Wankdynamik eines Fahrzeugs mit aktiven Fahrwerkssystemen“. In: *15. Internationale VDI-Tagung Reifen, Fahrwerk, Fahrbahn*. Hrsg. von Verein Deutscher Ingenieure. Bd. 2241. VDI-Berichte. Düsseldorf: VDI-Verlag, 2015, S. 75–93. ISBN: 978-3-18-092241-6.
- [148] D. Karnopp, M. Crosby und R. Harwood. „Vibration Control Using Semi-Active Force Generators“. In: *ASME Journal of Engineering for Industry*. Bd. 96-2, S. 619–626.
- [149] M. Valásek und M. Novak. „Ground Hook for Semi-Active Damping of Truck’s Suspension“. In: *Proceedings of CTU Workshop 96*. Hrsg. von CTU Prague. Brno, 1996, S. 467–468.
- [150] M. Valásek und M. Novak. „A new concept of semi-active control of trucks suspension“. In: *Proceedings of AVEC 96 - International Symposium on Advanced Vehicle Control*. Hrsg. von H. Wallentowitz. 1996, S. 141–151.
- [151] M. Ahmadian. „A hybrid semiactive control for secondary suspension applications“. In: *Proceedings of the Sixth ASME Symposium on Advanced Automotive Technologies*. 1997, S. 743–750.
- [152] F. D. Goncalves und M. Ahmadian. „A Hybrid Control Policy for Semi-Active Vehicle Suspensions“. In: *Shock and Vibration* 10.1 (2003), S. 59–69. ISSN: 1070-9622. DOI: 10.1155/2003/897173.
- [153] P. Schäfer, M. Harrer und M. Höll. „Use of mechatronic chassis systems to achieve a synthesis of driving dynamics and driving comfort“. In: *7th International Munich Chassis Symposium 2016*. Hrsg. von P. E. Pfeffer. Proceedings. Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden, 2016, S. 705–724. ISBN: 9783658142186.
- [154] M. Jautze, A. Bogner, J. Eggendinger, G. Rekewitz und A. Stumm. „Das Verstelldämpfersystem Dynamische Dämpfer Control“. In: *ATZ Extra* 11 (2008).
- [155] C. Göhrle. „Methoden und Implementierung einer vorausschauenden Fahrwerksregelung für aktive und semi-aktive Federungssysteme“. Dissertation. Stuttgart: Universität Stuttgart, 2014.
- [156] M. Meyer. *Signalverarbeitung: Analoge und digitale Signale, Systeme und Filter*. 7. verbesserte Auflage. Lehrbuch. Wiesbaden: Springer Vieweg, 2014. ISBN: 9783658026127.

- [157] T. Helfrich und M. Lienkamp. „Perceptible changes in driving dynamics due to regenerative braking: Analysis and reduction through active chassis systems“. In: *Advanced Vehicle Control*. Hrsg. von J. Edelmann, M. Plöchl und P. E. Pfeffer. London: CRC Press, 2016, S. 573–578. ISBN: 978-1-138-02992-7. DOI: 10.1201/9781315265285-91.
- [158] H. Wolf. „Ergonomische Untersuchung des Lenkgefühls von Personenkraftwagen“. Dissertation. München: Technische Universität München, 2009.
- [159] P. Pfeffer und M. Harrer. *Lenkungshandbuch: Lenksysteme, Lenkgefühl, Fahrdynamik von Kraftfahrzeugen*. 1. Aufl. Praxis ATZ/MTZ-Fachbuch. Wiesbaden: Vieweg + Teubner Verlag / Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH Wiesbaden, 2011. ISBN: 9783834807519. DOI: 10.1007/978-3-8348-8167-0. URL: <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-8348-8167-0>.
- [160] E. Schindler. *Fahrdynamik: Grundlagen des Lenkverhaltens und ihre Anwendung für Fahrzeugregelsysteme; mit 3 Tabellen*. 2. aktualisierte Auflage. Bd. 685. Kontakt & Studium. Renningen: expert-Verlag, 2013. ISBN: 978-3-8169-3188-1.
- [161] International Organization for Standardization. *Passenger cars - Steady-state circular driving behaviour - Open-loop test methods - ISO/DIS 4138*. 6.01.2012.
- [162] Google. *GoogleMaps: Luftaufnahme*. 2017. URL: <https://www.google.de/maps/@48.773378,11.7283056,744m/data=!3m1!1e3> (besucht am 02. 11. 2017).
- [163] W. Lincke, B. Richter und R. Schmidt. „Simulation and Measurement of Driver Vehicle Handling Performance“. In: Hrsg. von SAE International. SAE Technical Paper Series. Warrendale, PA, United States: SAE International, 1973. DOI: 10.4271/730489.
- [164] A. Riedel und R. Arbinger. *Subjektive und objektive Beurteilung des Fahrverhaltens von Pkw*. Bd. 139. FAT-Schriftenreihe. Frankfurt am Main und Hannover: Forschungsvereinigung Automobiltechnik e.V. (FAT), 1997.
- [165] J. Reimpell und A. Zomotor. *Fahrwerktechnik: Fahrverhalten: Kräfte am Fahrzeug, Bremseverhalten, Lenkverhalten, Testverfahren, Messtechnik, Bewertungsmethoden, Versuchseinrichtungen, aktive Sicherheit, Unfallverhütung*. Würzburg: Vogel Buchverlag, 1991. ISBN: 978-3-8343-3229-5.
- [166] A. Zomotor, H.-H. Braess und R. Rönitz. „Verfahren und Kriterien zur Bewertung des Fahrverhaltens von Personenkraftwagen“. In: *ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift* 100.3 (1998), S. 236–243. ISSN: 2192-8800. DOI: 10.1007/BF03223403. URL: <https://doi.org/10.1007/BF03223403>.
- [167] D. H. Weir und R. J. Dimarco. „Correlation and Evaluation of Driver/Vehicle Directional Handling Data“. In: *Proceedings of the Automotive Engineering Congress and Exposition*. Hrsg. von SAE International. SAE Technical Paper Series. SAE International, Warrendale, PA, USA, 1978. DOI: 10.4271/780010.
- [168] R. Henze. „Beurteilung von Fahrzeugen mit Hilfe eines Fahrermodells“. Dissertation. Braunschweig: Technische Universität Braunschweig, 2004.
- [169] D. Kudritzki. „Zum Einfluss querdynamischer Bewegungsgrößen auf die Beurteilung des Fahrverhaltens“. Dissertation. Berlin: Technische Universität Berlin, 1989.
- [170] D. Zikowitz und L. Harris. „Head Tilt During Driving“. In: *Ergonomics*. Bd. 42 Nr. 5. 1999, S. 740–746. DOI: 10.1080/001401399185414.
- [171] D. Mestre und C. Authié. „Why do we move our head during curve driving?“ In: *Advances in human aspects of road and rail transportation*. Hrsg. von N. A. Stanton. Advances in human factors and ergonomics series. Boca Raton: CRC Press/Taylor & Francis, 2013, S. 412–419. ISBN: 9781439871232.

- [172] T. Wada, H. Konno, S. Fujisawa und S. Doi. „Can Passengers' Active Head Tilt Decrease the Severity of Carsickness? Effect of Head Tilt on Severity of Motion Sickness in a Lateral Acceleration Environment“. In: *Human Factors* 54.2 (2012), S. 226–234. DOI: 10.1177/0018720812436584. URL: <https://doi.org/10.1177/0018720812436584>.
- [173] W. Tomaske und M. Meywerk. „Möglichkeiten zur Vermittlung von subjektiven Fahreindrücken mit Fahrsimulatoren“. In: *Subjektive Fahreindrücke sichtbar machen III*. Hrsg. von K. Becker. Bd. 3. Fachbuch / Haus der Technik. Renningen: Expert-Verl., 2006, S. 1–16. ISBN: 3816925316.
- [174] D. Gross, W. Hauger, J. Schröder und W. A. Wall. *Technische Mechanik 3: Kinetik*. 13. überarbeitete Auflage. Springer-Lehrbuch. Berlin: Springer Vieweg, 2015. ISBN: 9783642539534. DOI: 10.1007/978-3-642-53954-1. URL: <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-642-53954-1>.
- [175] G. C. Y. Peng, T. C. Hain und B. W. Peterson. „A dynamical model of the head with neck reflex control“. In: *Proceedings of 17th International Conference of the Engineering in Medicine and Biology Society*. Bd. 2. 1995, S. 1455–1456. DOI: 10.1109/IEMBS.1995.579774. URL: <http://www.dizziness-and-balance.com/research/yaw%20model/yaw.html> (besucht am 31. 03. 2017).
- [176] Human Solutions GmbH. *RAMSIS Automotiv*. URL: [http://www.human-solutions.com/mobility/front\\_content.php?idcat=252&lang=3](http://www.human-solutions.com/mobility/front_content.php?idcat=252&lang=3) (besucht am 04. 10. 2017).
- [177] Institut für Mechatronik, Technische Universität Chemnitz. *alaska/Dynamicus*. 2017. URL: <https://www.tu-chemnitz.de/ifm/produkte-html/alaskaDYNAMICUS.html> (besucht am 10. 04. 2017).
- [178] J. M. Wolfe, K. R. Kluender, M. L. Dennis, L. M. Bartoshuk, R. S. Herz, S. J. Lederman und D. M. Merfeld. *Sensation & perception*. 4. Auflage. Sunderland, Massachusetts, U.S.A: Sinauer Associates Inc. Publishers, 2015. ISBN: 9781605352114.
- [179] W. Steinhausen. „Über den Nachweis der Bewegung der Cupula in der intakten Bogengangampulle des Labyrinthes bei der natürlichen rotatorischen und calorischen Reizung“. In: *Pflügers Archiv für die Gesamte Physiologie des Menschen und der Tiere* 228.1 (1931), S. 322–328. ISSN: 0031-6768. DOI: 10.1007/BF01755501.
- [180] A. van Egmond, J. Groen und L. Jongkees. „The mechanics of the semicircular canal“. In: *The Journal of Physiology* 110.1-2 (1949), S. 1–17. ISSN: 1469-7793.
- [181] A. Wilden. „Analyse und Modellierung vestibulärer Information in den tiefen Kleinhirnkernen“. Dissertation. München: Ludwig-Maximilians-Universität München, 2002.
- [182] L. R. Young und C. M. Oman. „Model for vestibular adaptation to horizontal rotation“. In: *Aerospace medicine* 40.10 (1969), S. 1076–1080. ISSN: 0001-9402.
- [183] R. Malcolm und G. Jones. „A quantitative study of vestibular adaptation in humans“. In: *Acta Otolaryngologica* 70.2 (1970), S. 126–135.
- [184] C. Fernández und J. M. Goldberg. „Physiology of peripheral neurons innervating semicircular canals of the squirrel monkey: I. Resting discharge and response to constant angular accelerations“. In: *Journal of Neurophysiology*. Bd. 34, Nr. 4. 1971, S. 635–660.
- [185] C. Fernández und J. M. Goldberg. „Physiology of peripheral neurons innervating semicircular canals of the squirrel monkey: II. Response to sinusoidal stimulation and dynamics of peripheral vestibular system“. In: *Journal of Neurophysiology*. Bd. 34, Nr. 4. 1971, S. 661–675.
- [186] F. Soyka, P. Giordano, M. Barnett-Cowan und H. Bulthoff. „Modeling direction discrimination thresholds for yaw rotations around an earth-vertical axis for arbitrary motion profiles“. In: *Experimental brain research* 220.1 (2012), S. 89–99. ISSN: 0014-4819. DOI: 10.1007/s00221-012-3120-x.



- [187] R. Telban und F. Cardullo. *Motion cueing algorithm development: Human-centered linear and nonlinear approaches*. Langeley Research Center, Hampton, Virginia, USA, 2005.
- [188] A. Blödown, M. Bloching, K. Hörmann und L. E. Walther. „Rezeptorfunktion der Bogengänge. Teil 2: Pathophysiologie, Erkrankungen, klinische Befunde und therapeutische Aspekte“. In: *HNO* 60.3 (2012), S. 249–59, 249–59. ISSN: 1433-0458. DOI: 10.1007/s00106-011-2438-1.
- [189] R. Hosman. „Pilot’s perception and control of aircraft motions“. Dissertation. Delft: Technische Universität Delft, 1996.
- [190] A. R. Valente Pais, M. van Paassen, M. Mulder und M. Wentink. „Perception of Combined Visual and Inertial Low-Frequency Yaw Motion“. In: *AIAA Modeling and Simulation Technologies Conference*. [Reston, VA]: [American Institute of Aeronautics and Astronautics], 2010. ISBN: 978-1-62410-152-6. DOI: 10.2514/6.2010-8093.
- [191] R. Hosman und J. van der Vaart. *Thresholds of motion perception and parameters of vestibular models obtained from tests in a motion simulator: Effects of vestibular and visual motion perception on task performance*. Hrsg. von Delft University of Technology. Delft, 1980. URL: <http://repository.tudelft.nl/islandora/object/uuid:58b8f5ff-25da-4d21-b96e-3c8295ae047b> (besucht am 31. 03. 2017).
- [192] G. Zacharias. *Motion Cue Models for Pilot-Vehicle Analysis*. 1978.
- [193] F. Soyka, P. Robuffo Giordano, K. Beykirch und H. H. Bulthoff. „Predicting direction detection thresholds for arbitrary translational acceleration profiles in the horizontal plane“. In: *Experimental brain research* 209.1 (2011), S. 95–107. ISSN: 0014-4819. DOI: 10.1007/s00221-010-2523-9.
- [194] W. Graumann. *Compact Lehrbuch Anatomie: Sinnessysteme, Haut, ZNS, periphere Leitungsbahnen*. Bd. 4. Stuttgart: Schattauer Verlag, 2005. ISBN: 3794520645.
- [195] Fernández, C., Goldberg, J. M. „Physiology of Peripheral Neurons Innervating Otolith Organs of the Squirrel Monkey: III. Response Dynamics“. In: *Journal of Neurophysiology*. Bd. 39, Nr. 5. 1976, S. 996–1008.
- [196] L. R. Young und J. L. Meiry. „A revised dynamic otolith model“. In: *Aerospace medicine* 39.6 (1968), S. 606–608. ISSN: 0001-9402.
- [197] Fernández, C., Goldberg, J. M. „Physiology of Peripheral Neurons Innervating Otolith Organs of the Squirrel Monkey: I. Response to static tilts and to long-duration centrifugal force“. In: *Journal of Neurophysiology*. Bd. 39, Nr. 5. 1976, S. 970–985.
- [198] Fernández, C., Goldberg, J. M. „Physiology of Peripheral Neurons Innervating Otolith Organs of the Squirrel Monkey: II. Directional selectivity and force-response relations. *Journal of Neurophysiology*“. In: *Journal of Neurophysiology*. Bd. 39, Nr. 5. 1976, S. 985–996.
- [199] M. Lich. „Visuelle Navigation: Dynamik der Wahrnehmung von Eigenbewegung“. Dissertation. Marburg: Philipps Universität Marburg, 2010.
- [200] A. Grigo und M. Lappe. „Dynamik der Wahrnehmung von Optischem Fluß“. In: *Dynamische Perzeption*. Hrsg. von S. Posch und H. Ritter. PAI Proceedings in Artificial Intelligence. Infix Verlag, 1998.
- [201] E. Speckmann, J. Hescheler und R. Köhling. *Physiologie*. 5. Auflage. Elsevier, Urban und Fisher, 2008. ISBN: 9783437413186.
- [202] J. D. Hood und J. Leech. „The significance of peripheral vision in the perception of movement“. In: *Acta oto-laryngologica* 77.1 (1974), S. 72–79. ISSN: 0001-6489.
- [203] Van der Steen, Franciscus Albertus Martinus. „Self-motion perception“. Dissertation. Delft: Technische Universität Delft, 1998.

- [204] I. P. Howard und L. Childerson. „The Contribution of Motion, the Visual Frame, and Visual Polarity to Sensations of Body Tilt“. In: *Perception* 23.7 (1994), S. 753–762. DOI: 10.1068/p230753. URL: <http://dx.doi.org/10.1068/p230753>.
- [205] AUDI AG. *Technische Daten: AUDI SQ7 TDI mit 4.0 TDI quattro tiptronic 320 kW (435 PS)*. Ingolstadt. URL: [https://www.audi.de/de/brand/de/neuwagen/q7/sq7-tdi.html#page=/de/brand/de/neuwagen/q7/sq7-tdi/summary.techdata.4MBSU10.html&layer=/de/brand/de/neuwagen/q7/sq7-tdi.summary\\_layer\\_techdata.html](https://www.audi.de/de/brand/de/neuwagen/q7/sq7-tdi.html#page=/de/brand/de/neuwagen/q7/sq7-tdi/summary.techdata.4MBSU10.html&layer=/de/brand/de/neuwagen/q7/sq7-tdi.summary_layer_techdata.html) (besucht am 01.09.2017).
- [206] C. Lankes. „Identifikation des Kopfrückstellverhaltens des Fahrers bei Kurvenfahrt zur Objektivierung der Wankdynamik“. Studienarbeit. München: Technische Universität München, 2016.

## Studentische Arbeiten

Während der Anfertigung dieser Dissertation wurden diverse studentische Arbeiten betreut. Im Folgenden sind die für diese Arbeit relevanten Semester- bzw. Bachelor- und Diplom- bzw. Masterarbeiten aufgeführt. Großer Dank ergeht an dieser Stelle an die Bearbeiter für die umfangreiche Unterstützung im Rahmen dieses Forschungsprojekts.

- [18] K. V. Riedl. „Analyse der aufbaubewegungsabhängigen Wankbedämpfung des Fahrzeugaufbaus durch ein aktives Fahrwerkssystem“. Master’s Thesis. München: Technische Universität München, 2016.
- [134] S. Mostafa. „Implementierung eines Control Allocation Algorithmus zur optimalen Verteilung von Stellgrößen auf ein überakturiertes Fahrwerkssystem“. Bachelor’s Thesis. München: Technische Universität München, 2014.
- [135] M. Vogt. „Erweiterung einer Control-Allocation-Logik zur Regelung von aktiver Wankstabilisierung und semiaktiven Dämpfern“. Master’s Thesis. München: Technische Universität München, 2015.
- [136] M. Lacher. „Entwicklung eines Konzepts zur kombinierten Regelung von semiaktiven Dämpfern und aktiver elektromechanischer Wankstabilisierung“. Master’s Thesis. München: Technische Universität München, 2014.
- [137] K. Grünbeck. „Erweiterung und Integration einer Regelungslogik zur Beeinflussung der Wankdynamik eines Fahrzeugs mit aktiven Fahrwerkssystemen“. Master’s Thesis. München: Technische Universität München, 2015.
- [138] J. Maier. „Objektivierung subjektiver Fahrverhaltensbewertung der Wankdynamik eines Fahrzeugs mit aktiven Fahrwerkssystemen“. Master’s Thesis. München: Technische Universität München, 2015.
- [206] C. Lankes. „Identifikation des Kopfrückstellverhaltens des Fahrers bei Kurvenfahrt zur Objektivierung der Wankdynamik“. Studienarbeit. München: Technische Universität München, 2016.

## Eigene Veröffentlichungen

- [120] A. Wenzelis. „Untersuchung objektiver Fahrmanöverkennwerte zur Beschreibung des Fahrverhaltens eines gierratengeregelten Elektrofahrzeugs“. Diplomarbeit. München: Technische Universität München, 2012.

- [147] A. Wenzelis, M. Lienkamp und R. Schwarz. „Beitrag zur Objektivierung der Wankdynamik eines Fahrzeugs mit aktiven Fahrwerkssystemen“. In: *15. Internationale VDI-Tagung Reifen, Fahrwerk, Fahrbahn*. Hrsg. von Verein Deutscher Ingenieure. Bd. 2241. VDI-Berichte. Düsseldorf: VDI-Verlag, 2015, S. 75–93. ISBN: 978-3-18-092241-6.

## Eigene Scopus-Veröffentlichungen

- [19] A. Wenzelis, M. Lienkamp und R. Schwarz. „Optimized roll behavior and ride comfort based on central roll torque distribution on electromechanical anti-roll bars and semiactive dampers and approaches on subjective-objective correlation“. In: *The dynamics of vehicles on roads and tracks*. Hrsg. von M. Rosenberger, M. Plöchl, K. Six und J. Edlmann. Boca Raton u. a.: CRC Press a Balkema book, 2016, S. 573–584. ISBN: 978-1-138-02885-2. DOI: 10.1201/b21185-62.



# Anhänge

# Anhang A

## Technische Daten des Versuchsfahrzeugs

Nachfolgende Tabelle liefert einen Auszug wichtiger technischer Daten des Versuchsfahrzeugs AUDI SQ7 (AU536).

**Tabelle A.1:** Technische Daten des Versuchsfahrzeugs AUDI SQ7 (AU536) [205]

<b>Detail</b>	<b>Beschreibung</b>
Hersteller & Typ:	AUDI SQ7 (AU536)
Motor:	V8-Biturbo-Dieselmotor (Common Rail (CR)) mit elektrisch angetriebenem Verdichter, Hubraum: 3956 cm <sup>3</sup> , Maximalleistung: 320 kW (435 PS) bei 3750 - 5000 min <sup>-1</sup> , maximales Drehmoment: 900/1000 Nm bei 3250 min <sup>-1</sup>
Vorderachse:	Einzelradaufhängung, Fünflenker-Achse mit vorne liegender Lenkung, Aluminium-Querlenker, Achsträger, elektromechanischer aktiver Stabilisator
Hinterachse:	Einzelradaufhängung, Fünflenker-Achse mit hinten liegender Spurstange, Aluminium-Querlenker, Achsträger, elektromechanischer aktiver Stabilisator
Bereifung:	Goodyear Eagle F1 Asymmetric 2 285/40 R21 109 AO XL
Federung & Dämpfung:	Adaptive Luftfederung (AAS) und semiaktive Verstelldämpfer (SAD) an allen vier Radaufhängungspunkten
Lenkung:	Elektromechanische Lenkung mit geschwindigkeitsabhängiger Servounterstützung (EPS), Hinterachslenkung (HAL)
Kraftübertragung:	Permanenter Allradantrieb quattro
Getriebe:	8-stufige tiptronic, TV-Differential an der Hinterachse
Leergewicht:	2458 kg (getankt)
Achslastverteilung:	56 % / 44 % (Vorderachse / Hinterachse)

# Anhang B

## Steuergeräte- und Messtechnikumgebung im Versuchsfahrzeug

Das Fahrzeug besitzt anstatt serienmäßiger eAWS-Aktorsteuergeräte HSSL Entwicklungssteuergeräte. Über die Data Trace (Debugging) Schnittstelle des Prozessors kann damit via HSSL Verbindung eine Kommunikation zwischen dem Steuergerät und einem Messadapter mit Spiegelspeicher (Field Programmable Gate Array (FPGA)) hergestellt werden. Dieser eignet sich zum quasi latenzfreien Abgriff beobachteter Rechenprozesse im Steuergerätespeicher bei zugleich minimaler Prozessobelastung. Die im Spiegelspeicher vorliegenden Signale können dadurch hochfrequent gemessen (Data Aquisition Packet (DAQ)) oder per Ethernet und Extended Calibration Protocol (XCP) an ein Netzwerk-Interface mit Echtzeitrechner transferiert werden, der als externe Ausführungsplattform eines kompilierten MATLAB/Simulink-Modells dient. Extern berechnete Größen können damit zur Stimulation (Stimulus Data Packet (STIM)) der internen Variablen im Rechenprozess des Achssteuergeräts verwendet werden. Die Kombination aus DAQ und STIM in diesem Verbund wird auch als Bypassing bezeichnet. Abbildung B.1 zeigt die Steuergeräte- und Messtechnikumgebung inklusive Bypassing im Versuchsfahrzeug.

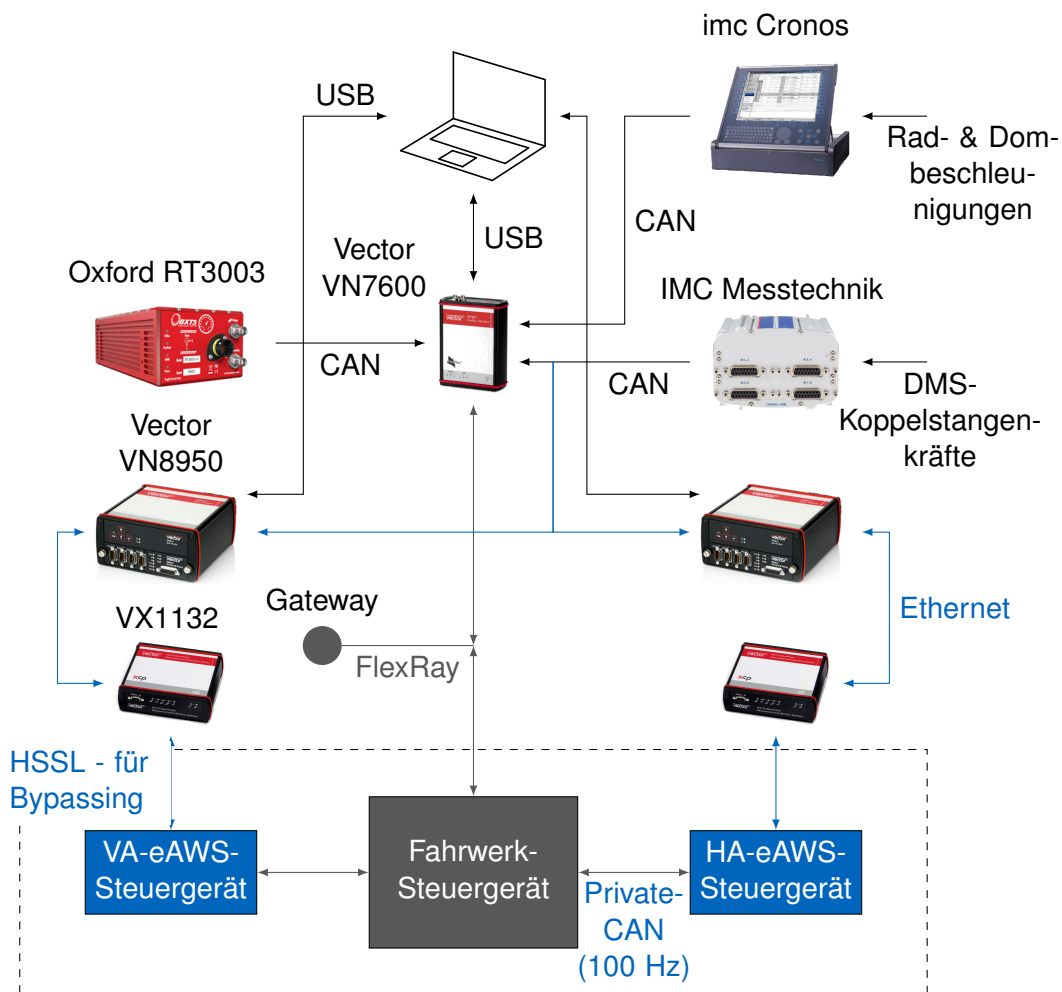
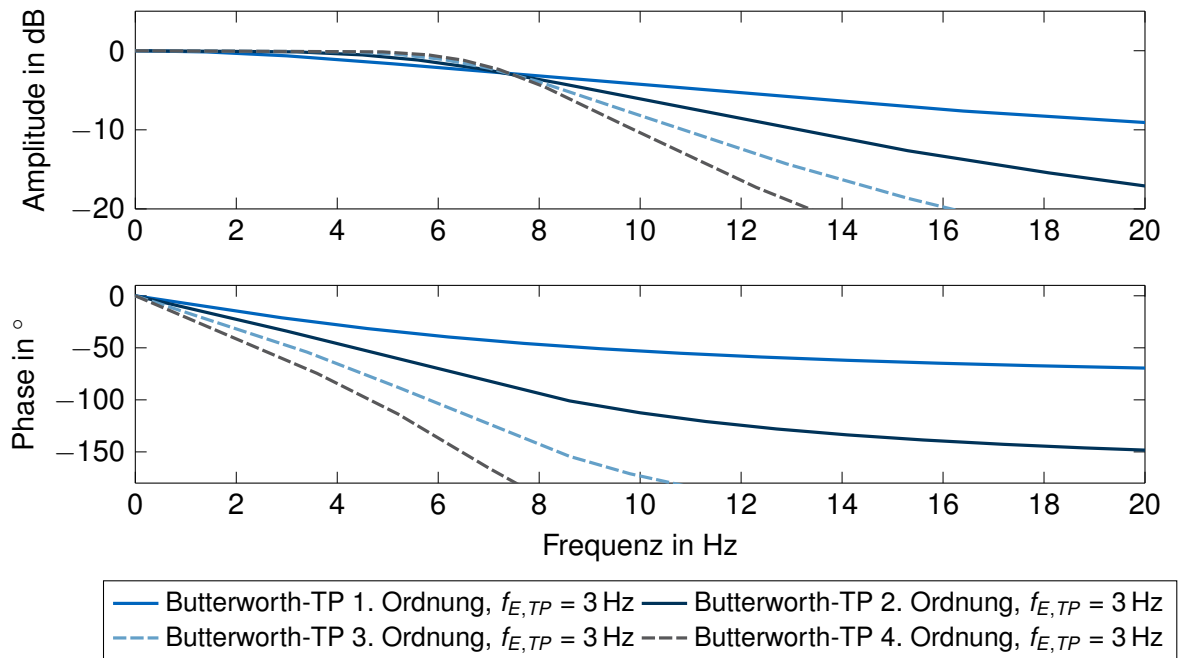


Abbildung B.1: Strukturelle Anordnung der verwendeten Messtechnik im Versuchsträger AUDI SQ7

## Anhang C

### Bode-Plot eines Tiefpassfilters verschiedener Ordnungen

Abbildung C.1 zeigt den Amplituden- und Phasengang verschiedener Butterworth Tiefpasse mit  $f_{E,TP} = 3\text{ Hz}$  und verschiedenen Ordnungen.



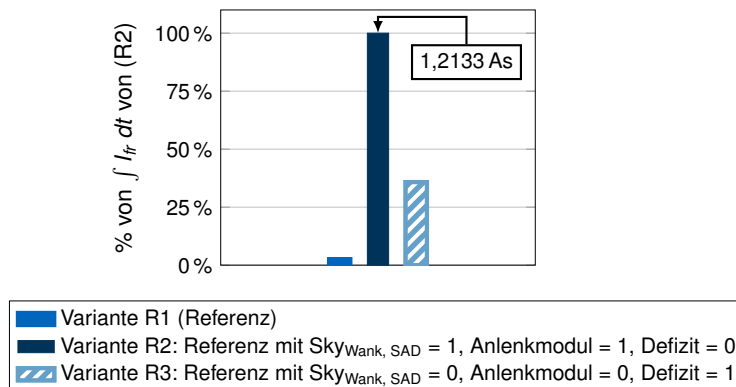
**Abbildung C.1:** Frequenzgang für Butterworth Tiefpasse mit Eckfrequenz  $f_{E,TP} = 3\text{ Hz}$  und variierender Filter-Ordnung



# Anhang D

## Ventilströme des SAD-Systems beim Anwanken

Abbildung D.1 zeigt den Vergleich der geflossenen Delta-Ventilströme der einzelnen Varianten am Beispiel des Schwingungsdämpfers vorne rechts beim Lenkradwinkelsprung bei  $a_y = 6 \text{ m/s}^2$  und  $v_x = 80 \text{ km/h}$  relativ zur Variante R2 der unkoordinierten Koexistenz mit SAD-Vollsystem. Die Variante R3 mit Koordination beider Fahrwerksysteme durch die Defizit-schnittstelle erzielt im Vergleich zur unkoordinierten Koexistenz (Variante R2) eine Reduktion von 64,2% des Delta-Ventilstroms. Delta-Ventilstrom bezeichnet dabei den geflossenen Strom oberhalb des Grundstroms von 0,4 A als Minimalwert des Ventilstroms.

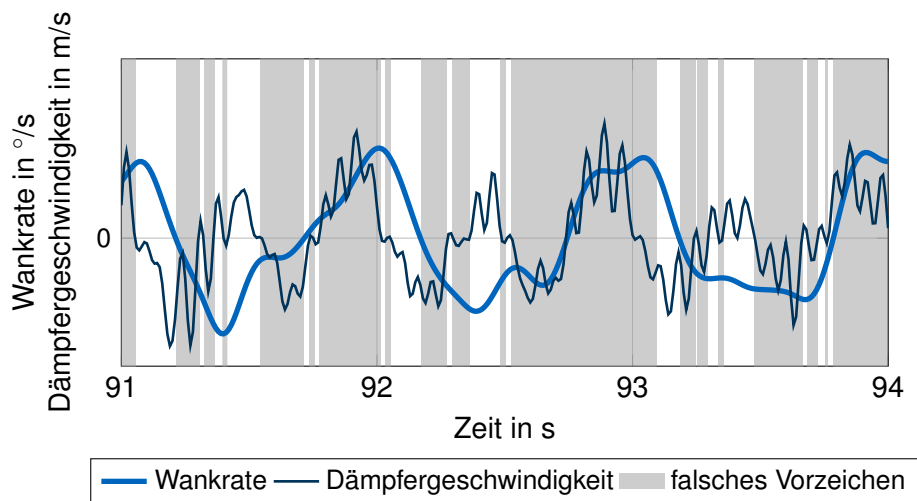


**Abbildung D.1:** Integral des geflossenen Delta-Ventilstroms über der Manöverdauer des Lenkradwinkelsprungs für den Schwingungsdämpfer vorne rechts bezogen auf den Wert von Variante R2 bei  $v_x = 80 \text{ km/h}$  und  $a_y = 6 \text{ m/s}^2$

## Anhang E

### Vorzeichenproblematik des SAD-Systems

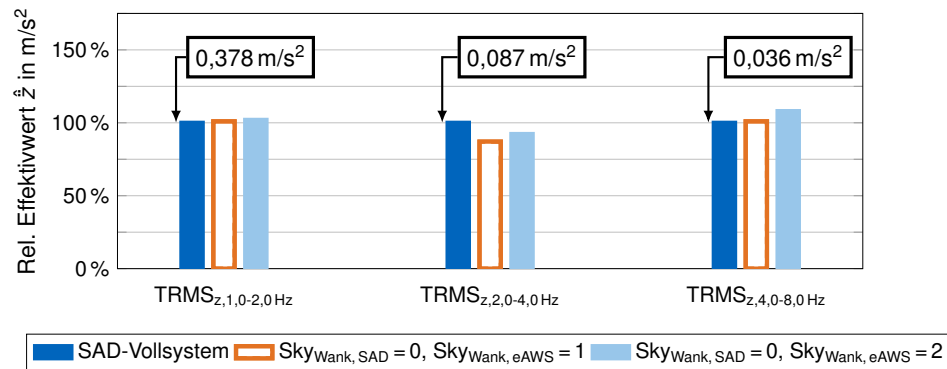
Abbildung E.1 zeigt Messwerte der Wankrate und der exemplarischen Dämpfergeschwindigkeit vorne rechts beim Befahren der Kopierstrecke [18, S.56]. An den grau markierten Bereichen liegt eine der gewünschten Reaktionskraft entgegengerichtete Dämpfergeschwindigkeit an. In diesem Fall wird die Minimalkennung des Ventilstellstroms eingeregelt, um die zu bedämpfende Aufbaubewegung nicht noch zu verstärken.



**Abbildung E.1:** Vorzeichenproblematik des SAD-Systems beim Befahren der Kopierstrecke: Anforderung und Dämpfergeschwindigkeit vorne rechts im Widerspruch (grau)

## Anhang F

TRMS<sub>z</sub>-Kennwerte für die Kopierstrecke bei  
 $f_{Kopier,II} = 1,3 \text{ Hz}$

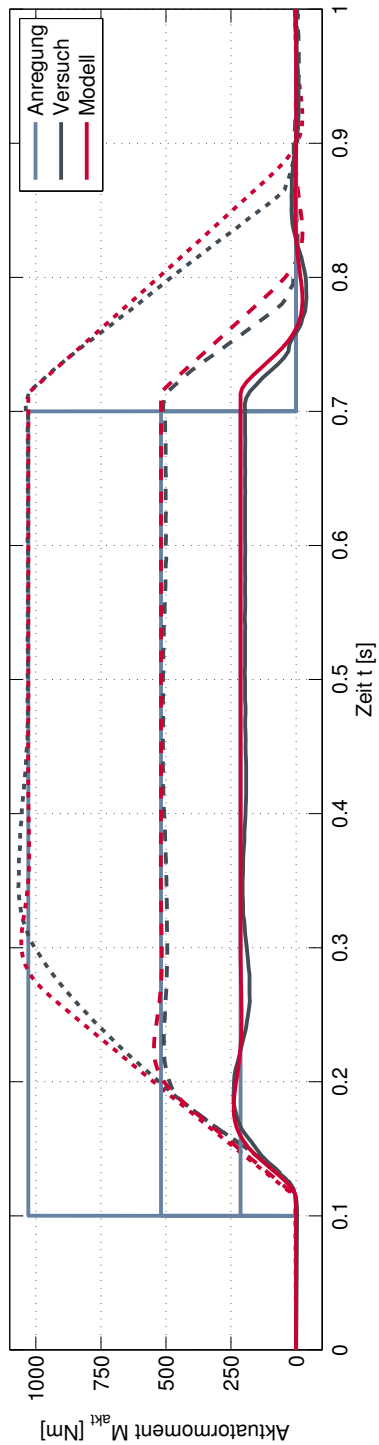


**Abbildung F.1:** Teileffektivwerte Aufbaubeschleunigung  $\ddot{z}$  beim Befahren der Kopierstrecke mit  $f_{Kopier,II} = 1,3 \text{ Hz}$  und Variation der Wankdämpfung

# Anhang G

## Messwerte des eAWS-Aktors auf dem Prüfstand

Abbildung F.1 zeigt Messwerte von Sprunganregungen des eAWS-Aktors auf dem Prüfstand und des in Kapitel 4.4.3 verwendeten Modells für verschiedene Amplituden [136]. Siehe hierzu auch die Veröffentlichung des Aktor-Herstellers [47, S. 66].



**Abbildung G.1:** Messwerte von Sprunganregungen des eAWS-Aktors auf dem Prüfstand und des eAWS-Modells für verschiedene Amplituden [136]

# Anhang H

## Verwendete Parameter der PI-Regler

Die nach der Methode des Stabilitätsrandes nach Ziegler und Nichols identifizierten Parameter des PI- und PI-Smith-Reglers listet Tabelle H.1:

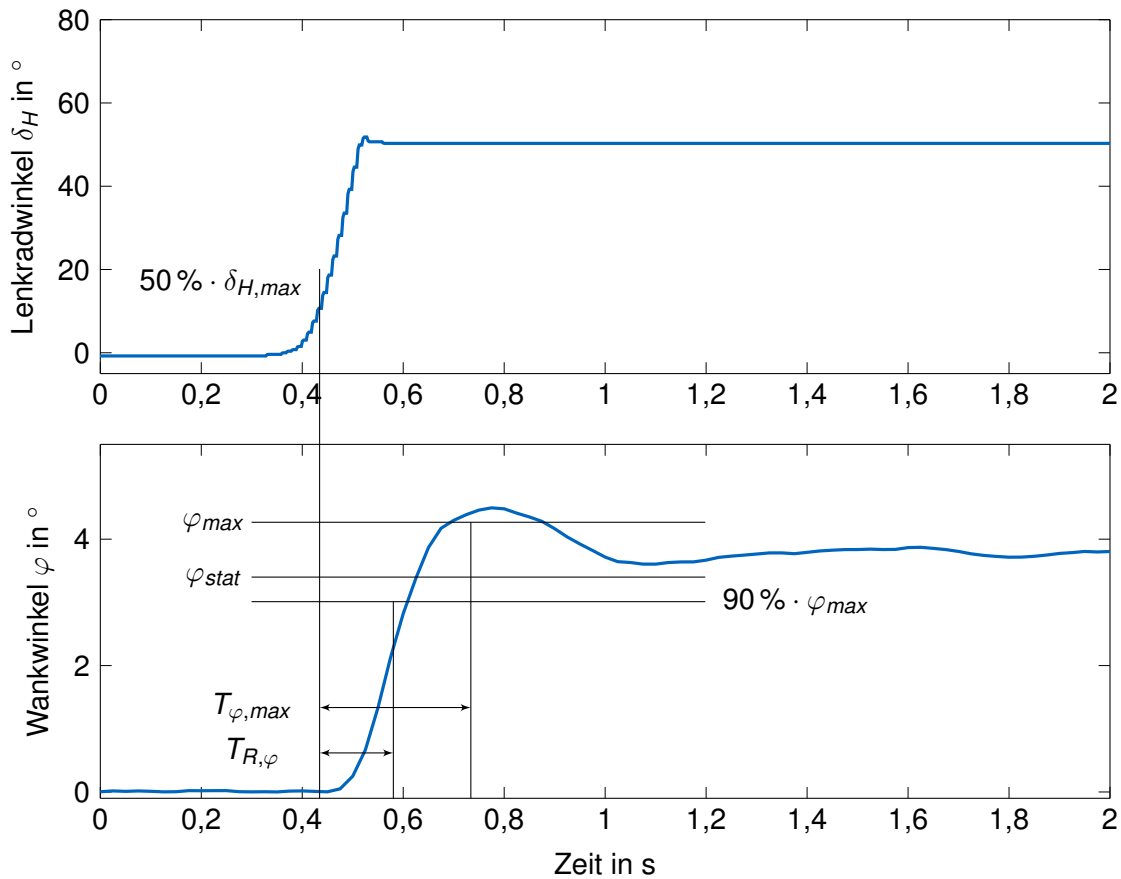
**Tabelle H.1:** Durch das Einstellverfahren nach Ziegler und Nichols identifizierte Parameter der PI-Regler

Variante	Vorderachse		Hinterachse	
	$k_{krit}$	$T_{krit}$ in ms	$k_{krit}$	$T_{krit}$ in ms
PI-Regler	0,8	80	1,2	63
PI-Regler mit Smith-Prädiktor	0,8	80	1,8	57

# Anhang I

## Auszug der Kennwerte des Lenkradwinkelsprungs aus ISO 7401

Nachfolgende Zeitschriebe in Abbildung I.1 beschreiben die auf den Wankwinkelverlauf angewandten Kennwerte des Lenkradwinkelsprungs aus der Norm ISO 7401 [116], mit denen weitere Kennwerte berechnet werden.

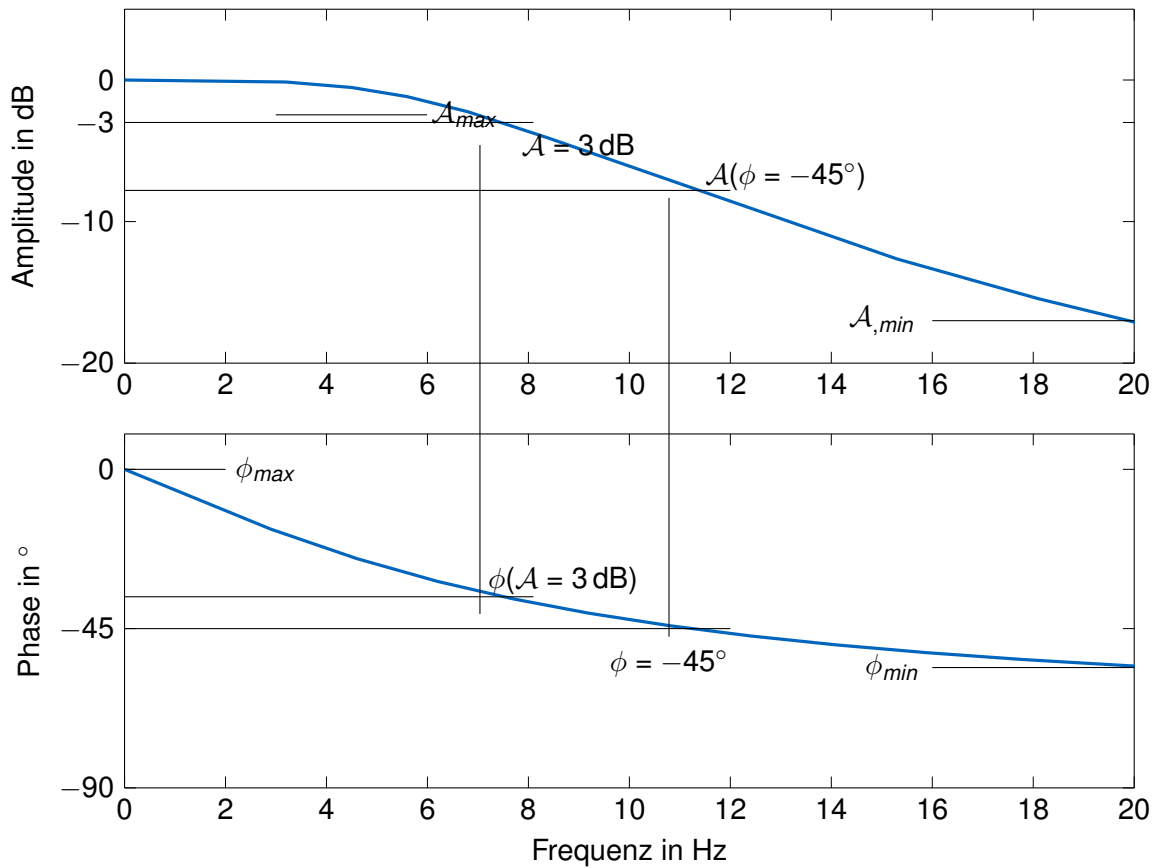


**Abbildung I.1:** Ermittlung der verwendeten Kennwerte des Lenkradwinkelsprungs (Auszug) basierend auf ISO 7401 [116]

# Anhang J

## Auszug der Kennwerte des Frequenzgangs aus ISO 7401

Abbildung J.1 zeigt exemplarisch die Ermittlung relevanter Kennwerte des Frequenzgangs nach ISO 7401 [116].



**Abbildung J.1:** Ermittlung der verwendeten Frequenzgangskennwerte (Auszug) nach ISO 7401 [116]

# Anhang K

## Auszug des Kennwertkatalogs

Nachfolgende Tabellen K.1, K.2 und K.3 listen nach Anregungsdomäne geordnet die Kennwerte des Kennwertkatalogs, die auf Korrelation mit den Subjektivbewertungen untersucht werden. Für Kennwerte des Lenkradwinkelsprungs mit Index *max* gilt dabei das betragsmäßige Maximum und somit Gültigkeit für rechts- und linksseitige Anregung.

**Tabelle K.1:** Auszug der Kennwerte der Domäne Anwanken (Lenkradwinkelsprung)

Kennwert	Beschreibung
$\varphi_{max}/\dot{\varphi}_{max}$	Maximalwert von $\varphi/\dot{\varphi}$
$\varphi_{stat}/\dot{\varphi}_{stat}$	Stationärwert von $\varphi/\dot{\varphi}$
$T_{R,\varphi}$	Ansprechzeit von $0,5 \cdot \delta_{H,max}$ bis $0,9 \cdot \varphi_{stat}$
$T_{\varphi_{max}}$	Ansprechzeit von $0,5 \cdot \delta_{H,max}$ bis $\varphi_{max}$
$T_{\dot{\varphi}_{max}}$	Ansprechzeit von $0,5 \cdot \delta_{H,max}$ bis $\dot{\varphi}_{max}$
$T_{\dot{\varphi}_{max}-\varphi_{max}}$	Ansprechzeit von $\dot{\varphi}_{max}$ bis $\varphi_{max}$
$T_{\dot{\varphi}_{max}-a_{y,max}}$	Ansprechzeit von $\dot{\varphi}_{max}$ bis $a_{y,max}$
$T_{\dot{\varphi}_{max}-\dot{\psi}_{max}}$	Ansprechzeit von $\dot{\varphi}_{max}$ bis $\dot{\psi}_{max}$
$T_{\dot{\varphi}_{max}-\ddot{\psi}_{max}}$	Ansprechzeit von $\dot{\varphi}_{max}$ bis $\ddot{\psi}_{max}$
$U_{\varphi} = \frac{\varphi_{max}-\varphi_{stat}}{\varphi_{stat}}$	Bezogene Überschwingweite von $\varphi$
$V_{\varphi} = \frac{\varphi_{stat}}{\delta_H}$	Verstärkungsfaktor von $\varphi$
$V_{\dot{\varphi}-a_y} = \frac{\dot{\varphi}_{max}}{a_{y,max}}$	Verstärkungsfaktor von $\dot{\varphi}_{max}$ zu $a_{y,max}$
$V_{\ddot{\varphi}-a_y} = \frac{\ddot{\varphi}_{max}}{a_{y,max}}$	Verstärkungsfaktor von $\ddot{\varphi}_{max}$ zu $a_{y,max}$
$V_{\dot{\varphi}-a_y,max} = \max(\frac{\dot{\varphi}}{a_y})$	Maximalwert des Verstärkungsfaktors von $\dot{\varphi}$ zu $a_y$
$TB_{\dot{\varphi}-\varphi}$	Produkt aus $T_{\dot{\varphi},max}$ und $\varphi_{stat}$
$TB_{\ddot{\varphi}-\varphi}$	Produkt aus $T_{\ddot{\varphi},max}$ und $\varphi_{stat}$
$TB_{\dot{\psi}-\varphi}$	Produkt aus $T_{\dot{\psi}_{max}}$ und $\varphi_{stat}$
$D_{\dot{\varphi}}$	Wankdämpfungsmaß nach (5.1)
$\hat{\varphi}$	Wankratenpeak nach dem Anlenken (zur Berechnung von $D_{\dot{\varphi}}$ )
$t(\hat{\varphi})$	Zeitpunkt des dazugehörigen Wankratenpeaks (zur Berechnung von $D_{\dot{\varphi}}$ )
$n_{\hat{\varphi}}$	Anzahl der innerhalb $1,5\text{ s}$ nach $0,5 \cdot \delta_{H,max}$ auftretenden Wankraten-Peaks $\hat{\varphi}_{WS} \geq 0,62^\circ/\text{s}$



**Tabelle K.2:** Auszug der Kennwerte der Domäne wechselseitiges Wanken (Frequenzgang)

Kennwert	Beschreibung
<i>Amplitudenverhältnisse <math>\mathcal{A}</math>:</i>	
$\frac{\varphi}{\delta_H}$	Wankwinkel zu Lenkradwinkel
$\frac{\dot{\varphi}}{\delta_H}$	Wankrate zu Lenkradwinkel
$\frac{\varphi}{a_y}$	Wankwinkel zu Querschleunigung
$\frac{\dot{\varphi}}{a_y}$	Wankrate zu Querschleunigung
<i>Auswertungspunkte je <math>\mathcal{A}</math>:</i>	
$\mathcal{A}_{min/max}$	Minimale/maximale Amplitudenverstärkung
$\phi(\mathcal{A}_{min/max})$	Minimal/maximal auftretende Phase
$f(\mathcal{A}_{min/max})$	Frequenz an minimaler/maximaler Amplitudenverstärkung
$f(\phi(\mathcal{A}_{min/max}))$	Frequenz an minimaler/maximaler Phase
<i>Weitere Einzelkennwerte:</i>	
$f(\frac{\varphi}{\delta_H})(\phi = -45^\circ)$	Frequenz bei $-45^\circ$ Phasenabfall von $\frac{\varphi}{\delta_H}$
$\mathcal{A}(\frac{\varphi}{\delta_H})(\phi = -45^\circ)$	Amplitude bei $-45^\circ$ Phasenabfall von $\frac{\varphi}{\delta_H}$
$f(\frac{\varphi}{\delta_H})(\mathcal{A} = -3 \text{ dB})$	Frequenz bei $-3 \text{ dB}$ Amplitudenabfall von $\frac{\varphi}{\delta_H}$
$f(\frac{\varphi}{\delta_H})(\mathcal{A} = -3 \text{ dB})$	Phase bei $-3 \text{ dB}$ Amplitudenabfall von $\frac{\varphi}{\delta_H}$
$V_{\varphi-a_y,stat}$	Quasi-stationärer Verstärkungsfaktor von $\varphi$ und $a_y$
$V_{\varphi-a_y,min}$	Minimaler Verstärkungsfaktor von $\varphi$ und $a_y$
$V_{\varphi-a_y,max}$	Maximaler Verstärkungsfaktor von $\varphi$ und $a_y$
$T_{eq,\varphi} = \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot f_{\varphi,-45^\circ}}$	Äquivalente Verzögerungszeit bei $f_{\varphi,-45^\circ}$
$\frac{\varphi}{\delta_{Hstat}} \cdot \frac{1}{T_{eq,\varphi}}$	Verhältnis aus stationärem Wankwinkelverstärkungsfaktor zu $T_{eq,\varphi}$

**Tabelle K.3:** Kennwerte der Domäne Auswanken (Lenkradwinkelsprung)

Kennwert	Beschreibung
$D_{\dot{\varphi}}$	Wankdämpfungsmaß nach (5.1)
$n_{\dot{\varphi}}$	Anzahl der innerhalb 1,5 s nach dem Zurücklenken auftretenden Wankraten-Peaks $\hat{\dot{\varphi}}_{WS} \geq 0,62^\circ/\text{s}$
$\varphi_{max}$	Maximalwert des Wankwinkels nach dem Zurücklenken
$\varphi_{stat}$	Stationärwert des Wankwinkels vor dem Zurücklenken
$\dot{\varphi}_{max}$	Maximalwert der Wankrate nach dem Zurücklenken

# Anhang L

## Vorabstudie zum Kopfwankverhalten

Die Motivation der Vorabstudie zum Kopfwankverhalten bestand darin, die Erklärung des Fahrerurteils im Sinne größtmöglichen Matchings subjektiver und objektiver Bewertungsbasen zu verbessern, indem nicht nur ein statischer Ortsvektor von Fahrzeugschwerpunkt zu Kopfschwerpunkt verwendet, sondern die Kopfdynamik jedes Versuchsfahrers abgebildet wird. Das Konzept beinhaltete, eine mögliche Identifikation der signifikant mit dem Kopfwankverhalten korrelierenden physiologischen Parameter, wie beispielsweise Kopfmasse, vordere und hintere Halslänge und Körpergröße, zu untersuchen, um die quasi-empfundene Kennwerte zusätzlich auf Basis der identifizierten, interindividuellen Kopfwankdynamik zu berechnen. So könnte die Beschreibung des Fahrerurteils nicht nur um physiologische Empfindungseffekte und den statischen Streckenanteil, sondern zugleich um die tatsächliche relativkinematische Anregung des Sinnesapparats erweitert werden.

Es stand hierfür ein separates Versuchsfahrzeug (AUDI Q7 4L) mit semiaktiven Dämpfern und adaptiver Luftfederung zur Verfügung. Durch Variation des Fahrprogramms konnten der Höhenstand und die Kennung des SAD-Systems variiert werden. Zusätzlich wurde durch Dachbeladung die Aufbaumasse und die vertikale Schwerpunktlage variiert, sodass zwei unterschiedliche Varianten des Wankverhaltens dargestellt werden konnten.

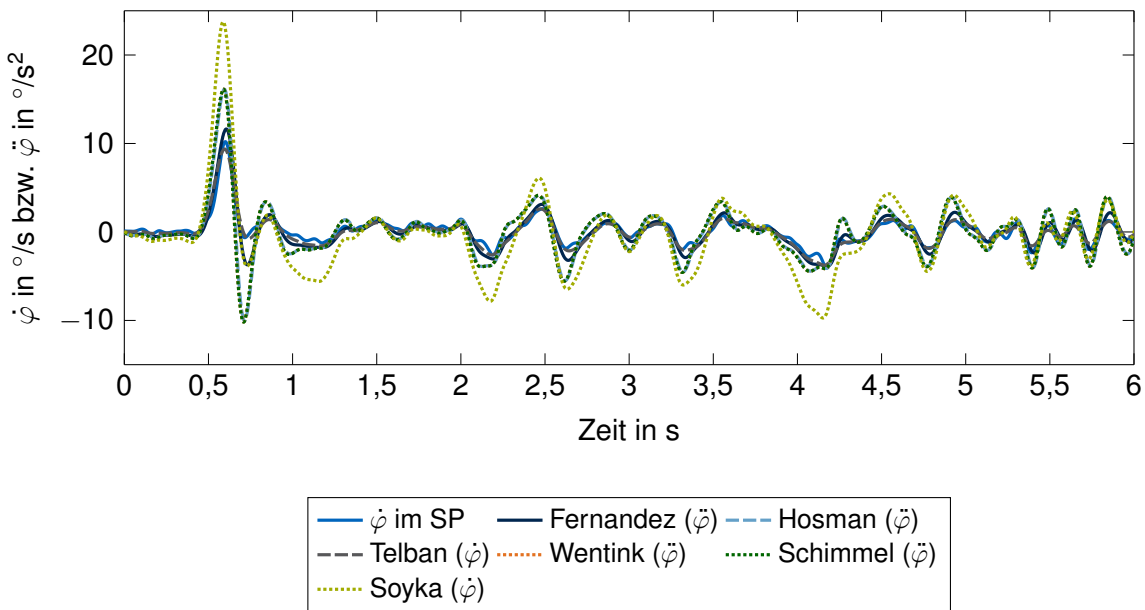
Vier unterschiedliche quasi-stationäre Fahrmanöver in dem der Objektivierungsstudie entsprechenden Querbeschleunigungsbereich  $a_y = 6 \text{ m/s}^2$  wurden auf Streckenabschnitten öffentlicher Straßen analysiert (langgezogene Kurven, Kreisverkehre). Der Untersuchungsgegenstand und die Variation des Wankverhaltens wurde den Probanden nicht kommuniziert. Diesen wurde als Fahraufgabe nur die Strecke und die Einhaltung der Fahrgeschwindigkeit in den Kurvenabschnitten vorgegeben. Das Kollektiv bestand aus drei Frauen und acht Männern. Das Alter lag zwischen 26 und 61 Jahren mit einem Mittelwert von 30,3 Jahren.

Das individuelle Kopfwankverhalten der Probanden wurde durch video- und infrarotbasiertes Head-Tracking anhand des Systems *faceLAB* des Herstellers *SeeingMachines* aufgezeichnet. Parallel dazu fand eine Aufzeichnung der Fahrzeugreaktionsgrößen durch eine installierte kreiselstabilisierte Plattform Oxford RT3003 statt. Das individuelle Kopfwankverhalten wurde daraufhin in Form des quasi-stationären Kopfwankwinkels  $\varphi_{Kopf,stat}$ , dessen zeitlichen Ableitungen und weiteren beschreibenden Kennwerten, wie zum Beispiel der Visual Road Angle von Zikovitz [170], extrahiert. Diese Kennwerte wurden mit zahlreichen physiologischen Parametern der Probanden auf Korrelation untersucht, sowohl auf Basis linearer Zusammenhänge als auch auf Basis von Regressionen höherer Ordnung. Es ergaben sich jedoch keine signifikanten Zusammenhänge zwischen einzelnen Parametern und dem identifizierten Kopfwankverhalten. Lokal hohe Korrelationen waren auf sogenannte Scheinkorrelationen zurückzuführen. Es gelang folglich nicht, das individuelle Kopfwankverhalten auf physiologisch messbare Größen des Fahrers zurückzuführen. Weitere Details zur Studie sind [206] zu entnehmen.

## Anhang M

# Übertragungsfunktionen des Bogengangorgans aus der Literatur

Abbildung M.1 zeigt die Wankrate im Schwerpunkt und im Vergleich die Verläufe der Wankbeschleunigung bzw. der Wankrate der Übertragungsfunktionen des Bogengangorgans von Fernández [128], Hosman [189], Telban [187], Wentink [112], Schimmel [83] und Soyka [186] für einen Lenkradwinkelsprung bei  $v_x = 100 \text{ km/h}$  und  $a_y \approx 6 \text{ m/s}^2$ .

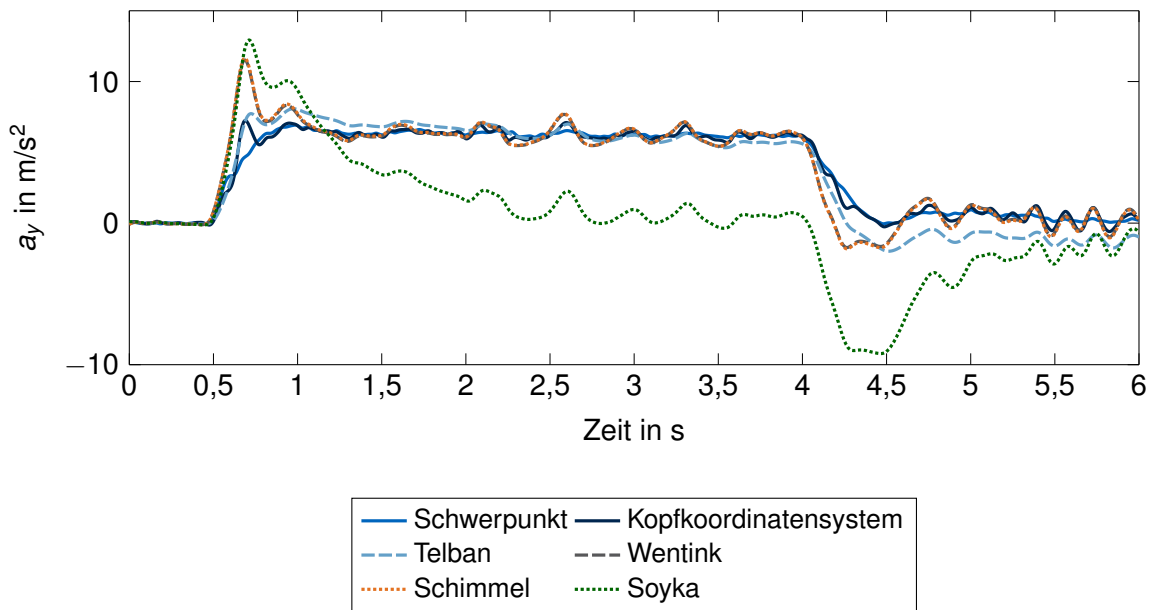


**Abbildung M.1:** Einfluss verschiedener Übertragungsfunktionen des Bogengangorgans auf die Wankrate bei einem Lenkradwinkelsprung

## Anhang N

# Übertragungsfunktionen des Makulaorgans aus der Literatur

Abbildung N.1 zeigt den Verlauf der Querschleunigung  $a_y$  im Schwerpunkt, im Kopfkoordinatensystem und die Ausgänge der Übertragungsfunktionen des Makulaorgans von Telban [187], Wentink [112], Schimmel [83] und Soyka [193] für einen Lenkradwinkelsprung bei  $v_x = 100 \text{ km/h}$  und  $a_y \approx 6 \text{ m/s}^2$ .

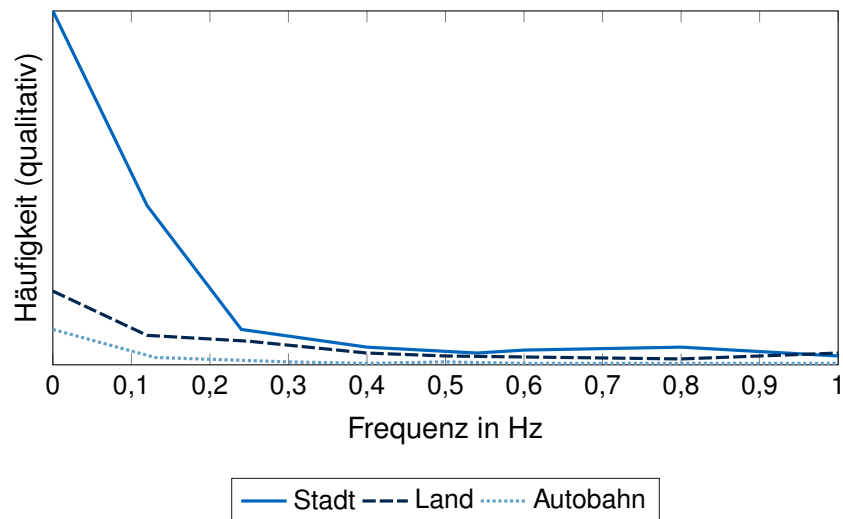


**Abbildung N.1:** Querschleunigung ohne und mit Anwendung der Übertragungsfunktionen der Makuladynamik und der Kopfkoordinatentransformation bei einem Lenkradwinkelsprung

## Anhang O

### Erreichte Lenkfrequenzen von Normalfahrern

Abbildung O.1 aus [159] zeigt die von Normalfahrern auf Stadt-, Landstraßen und Autobahnen erzielten Lenkfrequenzen.



**Abbildung O.1:** Qualitative Häufigkeit der Lenkradwinkelfrequenz für Stadt, Land und Autobahn für ein Normalfahrerkollektiv [159]

## Anhang P

### Regressionsgleichungen der Empfindungsmodelle des Anwankens

Die Regressionsgleichungen zum Anwanken mit den höchsten Bestimmtheitsmaßen quasi-empfundener Kennwerte nach Adaption durch die Modelle von Telban [187] und Wentink [112] lauten:

Telban [187]:

$$SU_{Anwanken, Tel} = -12,696 \cdot TB_{\ddot{\varphi}-\varphi, empf} - 0,313 \cdot n_{\dot{\varphi}, empf} + 9,354 \quad (P.1)$$

mit  $R_{korr, Tel}^2 = 0,935$  bei  $p = 0,007$ .

Wentink [112]:

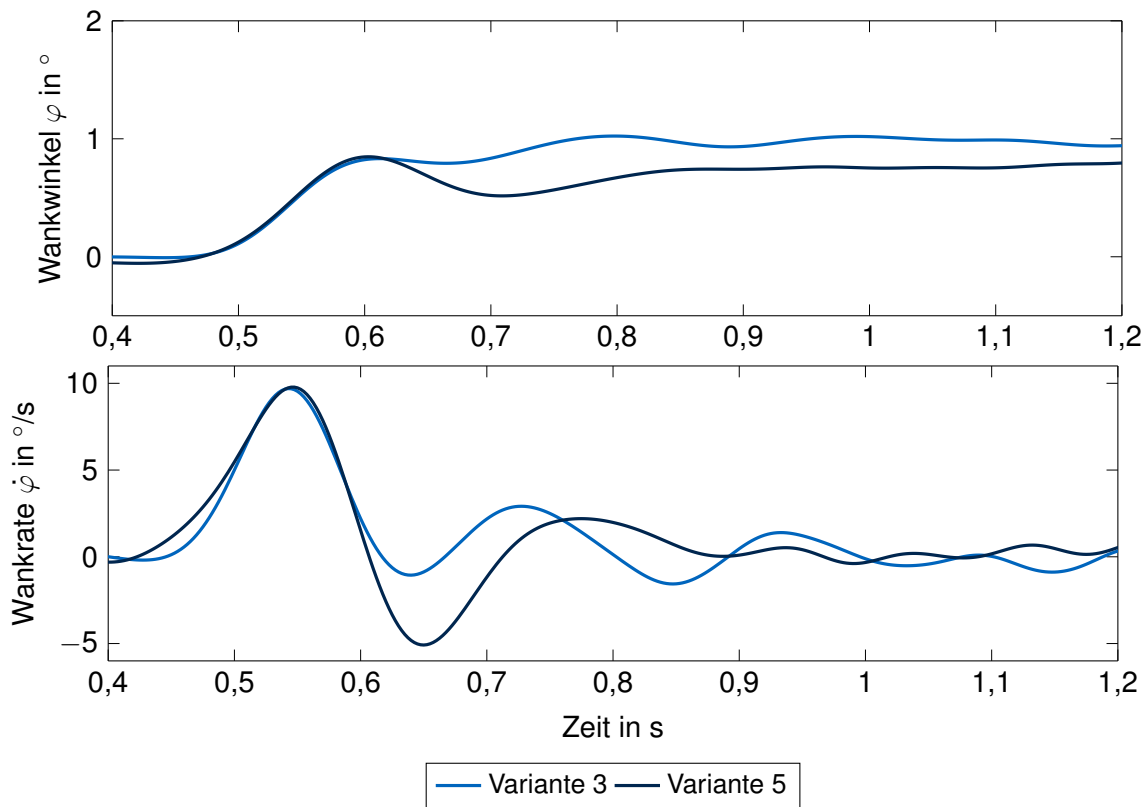
$$SU_{Anwanken, Went} = -12,10 \cdot TB_{\ddot{\varphi}-\varphi, Went} - 0,362 \cdot T_{\ddot{\varphi}-\varphi, Went} + 9,071 \quad (P.2)$$

mit  $R_{korr, Wen}^2 = 0,887$  bei  $p = 0,175$ .

## Anhang Q

### Einfluss der kombinierten Wankdämpfung und -steifigkeit auf das Anwankverhalten

Die in Kapitel 5.3.1.1 gezeigte Abbildung 5.11 mit der über der summativen, kombinierten Wankdämpfung und -steifigkeit  $W_{DS,sum}$  aufsteigenden Reihenfolge (Variante 4, Variante 2, Referenz, Variante 3, Variante 5, Variante 6 besitzt für das Anwanken trotz der in Kapitel 5.3.3.1 genannten Vertauschung der Varianten 3 und 5 ab  $f = 0,8$  Hz Gültigkeit. Zwar ist das Anwankmaximum der Wankrate  $\dot{\varphi}$  der Varianten nahezu identisch, aufgrund der höheren Steifigkeit bildet die Variante 5 direkt nach dem ersten Maximum jedoch einen geringen Wankwinkel aus. Weil mit  $W_{DS,sum}$  die Kombination von Dämpfung und Steifigkeit adressiert wird, ist Variante 5 folglich die Variante mit höherem  $W_{DS,sum}$ -Wert. Nachfolgende Abbildung Q.1 zeigt die genannten Unterschiede.

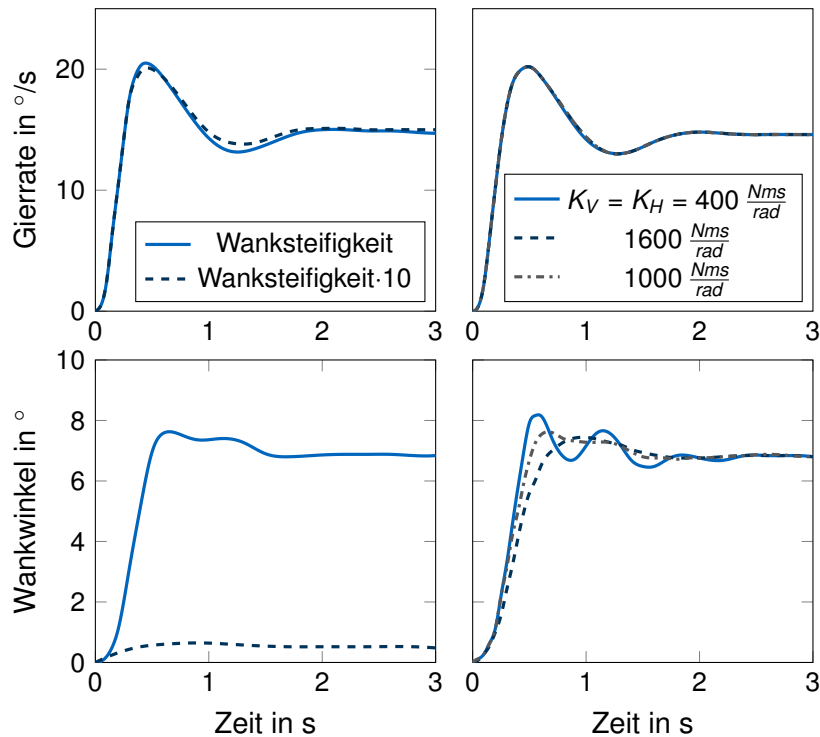


**Abbildung Q.1:** Verlauf von Wankwinkel und Wankrate der Varianten 3 und 5 beim Lenkradwinkelsprung mit  $v_x 100 = \text{km/h}$  und  $a_y = 6 \text{ m/s}^2$

# Anhang R

## Einfluss des variierten Wankverhaltens auf das Gierverhalten

Abbildung R.1 aus [6, S. 870] zeigt, dass bei Variation der Wankdämpfung und Wanksteifigkeit eines Fahrzeugs mit passivem Fahrwerk eine nur geringe Änderung des Gierratenverlaufs auftritt.



**Abbildung R.1:** Einfluss der Variation der Wanksteifigkeit (links) und Wankdämpfung (rechts) auf das Gier- und Wankverhalten eines passiven Fahrzeugs [6, S. 870]



## Anhang S

### Einfluss der variierten Wankdämpfungsverteilung auf das Gierverhalten

Abbildung S.1 zeigt die in [6, S. 871] gezeigte Variation der Verteilung der Wankdämpfung auf Vorder- ( $K_V$ ) und Hinterachse ( $K_H$ ) bei konstanter Gesamtwankdämpfung. Diese beeinflusst den Gierratenverlauf nach dem Anlenken, aber nicht stationär.

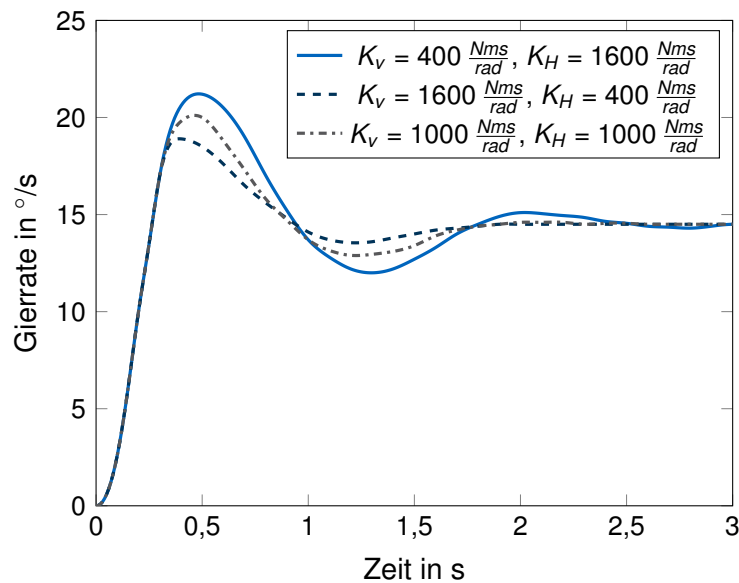


Abbildung S.1: Einfluss der Wankmomentenverteilung auf die Gierrate  $\dot{\psi}$  [6, S. 871]