

Beitrag zur methodischen Entwicklung von Fahrwerksystemen für elektrische Radnabenmaschinen

Dissertation

zur Erlangung des akademischen Grades

Doktor-Ingenieur (Dr.-Ing.)

vorgelegt der
Fakultät für Maschinenbau
der Technischen Universität Ilmenau

von Herrn

Dipl.-Ing. Lukas Heidrich

geb. am 04. Juni 1984 in Ilmenau

1. Gutachter: Univ.-Prof. Dr.-Ing. Klaus Augsburg
(Technische Universität Ilmenau)
2. Gutachter: Univ.-Prof. Dr.-Ing. Ralph Mayer
(Technische Universität Chemnitz)
3. Gutachter: Dr.-Ing. Gunter Freitag
(Siemens AG, München)

Tag der Einreichung: 26.06.2017

Tag der wissenschaftlichen Aussprache: 20.12.2017

Kurzfassung

Elektrische Antriebe eröffnen weitreichende Potentiale zur Steigerung von Fahrsicherheit, Energieeffizienz und Agilität, zur Umsetzung neuer Gesamtfahrzeugkonzepte und Nutzer-mehrwertfunktionen. Die damit einhergehenden Entwicklungsansätze sind jedoch nicht zwangsläufig allein auf den Antriebsstrang beschränkt, sondern müssen als globale Entwicklungsaufgabe auch um andere Fahrzeugsysteme erweitert werden. Einen möglichen Lösungsansatz für die starke funktionale Integration von elektrischem Antriebsstrang und Fahrwerk stellen sogenannte aktive Corner-Module dar, welche durch die Nutzung elektrischer Radnabenantriebe entstehen.

Die vorliegende Arbeit stellt einen Beitrag zur methodischen Systemkonfiguration, Auslegung und Bewertung von Fahrwerksystemen für elektrische Radnabenmaschinen dar. Um dies zu erreichen, sollen verschiedene domänenspezifische Simulationsmodelle genutzt und global in einem interdisziplinären Auslegungsansatz zusammengeführt werden. Ziel ist ein Expertensystem, welches auf einer modularen Struktur beruht und insbesondere in frühen Entwicklungsphasen aktiver Corner-Module belastbare Aussagen zu Bauraum-konzept und funktionalen Eigenschaften liefert. Besonderer Schwerpunkt bildet dabei die Entwicklung und experimentelle Erprobung eines Radbremssmoduls, welches speziell für den Einsatz in aktiven Corner-Modulen unter starken Bauraumlimitationen in der Felge geeignet ist. Gegenüber konventionellen Lösungen zeichnet sich die entstandene Doppelbrücke-Perimeterbremse darüber hinaus durch funktionale Vorteile und konsequenten Leichtbau aus.

Abstract

Electric in-wheel motors are a promising alternative to central on-board drives. This type of distributed drive system offers a multitude of advanced driver assistance systems based on vehicle dynamics as well as a vast amount of possibilities for overall vehicle design. It is therefore necessary to solve several conflicts of objectives regarding the design of electric powertrain and chassis. These conflicts of objectives focus on functional integration aspects and especially on designed space usage inside and close to the wheel.

This thesis presents an interdisciplinary design approach for different subsystem configurations of active corner modules. Based on the cross-system design methodology, exemplary configurations of active corner modules are displayed and evaluated largely automatically. This enables an overall evaluation of active corner modules at early stages of development and is the basis for a detailed design of their various subsystems. The capability of the chosen approach is verified by exemplary virtual prototypes. A particular focus is on a newly developed wheel brake module of perimeter design, which copes with the specific requirements in active corner modules and features distinct advantages over conventional wheel brake designs of spot type disc brakes. As a benefit of the novel dual-bridge perimeter brake, designed space for electric in-wheel motor and suspension can be increased while simultaneously improving performance, lightweight design and energy efficiency. Validation of the concept is carried out by extensive simulations and dynamometer test runs.

Vorwort

Die vorliegende Dissertation entstand im Wesentlichen während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Fachgebiet für Kraftfahrzeugtechnik der Technischen Universität Ilmenau und der Arbeit in der Forschergruppe „*port* - Power- and Radio Train“ des Thüringer Innovationszentrum für Mobilität.

Mein erster Dank gilt Herrn Univ.-Prof. Dr.-Ing. Klaus Augsburg für die Betreuung der Arbeit und die Unterstützung über die gesamte Zeit des Promotionsverfahrens. Er begleitete mich über viele Jahre als Mentor und gab mir die Gelegenheit, Gedanken langfristig zu entwickeln und auch aufwendige Ideen praktisch umzusetzen. Darüber hinaus danke ich den Gutachtern, Herrn Univ.-Prof. Dr.-Ing. Ralph Mayer und Herrn Dr.-Ing. Gunter Freitag, für das entgegengebrachte Interesse an der Arbeit und die Übernahme des Koreferates.

Den Kollegen Prof. Dr. Valentin Ivanov und Dipl.-Ing. Dzmitry Savitski danke ich für die gute Zusammenarbeit im Rahmen der Forschergruppe. Des Weiteren möchte ich Herrn Univ.-Prof. Dr.-Ing. habil. Andreas Möckel für seine fachliche Unterstützung und seine Ratschläge meinen außerordentlichen Dank aussprechen.

Im Rahmen ihrer Abschlussarbeiten haben mich viele Studenten unterstützt und durch ihre Mitarbeit entscheidend zum Gelingen der Arbeit beigetragen. Stellvertretend für alle Beteiligten möchte ich an dieser Stelle den Herren M. Sc. Rico Albrecht, M. Sc. Peter Mäurer und M. Sc. Thorald Stibbe für ihr ausserordentliches Engagement und die intensiven Diskussionen danken.

Im Besonderen möchte ich meinen Studienkollegen Dipl.-Ing. Stefan Kirchner und Dipl.-Ing. Kristian Höpping für ihren moralischen Beistand danken, welcher mir in manchmal auch schwierigen Phasen die Motivation zum Durchhalten gab. Für die fachliche Unterstützung bei der Fertigung von Versuchsteilen danke ich Herrn Dipl.-Ing. Johannes Rose für seine Ratschläge und Anregungen.

Herzlich danke ich meiner Frau Nadja, welche mich während der Fertigstellung dieser Arbeit stets unterstützt und mir den notwendigen Rückhalt gegeben hat.

*"Ilmenau hat mir viel Zeit, Mühe und Geld gekostet,
dafür habe ich aber auch etwas gelernt
und mir eine Anschauung der Natur erworben,
die ich um keinen Preis umtauschen möchte."*

Johann Wolfgang von Goethe

Inhaltsverzeichnis

Kurzfassung	I
Vorwort	II
Inhaltsverzeichnis	IV
Abkürzungen und Formelzeichen	VI
1 Einleitung	1
1.1 Perspektiven der Elektrifizierung von Fahrzeugantrieben	1
1.2 Motivation und Ziele der Arbeit.....	3
2 Elektrische Radnabenantriebe und aktive Corner-Module	5
2.1 Begriffliche Einordnung	5
2.2 Elektrische Maschinen für Radnabenantriebe.....	8
2.2.1 Wirkprinzipien elektrischer Maschinen.....	8
2.2.2 Bauformen und Anwendungen	11
2.3 Reibbremsen im aktiven Corner-Modul.....	14
2.3.1 Aufbau und Betriebseigenschaften konventioneller Radbremssysteme.....	15
2.3.2 Interaktion von Reibbremse und regenerierender elektrischer Maschine.....	21
2.3.3 Hochintegrierte Reibbremskonzepte für aktive Corner-Module.....	25
2.4 Radaufhängung und aktive Fahrwerksysteme	29
2.5 Potentiale, Einsatzszenarien und Grenzen.....	32
2.5.1 Historische Entwicklung und Stand der Technik	33
2.5.2 Antriebsstrangarchitekturen, Fahrzeugkonzepte und Funktionen.....	34
3 Zielsetzung und Methodik	37
3.1 Wissenschaftliche Problemstellungen und Forschungsaktivitäten	37
3.2 Präzisierung der Aufgabenstellung und Abgrenzung	38
3.3 Vorgehensweise und Einordnung in den Gesamtentwicklungsablauf.....	40
4 Entwurfsmethodik für Fahrwerksysteme aktiver Corner-Module	42
4.1 Auslegungsansatz für die Basiskonfiguration.....	42
4.1.1 Anordnung der Subsysteme.....	42
4.1.2 Modellbasierter Systementwurf	44
4.1.3 Berechnungsablauf und parametrische Konstruktion	48
4.1.4 Systemintegration und modularer Baukastenansatz.....	52
4.2 Modellentwicklung und Bewertung von Radaufhängungskinematiken	54
4.2.1 Vorauslegung elementarer Funktionsgrößen und Bauraumanalyse	55
4.2.2 Modellierung und Bewertung der Radaufhängungen.....	58
4.3 Analyse und Abstimmung in der Gesamtfahrzeugsimulation.....	64
4.3.1 Simulationsumgebung und Datenaustausch	64
4.3.2 Einbindung aktiver Fahrwerksysteme und Reglerauswahl	66
4.3.3 Bewertungsmanöver und -kriterien.....	69

5	Konzeptanalyse innenumgriffener Teilbelagscheibenbremsen.....	74
5.1	Spezifische Eigenschaften und Skalierungseffekte.....	74
5.2	Technischer Entwicklungsstand.....	80
5.3	Ableitung einer neuartigen Doppelbrücke-Perimeterbremse.....	85
5.3.1	Innenumgreifende Schwimmsattelfaust in Doppelbrücke-Ausführung.....	86
5.3.2	Symmetrische Halterstruktur	87
5.3.3	Integrierte Faustführung in Bremsscheibenmittelebene	90
5.4	Modellierung mit kombinierter Finite-Elemente- und Mehrkörpersimulation	92
5.4.1	Simulation des Onbrake-Verhaltens	93
5.4.2	Simulation des Offbrake-Verhalten	97
5.4.3	Modellkonkretisierung und Detailuntersuchungen.....	100
6	Experimentelle Untersuchung und Optimierung des Radbremsmoduls ..	105
6.1	Umsetzung eines technischen Prototyps.....	105
6.2	Experimentelle Funktionsuntersuchungen auf dem Bremsenprüfstand	109
6.3	Abstimmung des Restbremsverhaltens	117
6.3.1	Voruntersuchungen	117
6.3.2	Dynamische Messung des Restbremsmoments auf dem Bremsenprüfstand	121
6.3.3	Detailanalyse des Bewegungsverhaltens	126
7	Auslegungsablauf für ausgewählte Integrationszenarien	130
7.1	Beschreibung der Anwendungsbeispiele.....	131
7.2	Grundauslegung und Gestaltung der ACM-Basiskonfiguration.....	132
7.2.1	Ableitung der Radnabenantriebe.....	132
7.2.2	Adaptive Baukastenlösungen der Doppelbrücke-Perimeterbremse.....	137
7.3	Modellierung der Radaufhängungen	143
7.3.1	Radaufhängungen für den Radnaben-Direktantrieb.....	143
7.3.2	Radaufhängungen für untersetzte Radnabenantrieben.....	146
7.4	Schlussfolgerung aus der Gesamtsystembewertung und Optimierungsansätze ..	149
7.4.1	Vergleich verschiedener Antriebskonfigurationen.....	149
7.4.2	Virtuelle Überlagerung aktiver Fahrwerksysteme	151
8	Zusammenfassung	154
9	Perspektiven für die Weiterentwicklung	156
	Quellenverzeichnis.....	157
	Eigene Veröffentlichungen, Vorträge und Patente	165
	Betreute studentische Arbeiten	166
	Anhang.....	167

Abkürzungen und Formelzeichen

Abkürzungen

Zeichen Bedeutung

ABC	Active Body Control	MKS	Mehrkörpersimulation
ABS	Antiblockiersystem	NEFZ	Neuer Europäischer Fahrzyklus
ACM	Aktives Corner-Modul	o. V.	ohne Verfasser
Anh.	Anhang	PKW	Personenkraftwagen
AWD	Allradantrieb	PU	Polyurethan
AWD	Allradantrieb	RA	Radaufhängung
ESP	Elektronische Stabilitätskontrolle	RBM	Restbremsmoment
FEM	Finite Elemente Methode	re.	rechts
ggf.	gegebenenfalls	RO	Planschlag
HA	Hinterachse/Hinterachsantrieb	Sbr.	Scheibenbremse
IWM	Radnabenmaschine	SLA	Short Long Arms
K0	Konstruktionslage	SMP	Schwungmassenbremsenprüfstand
li.	links	TU	Technische Universität
LS	Lüftspiel	v. r. n. l.	von rechts nach links
lt.	laut	VA	Vorderachse/Vorderachsantrieb
mi.	mittig	vgl.	vergleich

Lateinische Buchstaben

Zeichen Einheit Bedeutung

A	m ²	Fläche	n	1/min	Drehzahl
b	m/s ²	Verzögerung	Q̇	W	Wärmestrom
c	N/mm ²	Steifigkeit	P	W	Leistung
C	N/rad	Schräglaufsteifigkeit	p	MPa	Druck, Flächenpressung
C	kW*min/m ³	Ausnutzungsfaktor	p	-	Polpaarzahl
c	N/mm	spez. Wärmekapazität	p	%	Steigung
c	-	Maschinenkonstante	p	%	spezifische Zugkraft
C*	-	Bremsenkennwert	Q	J	Wärme
D	mm	Durchmesser	r	mm	Radius
ET	mm	Einpresstiefe	s	mm	Weg
F	N	Kraft	t	s	Zeit
G	-	Güte	T	°C	Temperatur
g	m/s ²	Erdbeschleunigung	u	V	Spannung
h	mm	Höhe	U	J	innere Energie
i	-	Übersetzungsverhältnis	V	mm ³	Volumen
i	A	elektrischer Strom	v	km/h	Geschwindigkeit
J	kg*m ²	Trägheitsmoment	W	-	Wichtungsfunktion
L	H	Induktivität	W	J	Arbeit
m	kg	Masse	z	-	Zähnezahl
MW	mm	Maulweite			

Griechische Buchstaben

Zeichen	Einheit	Bedeutung			
α	$^{\circ}$	Schräglaufwinkel	δ	$^{\circ}$	Polradwinkel
α	$W/(m^2 \cdot K)$	Wärmeübergangskoeffizient	ω	rad/s	Winkelgeschwindigkeit
β_i	-	ideale Bremskraftverteilung	ϕ	-	Bremskraftanteil
η	-	Wirkungsgrad	ψ	rad/s	Gierrate
δ	$^{\circ}$	Lenkwinkel	μ	-	Reibwert
δ	mm	Luftspaltlänge	ε	W/m^2	Emissionsgrad

Spezifische Indizes

Zeichen	Bedeutung		
0	Anfangs-/Bezugswert	KS	Kolbenseite
1	Stator, Ritzel	max	maximal
2	Rotor, Rad	N	Nenn-
a	außen	nom	nominell
A	Auslauf	p	Perimeterbremse
Anb	Anbindung	R	Rad, Reifen
B	Bremsbelag	rad	radial
BF	Belagführung	ref	Referenz
BS	Bremsscheibe	Rot	Rotor
BS	Bremssattel	RB	Reibbremse
cont	kontinuierlich	RP	Rückenplatte
dyn	dynamisch	RR	Reibring
E	Einlauf	S	Schein-(Leistung)
eff	effektiv	s	skaliert
EM	Elektrische Maschine	SB	Sattelbrücke
Fel	Felge	Schr	Verschraubung
FF	Faustfinger	SF	Sattelfinger
FS	Fingerseite	Sp	Spann-
Fzg	Fahrzeug	SP	Schwerpunkt
Get	Getriebe	SR	Sonnenrad
Ha	Bremshalter	Sta	Stator
HA	Hinterachse	stat	statisch
HB	Halterbrücke	tan	tangential
HK	Hydraulikkörper	U	Umfang
HR	Hohlrad	ÜM	Übermaß
hyd	hydraulisch	v	vorn
i	innen oder ideal	VA	Vorderachse
k	konventionell	w	Radkoordinatensystem
K	Kolben oder Kipp-	W	Fahrwiderstand
KDR	Kolbendichtring	WZ	Wankzentrum
Kon	konvektiv		

1 Einleitung

Das Automobil als Grundlage der individuellen Mobilität hat in unserer Gesellschaft einen - sowohl aus praktischer als auch emotionaler Sicht - sehr hohen Stellenwert. Schon lange werden seine eigentlichen Grundfunktionen in der Wahrnehmung der Nutzer als selbstverständlich vorausgesetzt. Den Bewertungsfokus bestimmen daher Aspekte wie Wirtschaftlichkeit, Fahrkomfort, Design, Fahrerlebnis und zunehmend auch Fahrerassistenzfunktionen zur Entlastung bei Fahrzeugführungsaufgaben.

Im Vordergrund der aktuellen Diskussion um die Zukunft des Automobils dominieren die zentralen ökologischen Kriterien wie Schadstoffemission, Energieverbrauch und nachhaltiger Rohstoffeinsatz bei perspektivisch eingeschränkter Verfügbarkeit fossiler Kraftstoffe. In diesem technisch hoch anspruchsvollen, gesellschaftlich stets präsenten und im besonderem Maße auch politisch beeinflussten Entwicklungsumfeld wird insbesondere die Zukunft der Antriebsstranggestaltung hinterfragt. Die über Jahrzehnte andauernde Dominanz der Verbrennungsmotoren wird durch hybrid- und vollelektrische Antriebe herausgefordert.

1.1 Perspektiven der Elektrifizierung von Fahrzeugantrieben

Die Teil- und Vollelektrifizierung von Antriebssträngen wird mittel- und langfristig die Entwicklung des Automobils wesentlich mitbestimmen. Dabei wird deren Potential heute hauptsächlich im Verzicht auf konventionelle Kraftstoffe und die lokale Emissionsfreiheit gesehen. Um dies auf die ökologische Gesamtbilanz zu erweitern, werden stets die alternative Energiegewinnung und die umfassende Verbrauchsplanung als entscheidende Begleitbedingungen dieser Entwicklung genannt. Zwar sind die von der Bundesregierung angestrebten Zulassungszahlen von Elektrofahrzeugen bei weitem nicht erreicht¹, es lässt sich mittlerweile anhand der Zulassungszahlen jedoch insgesamt eine gewisse Zunahme der Kundenakzeptanz verzeichnen (Abb. 1-1).

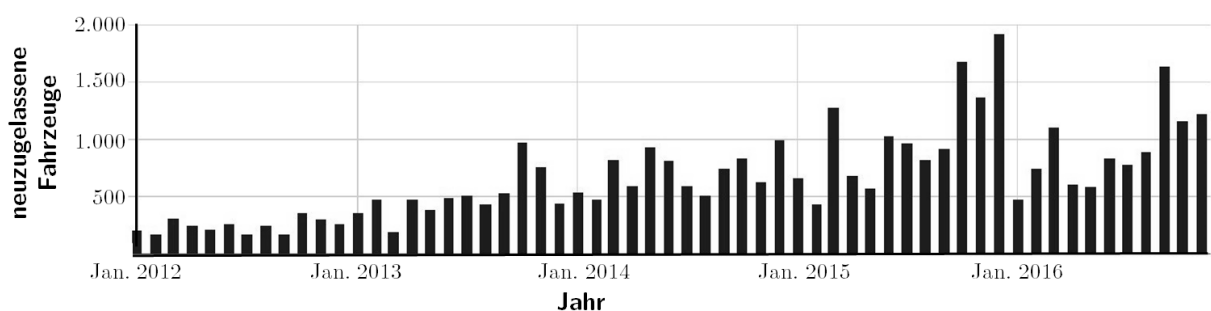


Abb. 1-1: Zulassungsstatistik von Elektrofahrzeugen in der Bundesrepublik Deutschland [Int00]

Dabei birgt die Elektrifizierung aus Sicht der Fahrzeugentwicklung weit mehr Potential als den Übergang zu neuen Energieträgern. Sind die heute noch stark limitierenden technischen und ökonomischen Probleme der Batterietechnik gelöst, erschließen sich weitreichende

¹ lt. Regierungsprogramm Elektromobilität 1 Mio. in Deutschland zugelassene Elektrofahrzeuge bis 2020 [Reg11]

Entwicklungsmöglichkeiten. Neben den deutlich höheren Maximalwirkungsgraden² haben elektrische Antriebe konzeptbedingt einige wesentliche Vorteile gegenüber konventionellen Verbrennungsmotoren. Dies beginnt bei deren elementaren Eigenschaft als elektromechanischer Wandler. Die Drehmoment-Drehzahl-Charakteristik elektrischer Maschinen entspricht qualitativ bereits weitgehend der Lastkennlinie von Kraftfahrzeugen (Abb. 1-2). Somit entfallen die bei Verbrennungsmotoren notwendigen Schalt- bzw. Automatikgetriebe zur Lastanpassung³. Auf Grund der bereits ab Stillstand bereitstehenden Antriebsmomente werden zudem Elemente wie Reib- oder Wandlerkupplungen zur Überbrückung der Drehzahllücke überflüssig. Auf diese Weise werden auch radindividuelle Antriebe einfacher realisierbar, welche die Aufgaben des Achsgetriebes ersetzen und funktional erweitern können.

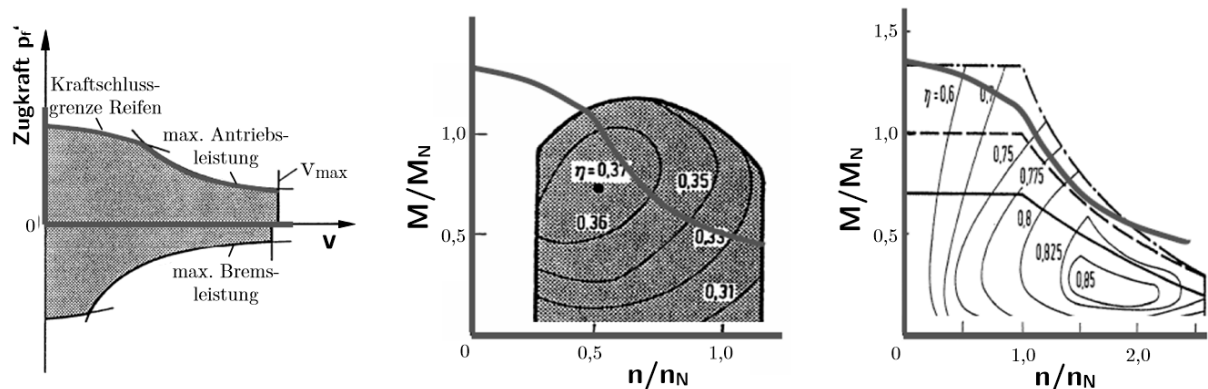


Abb. 1-2: Ideale Lastkennlinie von Kraftfahrzeugen (li.) und Drehmoment-Drehzahl-Charakteristik von Verbrennungsmotoren (mi.) und elektrischen Maschinen (re.) nach [Möc14]

Wird dieser Gedankengang konsequent weitergeführt, so verliert der ursprünglich notwendige Antriebstrang mit Zentralaggregat an Attraktivität. Vielmehr können die kompakten elektrischen Antriebe näher an den Ort der eigentlichen Kraftübertragung rücken. Insbesondere das Konzept des elektrischen Radnabenantriebs folgt dieser schlüssigen Überlegung und integriert den Antrieb unmittelbar in der Radschüssel.



Abb. 1-3: Beispiel für die Entwicklung von konventionellen Radaufhängungen⁴ (li.) zu elektrischen Radnabenantrieben⁵ (mi.) und aktiven Corner-Modulen⁶ (re.)

² über 80%, z. T. bis 95% [MVP08], konventionelle Verbrennungsmotoren (Diesel) bei ca. 40% [Neu08]

³ Getriebeentfall nur bei elektrischen Direktantrieben, z. T. Getriebe mit fester Übersetzung notwendig,

⁴ radführendes Federbein einer PKW-Vorderachse (Mercedes E-Klasse) [HEG13]

Zusätzlich werden bislang belegte Bauräume im Fahrzeugaufbau frei. Bei der Gestaltung von Gesamtfahrzeug- und Innenraumkonzepten entstehen somit neuartige Freiheitsgrade. Des Weiteren entfallen die Antriebsgelenkwellen zum Rad, die bisher Lenkbarkeit und Wendigkeit eingeschränkt haben. Die Möglichkeit des hochdynamischen Ansteuerns der einzelnen Radnabenmaschinen ermöglicht darüber hinaus die optimale Ausnutzung der Kraftschlussgrenzen der einzelnen Reifen gegenüber der Fahrbahn und kann so letztlich die Fahrsicherheit wesentlich steigern. Diese Funktionen lassen sich durch die zusätzliche Nutzung mechatronischer Fahrwerksysteme, wie aktive Vertikaldynamiksysteme, elektromechanische Einzelradlenkungen oder aktive Sturzwinkelstellung, nochmals erweitern. In Folge entstehen sogenannte aktive Corner-Module⁷, welche neben der elektrischen Radnabenmaschine auch die Komponenten und Subsysteme des Fahrwerks unmittelbar einschließen (Abb. 1-3). Diese beschreiten sowohl auf funktionaler Ebene, als auch auf Bauraumseite vollkommen neue Wege und nutzen neben den Vorteilen der elektrischen Antriebstechnik verstärkt auch Symbioseeffekte mit anderen Fahrwerksystemen. Letztlich entstehen damit vielfältige Optionen für weiterführende Gesamtfahrzeugkonzepte, welche sich von den Rahmenbedingungen des konventionellen Automobilbaus lösen und eigenständige Konzepte der Elektromobilität entwickeln.

1.2 Motivation und Ziele der Arbeit

Von der jüngeren Vergangenheit an bis heute gab es bereits eine Vielzahl an Entwicklungsprojekten, Konzepten und Prototypen, welche sich mit elektrischen Radnabenantrieben und aktiven Corner-Modulen auseinandersetzen (Abb. 1-4). Trotz vielversprechender und technisch weit entwickelter Ansätze, blieben große Erfolge im Sinne von Markteinführungen oder gar Serienanwendungen jedoch bislang aus.

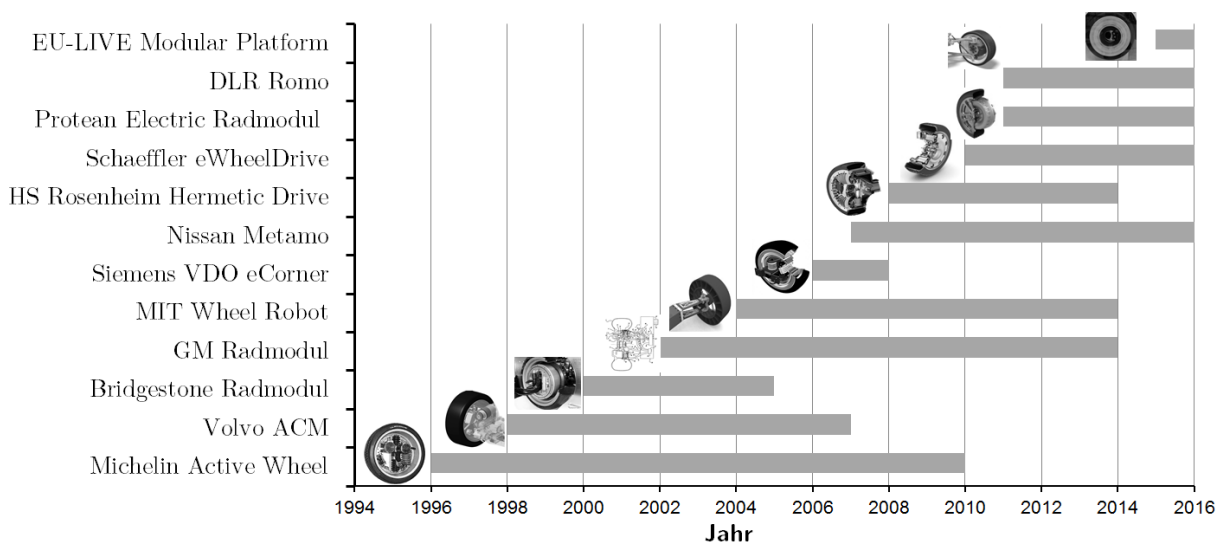


Abb. 1-4: Überblick ausgewählter Entwicklungsaktivitäten für aktive Corner-Module⁸

⁵ Schaeffler E-Wheel Drive [Vog11]

⁶ Hermetic Drive [JKM14]

⁷ vom engl. Active Corner Module, kurz: ACM

⁸ ungefähre zeitliche Zuordnung, orientiert an Veröffentlichungen und Produktpräsentationen nach [Hei14]

Die Ursachen hierfür sind sicherlich vielschichtig, zentrale Schwerpunkte liegen jedoch in den bislang weniger stark ausgeprägten Gesamtentwicklungsstrategien und den technisch zum Teil sehr aufwendigen Konstruktionen.

Der elektrische Radnabenantrieb, als Innovationstreiber und zentraler Bestandteil von aktiven Corner-Modulen, muss dabei an die besonderen Einsatzbedingungen angepasst bzw. neuartige Konzepte entwickelt werden. Die grundlegenden Änderungen im Radverbau schließen insbesondere auch das Fahrwerk und seine Subsysteme ein. Diese dienen nicht nur als Schnittstelle zum Fahrzeugaufbau, sondern interagieren funktional stark mit den Radnabenantrieben. Um die Potentiale leistungsfähiger Radnabenantriebe voll ausschöpfen zu können, müssen von daher auch die Systeme des Fahrwerks angepasst, deren konventionelle Bauformen hinterfragt und gegebenenfalls neue Lösungen entworfen werden.

Die Entwickler stehen somit vor der Herausforderung, ein komplexes Gesamtsystem zu entwerfen, welches verschiedene fachliche Domänen zusammenführt. Dies gelingt jedoch nur, wenn globale Ansätze genutzt werden, welche die verschiedenen Fachdisziplinen bereits ab Entwicklungsbeginn koordinieren und Auslegungskonflikte frühzeitig zu lösen helfen.

Diese Arbeit soll einen Beitrag leisten, um Fragestellungen nach der funktionalen und geometrischen Abstimmung der Subsysteme in der Konzeptphase und den frühen Phasen des domänenspezifischen Entwurfs zu beantworten. Zu diesem Zweck wird eine umfassende Entwurfs- und Bewertungsmethode vorgestellt, welche eine auf das jeweilige Zielfahrzeug und die Radnabenmaschine abgestimmte Systemkonfiguration auf Seiten des Fahrwerks ermöglicht. Auch wird so die Möglichkeit gegeben, wesentliche Optimierungspotentiale abzuschätzen und das Gesamtsystem energetisch bewerten zu können. Dies setzt sowohl die parametrische Grundauslegung, als auch die weiterführende Umsetzung von virtuellen Prototypen voraus. Dafür müssen Berechnungs- und Simulationsmodelle verschiedener Domänen genutzt und miteinander verknüpft werden.

Besonderer Schwerpunkt liegt dabei auf der Entwicklung und Erprobung einer integrierten Reibbremse speziell für den Einsatz in aktiven Corner-Modulen. Auf Basis eines modularen Baukastens soll diese an die besonderen Bauraumvorgaben, Leistungsanforderungen und Betriebsbedingungen angepasst sein. Daneben stehen sowohl Gewicht, energetische Eigenschaften und Verschleißverhalten im Entwicklungsfokus.

2 Elektrische Radnabenantriebe und aktive Corner-Module

Die Bauformen der elektrischen Radnabenmaschinen erschließen als verteilte Einzelradantriebe im Fahrzeug nicht allein die für den Antriebsstrang klassische Domäne der Längsdynamik. Durch ihre Integration im Fahrwerk entstehen eine Vielzahl von Synergieeffekten und weitreichende Möglichkeiten der Fahrdynamikbeeinflussung. Um ein Verständnis für grundlegende Wirkprinzipien, wesentliche Bauformen und bestimmende Problemstellungen bei der Entwicklung zu geben, soll im Folgenden auf die einzelnen Subsysteme aktiver Corner-Module im Sinne einer übersichtlichen Darstellung eingegangen werden.

2.1 Begriffliche Einordnung

Für die weitere Diskussion empfiehlt sich zunächst die klare Unterscheidung von Begrifflichkeiten, bzw. die Trennung in zu betrachtende Subsysteme. Aus Sicht des Antriebsstrangs ist es notwendig, die Unterscheidung von Radnabenantrieb, radnahen Antrieb und Radnabenmaschine durchzuführen. Im Weiteren bezeichnet ein Radnabenantrieb den Anteil des Antriebsstrangs unmittelbar am Rad. Dadurch ist er vollständig den sogenannten reifen- gefederten Radmassen (vgl. Kap. 2.4) zuzuordnen und folgt den Bewegungen des Rades⁹ gegenüber der Fahrbahn. Liegt der Radantrieb in räumlicher Nähe zum Rad, ist aber nicht oder nur teilweise den reifen- gefederten Radmassen zuzurechnen, so handelt es sich um einen radnahen Antrieb. Dabei können beide Varianten sowohl als Direktantrieb oder als ein- bzw. mehrstufig untersetzte Antriebe ausgeführt sein. Die elektrische Maschine des Radnabenantriebs wird wiederum als Radnabenmaschine¹⁰ bezeichnet. Daher sind nur für den Fall des Direktantriebs die Begriffe Radnabenantrieb und Radnabenmaschine identisch [Pau10].

Der fahrwerktechnische Begriff des Corner¹¹ leitet sich aus der englischen Bezeichnung des Viertelfahrzeugs ab und wird in der Fahrwerktechnik generell übergreifend für Radführung, Radbremse, Radlagerung, Aufbaufederung und -dämpfung genutzt [HEG13]. Unter der Bezeichnung Corner-Modul bieten Systemzulieferer der Automobilindustrie bereits modulare Fahrwerkbaugruppen für verschiedene Fahrzeugplattformen an¹². Dahingegen stellt das primäre Merkmal aktiver Corner-Module die Verwendung radintegrierter oder radnaher elektrischer Antriebe zusammen mit den Subsystemen des Fahrwerks dar. Synonym werden in der Fachliteratur auch Bezeichnungen wie autonomes [Zet02], intelligentes [BB12], elektromechanisches [Nie12] oder mechatronisches [HHW09] Corner-Modul genutzt.

Für die detailliertere Beschreibung des Systemumfangs und der charakteristischen Funktionen aktiver Corner-Module werden dabei zum Teil abweichende Aussagen in der Fachliteratur getroffen. So spricht Zetterström [Zet02] von der vollständigen Entkopplung der einzelnen Module untereinander und hebt einen modularen Gesamtaufbau des Systems hervor.

⁹ resultierende Einfederungs- und Lenkbewegungen gegenüber dem Fahrzeugaufbau

¹⁰ engl. Electric In-Wheel Machine, kurz: IWM

¹¹ engl. für Ecke, Eckpunkt

¹² Begriff genutzt durch ZF Friedrichshafen AG und TRW Automotive (heute Division von ZF TRW)

Niederkofler [Nie12] führt als Merkmal hingegen die elektrische Aktuierung aller Stellfreiheitsgrade des Rades auf. Des Weiteren sprechen verschiedene Quellen von bestimmten Subsystemkonfigurationen [Zet02] bzw. besonderen Mehrwertfunktionen [MS07] als charakteristische Kennzeichen für aktive Corner-Module.

Losgelöst von konkreten Konzepten und bestimmten Subsystemkonfigurationen, lässt sich ein allgemeiner Definitionsansatz für die Gesamtheit aktiver Corner-Module durch funktionale Betrachtung ableiten, welcher der potentiellen Vielfalt möglicher Systemvarianten und -ausführungen Rechnung trägt:

- *Aktive Corner-Module besitzen eine Radantriebs- und eine Radbremsfunktion, welche integrale Bestandteile des Fahrwerks sind.*
- *Durch den Einbezug verschiedener (aktiver) Subsysteme können Corner-Module neben dem längsdynamischen, auch in ihrem quer- und vertikaldynamischen Verhalten beeinflusst werden.*
- *Sie haben eindeutig festgelegte mechanische, elektrische und informationstechnische Schnittstellen zwischen den Subsystemen, untereinander und zur Peripherie.*

Wie auch konventionelle Fahrwerke und Antriebsstränge stellen aktive Corner-Module somit die Grundfunktionen Antreiben, Bremsen und Radführung dar. Die Besonderheit besteht darin, dass alle Teilfunktionen jeweils radindividuell, auf verschiedene Subsysteme verteilt und im Wesentlichen in einem durch die Radschüssel und deren unmittelbare Nähe begrenzten Bauraum umgesetzt werden. Die Realisierung der Funktionen der Radführung kann dabei sowohl durch passive Radaufhängungen¹³, als auch aktive Stellglieder¹⁴ erfolgen. Anhand der Anteile aktiv ausgeführter Fahrwerks subsysteme lassen sich die Ausbaustufen „Basiskonfiguration“, „erweiterte Basiskonfiguration“ und „vollaktives Corner-Modul“ unterscheiden (Abb. 2-1).

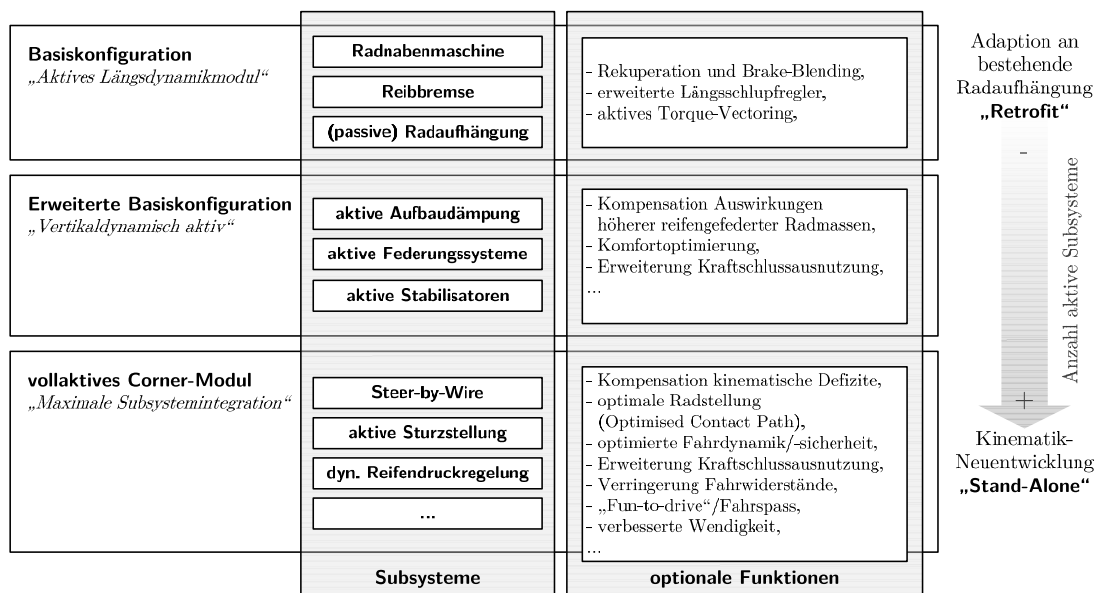


Abb. 2-1: Varianten, Systemumfänge und Funktionen aktiver Corner-Module

¹³ Radführungselemente wie Radträger, Lenker, Gelenke und Gummilager, z. T. auch Aufbaufedern und -dämpfer

¹⁴ elektromechanische oder hydromechanische Stellglieder

Basiskonfigurationen stellen in diesem Sinne den minimalen Subsystemumfang aktiver Corner-Module dar und umfassen neben der elektrischen Radnabenmaschine sowohl die Reibbremse als auch die passiven Ausführungen von Radaufhängung, Aufbaufederung und -dämpfung. Basiskonfigurationen können als sogenanntes „Retrofit Design“ sowohl als Aufrüstlösung konventioneller Fahrzeugplattformen oder als „Stand-Alone Design“ als Grundlage vollständiger Fahrzeugneuentwicklungen dienen (Abb. 2-2). Wirtschaftliche Bedeutung gewinnt die Basiskonfiguration insbesondere als Grundumfang von Baukastensystemen für Serienanwendungen, welche für spezifische Einsatzszenarien skaliert und im Systemumfang angepasst werden können.



Abb. 2-2: Ausführungen aktiver Corner-Module der Basiskonfiguration¹⁵

Darüber hinaus besteht die Option der Erweiterung der Basiskonfiguration durch aktive Fahrwerkstellglieder zur Kompensation von auslegungsspezifischen Defiziten der Radaufhängung oder zur Realisierung von zusätzlichen Mehrwertfunktionen. Dadurch können zum Beispiel ungünstige kinematische Eigenschaften durch eine in ihrer radseitigen Auslegung eingeschränkten Radaufhängung, durch überlagernd wirkende, aktive Radspur- oder Radsturzaktuatoren korrigiert werden (vgl. Kap. 2.4).



Abb. 2-3: Ausführungen vollaktiver Corner-Module¹⁶

Die Systemumfänge eines vollaktiven Corner-Moduls sind demgegenüber nochmals erhöht und grundsätzlich auf konzeptspezifische Anforderungen wie die vollständige Bauraumintegration aller Subsysteme innerhalb der Radschüssel oder Funktionen wie das Weitbereichschwenken aller Räder für extreme Wendigkeit ausgelegt (Abb. 2-3). Die Kraftübertragung am Reifen kann dabei von verschiedenen Fahrwerksystemen gleichzeitig beeinflusst werden, wobei von einer Überaktuierung des Systems gesprochen wird. Diese muss wegen des erhöhten Systemumfangs und des steigenden Energieverbrauchs für die jeweiligen Stelleingriffe nicht zwangsläufig vorteilhaft für das Fahrverhalten sein. Neben der Subsystemkonfiguration kommt hierbei ebenfalls der Struktur und Abstimmung globaler Reglungsansätze besondere Bedeutung zu [SWH13].

¹⁵ Radmodul Protean Electric [FW12] (li.) und Schaeffler eWheelDrive Beta [Vog11] (re.)

¹⁶ Michelin Active Wheel [LSW00] (li.) und Siemens VDO eCorner [Gom07] (re.)

2.2 Elektrische Maschinen für Radnabenantriebe

Für den Einsatz in Radnabenantrieben werden an elektrische Maschinen besondere Anforderungen gestellt, welche unter den herrschenden Bauraumbeschränkungen grundsätzlich hohe Leistungsdichten erfordern. Diese sind unter den gegebenen Ventilationsbedingungen meist nicht allein mit Luftkühlungen zu erreichen und erfordern daher flüssigkeitsgekühlte Systeme. Zudem ist die Radnabenmaschine in besonderem Maße Schwingungen und Stößen des Rades, als auch widrigen Umgebungsbedingungen wie Verschmutzungen und Feuchtigkeitseintrag ausgesetzt. Dies stellt wiederum besondere Ansprüche an Lagerungen und Dichtungen¹⁷. Auch die Radzuführung elektrischer Leitungen an die aufbauegederten bzw. gelenkten Räder stellt eine technische Herausforderung dar. Zudem muss auf die elektromagnetische Verträglichkeit¹⁸ gegenüber anderen Aktuatoren, Sensoren oder Busnetzen geachtet werden.

Im Folgenden soll daher ein Überblick zu potentiellen Lösungen für elektrische Radnabenantriebe und den wesentlichen Einsatzlimitationen gegeben werden. Dabei ist eine allgemeine Aussage zur besonderen Eignung spezifischer Konzepte als auch deren Detailausführung sehr stark von den jeweiligen Einsatzbedingungen und Auslegungsphilosophien der Hersteller abhängig.

2.2.1 Wirkprinzipien elektrischer Maschinen

Fahrzeugantriebe dienen im Allgemeinen der Erzeugung von Antriebskräften bzw. -momenten am Rad, zur Überwindung der wirkenden Fahrwiderstände und Darstellung freier Zugkraftreserven. Für das motorische Antreiben wandeln die einzelnen Radnabenmaschinen dazu die ihnen zugeführte elektrische Energie unter einem Wirkungsgrad in kinetische Energie. Dieser Prozess lässt sich umgekehrt für das generatorische Bremsen nutzen. Da dies grundsätzlich unabhängig von der Drehrichtung der elektrischen Maschine möglich ist, entsteht theoretisch ein vollständig symmetrisches Vierquadrantenkennfeld (Abb. 2-4). Geringfügige Einschränkungen entstehen in einigen Betriebspunkten nur auf Grund ungünstiger Wirkungsgradverhältnisse, welche entsprechend nicht von der Steuerung angefahren werden [Möc14].

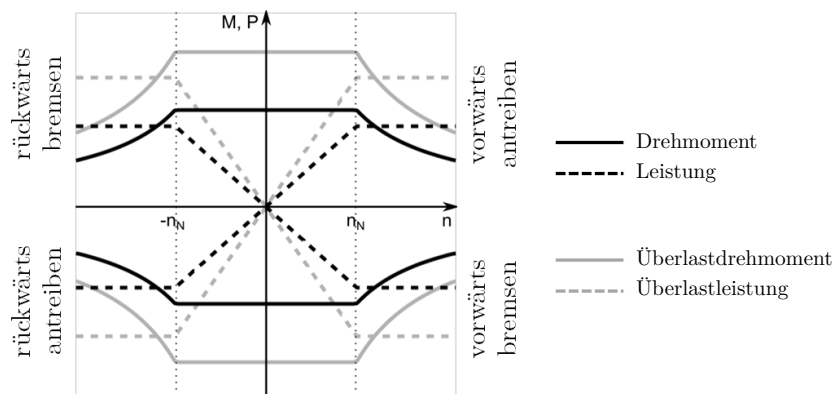


Abb. 2-4: Vierquadrantenkennfeld elektrischer Maschinen für Drehmoment und Leistung nach [WF11]

¹⁷ Notwendigkeit höherer Schutzklassen im Vergleich zu elektrischen Zentralantrieben

¹⁸ z. B. durch Schirmung von Hochspannungsleitungen oder Antriebsintegration der Leistungselektronik

Die Drehmomentkennlinie jedes Quadranten setzt sich jeweils aus zwei charakteristischen Arbeitsbereichen zusammen. Zum einen der Grunddrehzahl- bzw. Konstantmomentbereich bei niedrigen Drehzahlen, in dem bis zum Erreichen der Nenndrehzahl n_N das maximale Drehmoment M zur Verfügung steht und die Leistung P mit steigender Drehzahl n proportional zunimmt.

$$P = 2 \cdot \pi \cdot M \cdot n \quad \text{Gl. 2-1}$$

Zum anderen existiert der Feldschwäch- bzw. Konstantleistungsbereich, welcher sich oberhalb der Nenndrehzahl anschließt und durch ein der Drehzahl umgekehrt proportionales Drehmoment gekennzeichnet ist. Darüber hinaus ist der kurzzeitige Überlastbetrieb¹⁹ der elektrischen Maschine möglich, welcher jedoch durch thermische Grenzbedingungen limitiert ist. Auch müssen dafür die peripheren Systeme wie Leistungselektronik und Bordnetz entsprechend auf höhere Ströme und Leistungen dimensioniert sein.

Im grundlegenden Aufbau bestehen alle rotierenden elektrischen Maschinen aus einem gestellfesten Stator und einem drehbar gelagertem Rotor, zwischen denen ein Luftspalt verbleibt. Durch einen magnetischen Fluss kommt es zwischen Rotor und Stator zu elektromagnetischen Wechselwirkungen [MP06]. Anhand der Orientierung dieses magnetischen Flusses lassen sich die Bauformen Radialfluss²⁰-, Axialfluss²¹- und Transversalflussmaschine²² ableiten [MP09].

Daneben wird bei Radialfluss- und Transversalfluss-Maschinen nach Relativlage des Rotors gegenüber dem Stator zwischen Innenläufern und Außenläufern unterschieden. Axialflussmaschinen hingegen lassen sich mit einseitigem Rotor²³, in Doppelrotor- oder Doppelstator-Bauweise umsetzen.

Die eigentliche Drehmomenterzeugung aller Bauformen basiert auf den beiden Haupteffekten der Kraftwirkung im Magnetfeld. Diese sind die LORENTZkraft auf bewegte Ladungsträger stromdurchflossener Leiter und die MAXWELLSche Kraft²⁴ an Grenzflächen verschiedener Permeabilitäten. Für eine nutzbare Kraftwirkung muss zunächst ein über Permanentmagnete oder stromdurchflossene Spulen hervorgerufenes Erregerfeld in Stator oder Rotor erzeugt werden. Auch der jeweilige Gegenpart muss entweder ebenfalls stromdurchflossene Leiter oder ferromagnetische Körper tragen²⁵. Auf diese Weise wird dann ein Drehmoment generiert, welches äußeren Lastmomenten am Rotor oder dem elektromagnetisch erzeugten Moment entgegengerichtet ist. Bei Verdrehung des Rotors gegenüber dem Stator um einen Winkel α wird demnach eine mechanische Arbeit W verrichtet.

$$dW = M \cdot d\alpha \quad \text{Gl. 2-2}$$

Aufgrund der Rotordrehung kommt es dabei zu einer positionsabhängigen Änderung der Flussverkettung zwischen Stator- und Rotorspule²⁶. Bei Reluktanzmomenten hingegen ändert

¹⁹ entsprechend engl. Bezeichnung auch Boost(-Betrieb)

²⁰ Radialflussmaschine: radiale Flussführung und zylindermantelförmiger Luftspalt

²¹ Axialflussmaschine (auch Scheibenläufer): axiale Flussführung und kreisringförmiger Luftspalt

²² Transversalflussmaschine: tangential Flussführung und zylindermantelförmiger Luftspalt

²³ erzeugt zusätzliche axiale Kraftkomponente, welche durch die Lagerung aufgenommen wird

²⁴ auch Reluktanzkraft

²⁵ unkontinuierliche Drehmomentwirkung bei Kombination Permanentmagnete und ferromagnetische Körper

²⁶ im Folgenden gelten Indizes 1 für Stator- und 2 für Rotorspule

sich die Flussverkettung der Statorspule durch Änderung des magnetischen Widerstands des Rotors. Das Induktionsgesetz fasst die beiden Effekte der Drehmomentgenerierung zusammen [MP06]:

$$M(t) = \frac{i_1^2}{2} \cdot \frac{dL_{11}(\alpha)}{d\alpha} + i_1 \cdot i_2 \cdot \frac{dL_{12}(\alpha)}{d\alpha} + \frac{i_2^2}{2} \cdot \frac{dL_{22}(\alpha)}{d\alpha} \quad \text{Gl. 2-3}$$

mit:

$$u_1 = L_{11} \cdot \frac{di_1}{dt} + L_{12} \cdot \frac{di_2}{dt} + \frac{dL_{11}}{d\alpha} \cdot \frac{d\alpha}{dt} + \frac{dL_{12}}{d\alpha} \cdot \frac{d\alpha}{dt} \quad \text{Gl. 2-4}$$

$$u_2 = L_{21} \cdot \frac{di_1}{dt} + L_{22} \cdot \frac{di_2}{dt} + \frac{dL_{21}}{d\alpha} \cdot \frac{d\alpha}{dt} + \frac{dL_{22}}{d\alpha} \cdot \frac{d\alpha}{dt} \quad \text{Gl. 2-5}$$

Für die Generierung eines Drehmoments müssen folglich die Selbstinduktivitäten der Spulen der Hauptelemente (L_{11} bzw. L_{22}) oder die Gegeninduktivitäten zwischen den Spulen (L_{12} bzw. L_{21}) winkelabhängig veränderlich sein. Die mechanische Leistung ergibt sich dann aus der zeitlichen Ableitung der verrichteten Arbeit und unter Berücksichtigung der durch die Rotordrehung induzierten Spannungsanteile:

$$P_{\text{mech}}(t) = \frac{dW}{dt} = M(t) \cdot \frac{d\alpha}{dt} = \frac{i_1^2}{2} \cdot \frac{dL_{11}(\alpha)}{d\alpha} \cdot \frac{d\alpha}{dt} + i_1 \cdot i_2 \cdot \frac{dL_{12}(\alpha)}{d\alpha} \cdot \frac{d\alpha}{dt} + \frac{i_2^2}{2} \cdot \frac{dL_{22}(\alpha)}{d\alpha} \cdot \frac{d\alpha}{dt} \quad \text{Gl. 2-6}$$

Darüber hinaus sind für reale Maschinen verschiedene Verlusteffekte zu berücksichtigen. Zunächst treten mechanische Verluste in Form von Reibung an Rotorlagerung und -dichtung, gegebenenfalls an der mechanischen Kommutierung [MP06] und durch die Kühlluftströmung auf. Hinzu kommen elektrische Verluste durch ohmsche Leitungswiderstände in Wicklungen und Bürsten [Fis13], welche sich in Erregerverluste, Wicklungsverluste und Bürstenübergangsverluste unterteilen [Möc13]. Des Weiteren verursacht die wechselnde Magnetisierung des magnetischen Kreises Hystereseverluste durch die ständige Umorientierung der WEISSschen Bezirke und Wirbelstromverluste auf Grund der induzierten Spannung im magnetischen Kreis. Daneben entstehen durch Streufelder Wirbelströme in elektrisch nicht aktiven Teilen und Stromverdrängungseffekte weitere Verluste [MP06]. Je nach Betriebsfall wird zwischen Leerlauf- und Lastverlusten unterschieden, welche sich aus den genannten Anteilen zusammensetzen. Im unbelasteten Leerlauf dominieren im Wesentlichen Reibungs- und Ummagnetisierungsverluste. Zu den lastabhängigen Anteilen zählen insbesondere Wicklungs- und Bürstenübergangsverluste der belasteten Stromkreise [Möc13].

Grundlegende Zusammenhänge zwischen der Leistungsfähigkeit und der dafür benötigten Baugröße einer Radnabenmaschine liefert die allgemeine Entwurfsgleichung elektrischer Maschinen über die innere Scheinleistung $P_{s,i}$ [Sch14], [MVP08]. Der Ausnutzungsfaktor C steht dabei für die elektromagnetische Beanspruchung der Maschine. Die Baugröße wird durch die Geometrieparameter Luftspaltdurchmesser D und ideelle Länge L_i bestimmt.

$$P_{s,i} = C \cdot D^2 \cdot L_i \cdot n \quad \text{Gl. 2-7}$$

Die elementaren Abmessungen einer elektrischen Maschine werden folglich durch das maximal abrufbare Drehmoment bestimmt. Insbesondere für den stark limitierten Bauraum von Radnabenmaschinen ist das für die Wahl zwischen Direktantrieb und untersetzten Ausführungen entscheidend.

2.2.2 Bauformen und Anwendungen

Für moderne Radnabenantriebe kommen praktisch ausschließlich wechselrichtergespeiste Drehstrommaschinen zum Einsatz. Gleichstrommaschinen finden wegen ihrer vergleichsweise geringen Leistungsdichte und der verschleiß- und schwingungsanfälligen Kommutierung mit Kohlebürsten keine Anwendung mehr. Wegen der einfachen Maschinenregelung ohne Leistungselektronik und der vergleichsweise günstigen Instandhaltung sind diese maximal perspektivisch interessant für die Mobilitätsentwicklung in Entwicklungsländern.

Eine Grundbauart der hier betrachteten Drehstrommaschinen sind die Induktionsmaschinen²⁷. Ihr Stator trägt ein in Nuten eingebrachtes mehrphasiges²⁸ Wicklungssystem. Die Ausführung des Rotors kann als Schleifring- oder Kurzschlussläufer erfolgen. Bei Schleifringläufern ist der Rotor ähnlich dem Stator mit Wicklungen versehen, welche über Schleifringe kontaktiert und über die mittels Bürsten zusätzliche Widerstände in Reihe geschaltet werden können. Bei Kurzschlussläufer hingegen existiert keine elektrische Verbindung zwischen Rotor und Stator (Abb. 2-5). Stattdessen sind Kupfer- oder Aluminiumstäbe in den Nuten des Rotors eingelegt und an deren Enden über einen Kurzschlussring miteinander verbunden [Neu08]. Für die benötigte Drehzahlspitzung eines Fahrzeugantriebs kommt ausschließlich das Prinzip des Kurzschlussläufers in Betracht, welches über eine frequenzvariable Ansteuerung mittels Wechselrichter erreicht wird.

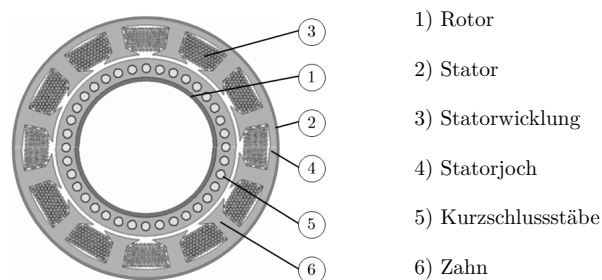


Abb. 2-5: *Prinzipieller Aufbau der Induktionsmaschine als Kurzschlussläufer [Alb15]*

Die Leitungsabschnitte der verbundenen Stäbe wirken dabei im Betrieb wie Spulen, in denen eine Spannung induziert wird, wenn sie sich am Drehfeld des Stators vorbeibewegen. Der Strom in den Stäben eilt dabei der induzierten Spannung hinterher, wodurch auch der erzeugte magnetische Fluss der Spannung nacheilt und zeitlich versetzt zum Statorfeld ist. Diese für die Spannungsinduktion und somit die Drehmomentenerzeugung notwendige Geschwindigkeitsdifferenz wird als Schlupf bezeichnet, welcher für den untersynchronen Lauf stets kleiner eins sein muss.

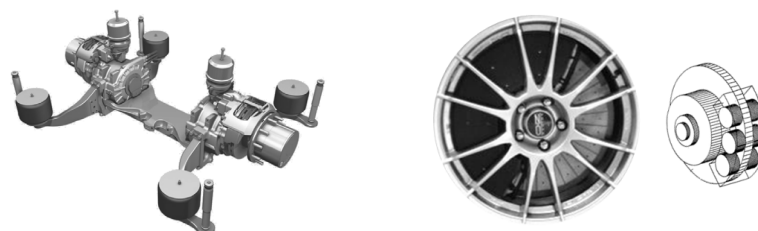


Abb. 2-6: *Beispiele für Induktionsmaschinen radnaher Achsantriebe [ZFP11] und Radnabenantriebe [Eva07]*

²⁷ synonym für Drehstrom-Asynchronmaschinen

²⁸ üblicherweise dreiphasige Wicklungssysteme

Beispiele für die Anwendung von Induktionsmaschinen als Radnabenantriebe finden sich insbesondere in Bereichen hoher Leistungsanforderungen. So basiert das Konzept einer elektrisch angetriebenen Portalachse²⁹ für Niederflurbusse auf Radialfluss-Maschinen mit doppelter Getriebestufe (Abb. 2-6, li.). Eine weitere aus Sicht der Bauraumnutzung interessante Ausführung ist eine als Radnabenmaschine ausgeführte Axialfluss-Maschine³⁰ [Eva07]. Diese ist als Kurzschlussläufer ausgeführt, wobei der Stator nur ein Umfangssegment des Rotors überdeckt (Abb. 2-6, re.). Daneben existieren diverse Konzepte von Induktionsmaschinen für Zentralantriebe³¹

Ebenso zu den Drehstrommaschinen gehört die Synchronmaschine und die ihr prinzipierwandten Bauformen. Im Gegensatz zur Induktionsmaschine ist das als Gleichfeld ausgeprägtes Erregerfeld stets vorhanden und somit keine Relativbewegung zwischen Statorfeld und Rotor notwendig. Damit tritt kein Schlupf auf und der Rotor bewegt sich synchron mit dem Statorfeld [MP06]. Für die Drehmomententwicklung ist jedoch ein Differenzwinkel³² zwischen beiden Feldern notwendig, welcher sich lastabhängig einstellt [Möc12]. Der bauliche Unterschied zu Induktionsmaschinen liegt dabei in der Ausführung des Rotors, der Stator ist prinzipiell baugleich. Das Erregerfeld des Rotors kann sowohl elektrisch, durch Permanentmagnete oder auch aus einer Kombination beider Varianten erfolgen. Für die elektrische Erregung wird eine Wicklung über ein Schleifringssystem mit Gleichspannung versorgt oder über eine rotorintegrierte Gleichrichterschaltung induktiv gespeist. Die kontaktlose induktive Speisung verhindert zwar Verschleiß, führt jedoch im Kurzschlussfall zu hohen Strömen und unkontrollierbaren Bremsmomenten.

Auch beim Einsatz von Permanentmagneten bleibt das Erregerfeld dauerhaft erhalten, der Wirkungsgrad ist jedoch höher als bei elektrischer Erregung, da die Erregerleistung nicht von außen zugeführt werden muss. Typisch sind Ausführungen mit Ferrit- oder Neodym-Eisen-Bor-Magnete (NdFeB). Alternativ kommen jedoch auch Aluminium-Nickel-Cobalt (AlNiCo) oder Samarium-Cobalt (SmCo) zum Einsatz. Dabei unterscheiden sich die Magnetwerkstoffe hinsichtlich Energiedichte, Temperaturverhalten und vor allem bei Verwendung seltener Erden in den Materialkosten [Sch14].

Anhand der Ausführung des Rotors kann in Vollpol- und Schenkelpolbauweise unterschieden werden [Möc12]. Rotoren von Vollpolmaschinen zeichnen sich durch eine gleichmäßige Oberflächenverteilung der Permanentmagnete oder durch die Lage der Erregerwicklung in Nuten aus (Abb. 2-7, li.). Der resultierende Luftspalt ist gleichmäßig und drehwinkelunabhängig.

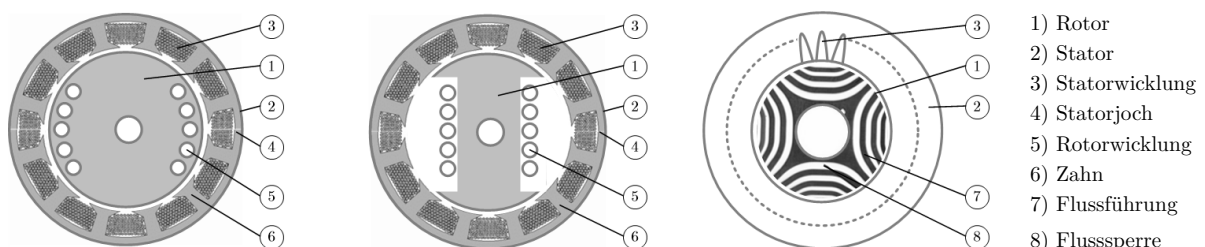


Abb. 2-7: Aufbau der Synchronmaschine als Vollpolmaschine (li.), Schenkelpolmaschine (mi.) und Synchron-Reluktanz-Maschine (re.) nach [Alb15]

²⁹ ZF Portalachse AVE 130

³⁰ Evans Electric Radnabenmaschine mit Rotor in Form einer konventionellen Bremsscheibe

³¹ z. B. Tesla Motors [Int14] oder TU München (Visio.M) [VGO14].

³² auch Polradwinkel

Schenkelpolmaschinen hingegen haben ausgeprägte Rotorpole (Abb. 2-7, mi.), welche von Erregerwicklungen umschlossen sind oder vergraben angeordnete Permanentmagnete zwischen den Polen besitzen. Der Luftspalt ist ungleichmäßig ausgeprägt und es können zusätzlich Reluktanzmomente genutzt werden. Synchron-Reluktanz-Maschinen nutzen ausschließlich diesen Effekt (Abb. 2-7, re.). Mittels zusätzlicher Flusssperren werden gezielt große Unterschiede der magnetischen Leitfähigkeit zwischen den Rotorsymmetrieachsen erzeugt [Int15].

Den gleichen Aufbau der permanentmagneterregten Synchronmaschinen nutzen auch Elektronikmotoren [Möc13]. Diese arbeiten jedoch mit selbstgeführter Ansteuerung, wofür die Wicklungen in Abhängigkeit der Rotorposition von der Leistungselektronik geschaltet werden. Das Prinzip wird ähnlich auch für geschaltete Reluktanzmaschinen³³ verwendet.

Wegen ihrer hohen Leistungs- und Drehmomentdichte bei günstigem Wirkungsgrad werden für Radnabenantriebe überwiegend permanentmagneterregte Synchronmaschinen³⁴ mit verschiedenen Flussrichtungen und Rotorausführungen eingesetzt. Einschränkend für den Einsatz sind dabei häufig die Systemkosten durch die benötigten Permanentmagnete. Es gelingt jedoch zunehmend auch Lösungen ohne kostenintensive Selten-Erde-Anteile zu entwickeln³⁵. Meist wird auf die Radialfluss-Innenläufer-Bauweise für Direktantriebe³⁶, zum Teil auch für untersetzte Getriebevarianten³⁷, zurückgegriffen. Diese Bauform hat sich darüber hinaus auch für untersetzte Zentralantriebe bewährt³⁸.

Alternativ dazu kommen Radialfluss-Außenläufer zum Einsatz³⁹, welche prinzipiell durch ihren größeren Luftspaltdurchmesser höhere Drehmomente erreichen können und wirtschaftliche Vorteile durch die fertigungstechnisch einfachere Statorbewicklung bringen. Herausforderung dieser Konzepte stellen jedoch die Stator Kühlung und die benötigten Dichtungsdurchmesser dar [Möc13]. Zudem dürfen die durch Kraftangriffe am Rad hervorgerufenen Verformungen von Felge und Radlagers keinen Einfluss auf den Luftspalt der Maschine haben. Durch eine geeignete Lageranordnung und -ausführung ist insbesondere ein Kontakt von Stator und Rotor zu verhindern.



Abb. 2-8: Ausführungen elektrischer Maschinen für den Einsatz als Radnabenmaschine oder Achsantrieb⁴⁰

³³ engl. Switched Reluctance Motor, kurz SRM

³⁴ kurz PM-SM

³⁵ z. B. Projekt MotorBrain (TU Dresden, Siemens AG) PM-SM ohne Selten-Erd-Magnete [Int22],[Bro13]

³⁶ Schaeffler eWheelDrive beta, Siemens Roding Roadster [Fre13], Mitsubishi Colt MIEV [Int17]

³⁷ Anwendungen in der Formula Student durch Teams TU Zürich und Delft [Int07], [Int16]

³⁸ Mitsubishi i-MiEV, BMW i3, Smart fortwo electric drive, Fiat 500e, Mercedes-Benz SLS AMG electric drive

³⁹ Schaeffler eWheelDrive alpha, Protean Electric, Fraunhofer Frecc0 2.0, Mitsubishi Lancer Evo MIEV, Univ. Magdeburg

⁴⁰ v. li. n. re.: Siemens PM-SM wheel hub machine [Fre13], Bosch SMG 180/120 [Int20], YASA Motors 750

Vereinzelt werden daneben auch Axialflussmaschinen in Doppelrotor-Bauform als Radnabenantriebe ausgeführt⁴¹. Transversalflussmaschinen erreichen dabei trotz ihres kompakten axialen Aufbaus und der hohen Drehmomentdichte bislang keine große Einsatzbreite. Das grundlegende Potential zur Reduzierung der Magnetmasse gegenüber leistungsgleichen Radialfluss-Außenläufer-Maschinen wurde jedoch bereits dargestellt [EKB06]. Auch Konzepte wie geschaltete oder synchrone⁴² Reluktanzmaschinen wurden zwar noch nicht als Radnabenantrieb realisiert, befinden sich jedoch in Entwicklung⁴³.

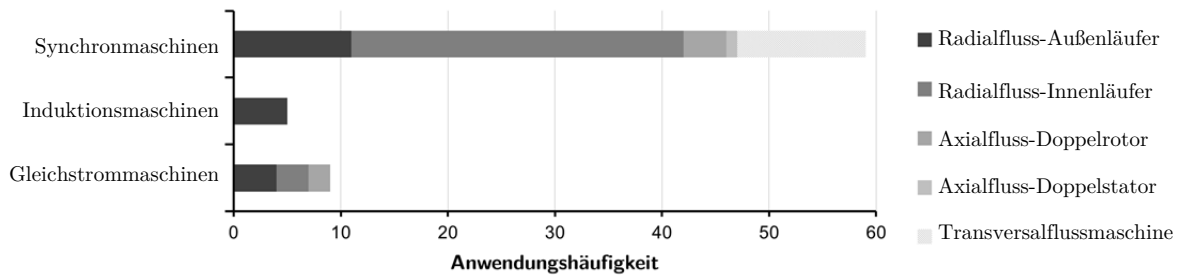


Abb. 2-9: Verwendungshäufigkeit der Bauarten von elektrischen Radnabenmaschinen⁴⁴

In der Mehrzahl der bekannten, bisher umgesetzten Fahrzeuganwendungen werden Radnabenantriebe als Direktantriebe ausgeführt (Abb. 2-9). Für Zielfahrzeuge mit besonders hohen Antriebsmomenten oder sehr restriktiven Leichtbauanforderungen bei hohen notwendigen Leistungsdichten kommen ebenfalls Varianten mit ein- oder zweistufigen Untersetzungsgetrieben zum Einsatz. Dabei werden Radnabenmaschine und Getriebe meist koaxial im Rad angeordnet. Für eine effektive Bauraumnutzung kann aber auch eine relativ zur Raddrehachse desaxiierte Lage vorteilhaft sein (vgl. Abb. 2-3, li.).

2.3 Reibbremsen im aktiven Corner-Modul

Bremssysteme umfassen im Allgemeinen Vorrichtungen an Fahrzeugen, mit deren Hilfe die Geschwindigkeit des Fahrzeuges verringert, beherrscht oder auf null gebracht, bzw. im Stillstand arretiert werden kann [AHK13], [MW14]. Dabei wandelt die Reibbremse am Rad die anteilige kinetische Bewegungsenergie des Fahrzeugs in thermische Energie, welche hauptsächlich über Konvektion an die Umgebung abgeführt wird.

In einem aktiven Corner-Modul konkurriert die Reibbremse neben Elementen der Radaufhängung zusätzlich mit dem Radnabenantrieb um den zur Verfügung stehenden Bauraum innerhalb der Radschüssel. Um die Auslegungsfreiheit und Leistungsfähigkeit der elektrischen Antriebskomponenten nicht stark einzuschränken, müssen Bauart und Ausführung der Reibbremse in den meisten Integrationsszenarien angepasst werden. Auf Grund der besonderen Temperatursensibilität der elektrischen Radnabenmaschinen und ihrer räumlichen Nähe zur Reibbremse, stellen thermische Wechselwirkungen zwischen benachbarten Bauteilen - insbesondere die Wärmeleitung - weitreichende Herausforderungen

[Int23], IWM Uni. Magdeburg [KHB12], LEANTEC Direktantrieb [Int21], Projekt MotorBrain [Int22]

⁴¹ Nissan Pivo 2, Yasa Motors YASA750, Projekt Schluckspecht City und E Hochschule Offenburg [Int18]

⁴² Kostenvorteil durch Entfall Permanentmagnete

⁴³ LEANTEC-Leichte Elektroantriebe neuester Technologie: Transversalfluss-Reluktanzmaschine [Int21]

⁴⁴ Übersicht zugrundeliegender Betrachtungsumfang im Anhang Anh. 2-1

dar. Zudem verschlechtern sich durch den kompakten und abschirmenden Verbau innerhalb des Rades und seiner unmittelbaren Peripherie meist die Konvektionsbedingungen zur Kühlung der Reibbremskomponenten. Dies kann wiederum negative Rückwirkungen auf die Betriebseigenschaften der Reibbremse haben⁴⁵.

Wie bereits in Kapitel 2.2 beschrieben, können elektrische Radnabenmaschinen als Generatoren betrieben werden und erzeugen auf diese Weise Bremsmomente am Rad. Aus funktionaler Sicht stellt sich daher die Frage nach dem erforderlichen Leistungsumfang, sogar nach der grundsätzlichen Notwendigkeit von Reibbremsen in aktiven Corner-Modulen. Neben den geeigneten Bauformen von Reibbremsen soll im Weiteren insbesondere deren zukünftige Rolle im Zusammenspiel mit hochintegrierten, elektrischen Radnabenantriebe genauer beleuchtet werden.

2.3.1 Aufbau und Betriebseigenschaften konventioneller Radbremssysteme

Grundsätzlich kommen eine Vielzahl von Bauformen und Varianten von Reibbremsen für PKW-Anwendungen in Betracht (Abb. 2-10). Im Wesentlichen haben sich für konventionell angetriebene Fahrzeuge aber nur bestimmte Ausführungen von Scheiben- und Trommelbremsen etablieren können.

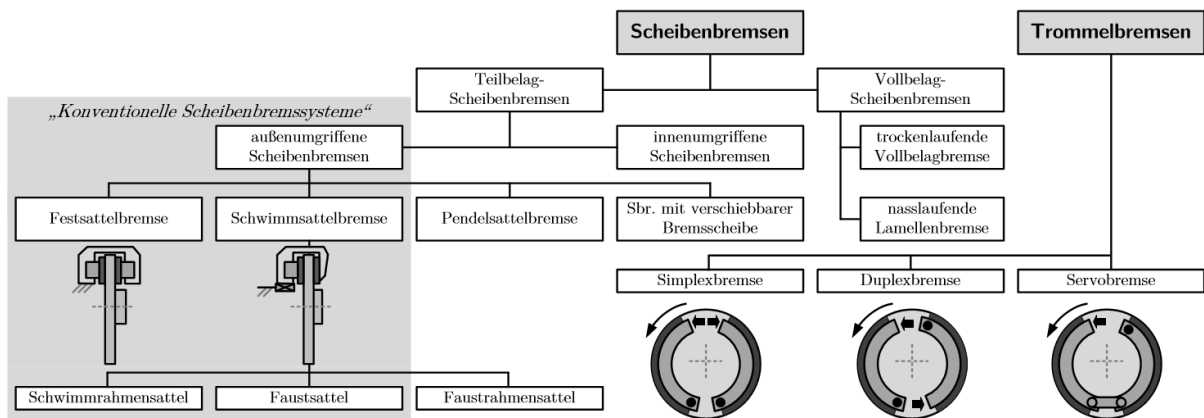


Abb. 2-10: Bauarten von Reibbremsen für Kraftfahrzeuge

Das grundlegende Wirkprinzip ist dabei jeweils gleich. Aus einer auf einen statischen Reibkörper⁴⁶ wirkenden Spannkraft F_{sp} wird an den Reibflächen über einen Reibwert μ_{Br} am Rotor⁴⁷ eine der Raddrehung entgegengesetzte Umfangskraft F_U generiert (Abb. 2-11, li.).

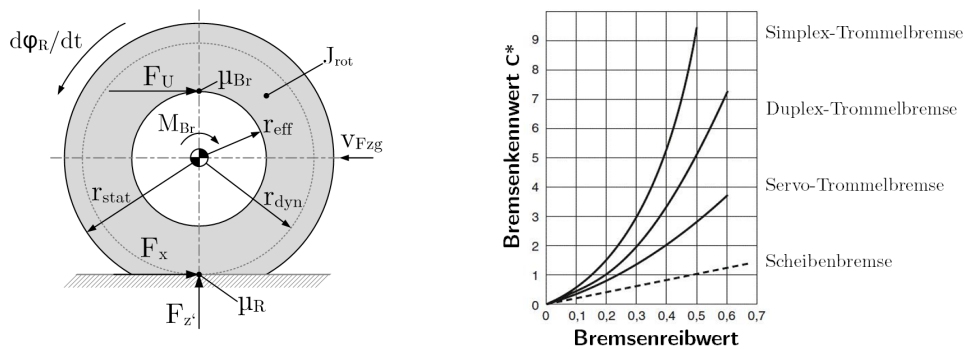


Abb. 2-11: Kräfte am gebremsten Rad (li.) und Bremskennwerte verschiedener Reibbremsen [BB12] (re.)

⁴⁵ z. B. erhöhte temperaturbedingte Reibwertschwankungen (engl. Fading), Verschleiß, Bremsstaubemission

⁴⁶ Bremsbeläge (Scheibenbremsen) und Bremsbacken (Trommelbremse)

⁴⁷ Bremsscheibe (Scheibenbremsen) und Bremsstrommel (Trommelbremse)

Dabei gilt das Verhältnis aus Umfangs- und Spannkraft als Bremsenkennwert C^* , welcher die innere Übersetzung einer Reibbremse in Abhängigkeit ihrer Bauart und Konstruktion bestimmt (Abb. 2-11, re.).

$$C^* = \frac{F_U}{F_{sp}} \quad \text{Gl. 2-7}$$

Bezogen auf die Raddrehachse ergibt sich das Bremsmoment M_{Br} aus dem Produkt von Bremsumfangskraft F_U und effektivem Reibradius r_{eff} .

$$M_{Br} = F_U \cdot r_{eff} \quad \text{Gl. 2-8}$$

Mittels Kraftfluss über Felge und Reifen wird dieses Bremsmoment über den dynamischen Reifenhalmmesser r_{dyn} in die in der Reifenaufstandsfläche liegende Bremskraft F_x umgesetzt (Abb. 2-11, li.).

$$F_x = \frac{M_{br}}{r_{dyn}} \quad \text{Gl. 2-9}$$

Für die während einer Verzögerung umgesetzte Gesamtbremsleistung P_{Br} eines Fahrzeugs mit der Masse m_{ges} und dem Ersatzträgheitsmoment J_{rot} aller rotierenden Baugruppen gilt:

$$P_{Br} = F_x \cdot v = m_{ges} \cdot \left(1 + \frac{J_{rot}}{m_{ges} \cdot r_{dyn}^2}\right) \cdot g \cdot z \cdot v + m_{ges} \cdot g \cdot p \cdot v \quad \text{Gl. 2-10}$$

Über die installierte achsweise Bremskraftverteilung $\Phi_{VA/HA}$ kann letztlich die anteilige Achs- bzw. Radbremsleistung $P_{Br,R}$ abgeleitet werden.

$$P_{Br,R} = \frac{1}{2} \cdot \Phi_{VA/HA} \cdot P_{Br} \quad \text{Gl. 2-11}$$

Für die Bestimmung der konkreten Bremskraftanteile für eine installierte Festabstimmung einer Bremsanlage zwischen Vorder- und Hinterachse dient das Bremskraftverteilungsdiagramm (Abb. 2-12).

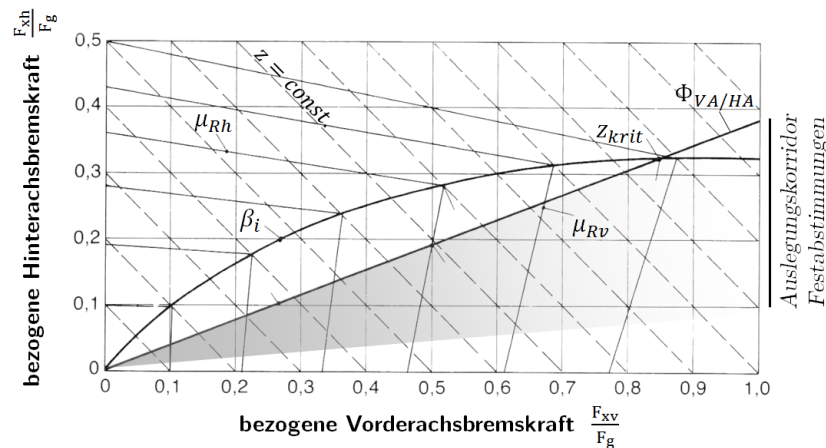


Abb. 2-12: Bremskraftverteilungsdiagramm mit gesamtgewichtskraftbezogenen Bremskraftanteilen⁴⁸

Der mögliche Auslegungskorridor wird dabei anhand der Parabel der idealen Bremskraftverteilung β_i ⁴⁹, der kritischen Abbremsung z_{krit} ⁵⁰ und einer gesetzlich festgelegten

⁴⁸ mit eigenen Ergänzungen aus [Bur91]

⁴⁹ hinsichtlich Blockierreihenfolge der Achsen und der daraus resultierenden Bremsstabilität

⁵⁰ Schnittpunkt zwischen Linie der installierten Festabstimmung und Parabel der idealen Bremskraftverteilung, festgelegt durch ECE 13H

Grenzkurve des minimalen Hinterachsbremskraftanteils definiert. Dabei gilt es insbesondere, zu hohe Hinterachsbremskraftanteile und somit das Blockieren der Räder der Hinterachse vor denen der Vorderachse zu verhindern⁵¹. Zwar werden aus Gründen der verbesserten Ausnutzung des Rekuperationspotentials auch Ansätze mit darüber hinaus angehobenen Hinterachsanteil diskutiert [SHK13], dem sind durch die hohe Priorität der Fahrstabilität und –sicherheit jedoch enge Grenzen gesetzt.

Teilbelag-Scheibenbremsen

Als marktbeherrschende Bauform für Reibbremsen konventioneller PKW-Anwendungen haben sich Bauarten der Teilbelagscheibenbremse durchsetzen können. Dies ist im Wesentlichen auf das lineare Verhalten des Bremsenkennwerts und die somit geringe Empfindlichkeit auf Reibwertschwankungen zurückzuführen [BB12]. Für eine Teilbelagscheibenbremse mit einer rotierenden Bremsscheibe und zwei gegenüberliegenden, axial zugestellten Bremsbelägen, ergibt sich der Bremsenkennwert C^* aus dem Produkt der Anzahl der Reibstellen und dem Reibwert μ_{Br} [Bur91].

$$C^*_{sbr} = 2 \cdot \mu_{Br} \quad \text{Gl. 2-12}$$

Anders als bei Trommelbremsen findet keine innere Selbstverstärkung statt. Dadurch sind zwar im Betrieb höhere Spannkraften notwendig, es ergeben sich aber wesentliche Vorteile für Dosierbarkeit, Reproduzierbarkeit und Regelbarkeit [BB12].

Wird die Spannkraft zur Aktuierung einer Teilbelagscheibenbremse hydraulisch erzeugt, ist diese das Produkt aus hydraulischem Bremsdruck p_{hyd} ⁵² und wirksamer Kolbenfläche A_K .

$$F_{Sp} = (p_{hyd} - p_0) \cdot A_K \quad \text{Gl. 2-13}$$

Die wirksame Kolbenfläche ergibt sich über Bremskolbendurchmesser d_K und –anzahl n_K .

$$A_K = \frac{\pi}{4} \cdot d_K^2 \cdot n_K \quad \text{Gl. 2-14}$$

Unter Berücksichtigung des Gesamtwirkungsgrades der Bremsanlage η_{ges} ergibt sich das Bremsmoment M_{Br} einer hydraulisch betätigten Scheibenbremse.

$$M_{Br,Sbr} = C^* \cdot r_{eff} \cdot A_K \cdot (p_{hyd} - p_0) \cdot \eta_{ges} = F_x \cdot r_{dyn} \quad \text{Gl. 2-15}$$

Gekoppelte Bremssysteme, welche über hilfskraftunterstützte, hydraulisch aktuierte Teilbelagscheibenbremsen verfügen, werden im Folgenden allgemein als konventionelle Bremssysteme bezeichnet. Alternativ kann die Spannkraftgenerierung an einer PKW-Scheibenbremse auch elektromechanisch realisiert sein⁵³. Da die hierbei zum Betrieb der elektrischen Aktuatoren genutzte Niederspannungsbordnetze aber im Nennspannungs- und somit auch Leitungsniveau begrenzt sind, müssen zusätzlich linear übersetzende Getriebe⁵⁴ oder selbstverstärkende Mechanismen⁵⁵ zum Erreichen der notwendigen Spannkraften eingesetzt werden.

⁵¹ Verhinderung giervestärkendes Übersteuern im Eigenlenkverhalten

⁵² gemindert um reibungsbedingten Anlegedruck für vollständigen Flächenkontakt zw. Bremsbelag und -scheibe

⁵³ kurz EMB-Systeme (engl. Electromechanical Brake)

⁵⁴ Kugelumlaufspindeln mit zusätzlicher Zahnradstufen und/oder Planetensätze

⁵⁵ z. B. als Keilbremse (engl. Wedge Brake.[Gom07])

Neben der inneren Übersetzung ergeben sich weitere Vorteile von Teilbelagscheibenbremsen im thermischen Verhalten durch das günstige Verhältnis von Volumen zu Konvektionsoberfläche der Bremsscheiben, insbesondere bei ventiliert ausgeführten Varianten und somit hohe thermische Belastbarkeit. Die während einer Bremsung entstehende Reibwärme kann grundsätzlich nicht unmittelbar an die Umgebung abgegeben werden und wird zunächst zu großen Teilen⁵⁶ in der Bremsscheibe gespeichert. Für eine Einzelbremsung kann daher ein adiabatischer Prozess angenommen werden [Lim99]. Die innere Energie U der Bremsscheibe und somit ihre Temperatur T steigen dabei entsprechend ihrer thermischen Masse m_{RR} und der spezifischen Wärmekapazität c_{RR} des Bremsscheibenwerkstoffs.

$$\Delta U = Q = m_{RR} \cdot c_{RR} \cdot \Delta T_{RR} \quad \text{Gl. 2-16}$$

Der Wärmetransport erfolgt anschließend primär über Konvektion \dot{Q}_{Kon} an die Umgebungsluft. Um angrenzende Bauteile nicht thermisch zu überlasten, werden Anteile von Wärmeleitung \dot{Q}_L möglichst klein gehalten. Anteile der Wärmestrahlung \dot{Q}_S spielen lediglich bei sehr hohen Betriebstemperaturen eine Rolle.

$$\dot{Q}_{Wü} = \dot{Q}_{Kon} + \dot{Q}_L + \dot{Q}_S = \alpha_{Kon} \cdot A_{Kon} \cdot (T_1 - T_2) + \frac{\lambda}{d_L} \cdot A_L \cdot (T_1 - T_2) + \sigma_{SB} \cdot A_{KS} \cdot \varepsilon \cdot (T_1^4 - T_2^4) \quad \text{Gl. 2-17}$$

Die allgemeine Beschreibung des thermischen Verhaltens der Bremsscheibe lässt sich somit in Form einer Differentialgleichung darstellen:

$$m_{RR} \cdot c_{RR} \cdot \frac{dT_{RR}}{dt} = P_{Br,R} - \dot{Q}_{Wü} \quad \text{Gl. 2-18}$$

Problematisch bei der Bestimmung der tatsächlichen Wärmeströme ist die Abhängigkeit des Wärmeübergangskoeffizienten für die Konvektion α_{Kon} von der Geschwindigkeit der umströmenden Luft und den Belüftungsverhältnissen im Radhaus, bzw. der Emissivität ε von der aktuellen Beschaffenheit der Oberfläche des Reibkörpers [Lim99].

Neben den Ventilationsbedingungen im Radhaus sind daher die thermischen Eigenschaften der Werkstoffe der im Reibkontakt befindlichen Bauteile von elementarer Bedeutung. Die Temperatur der Reibpaarung wiederum wirkt sich auf die Ausbildung des Reibwertes aus (Abb. 2-13). Typisch ist ein Reibwertzuwachs bis zu Temperaturen von ca. 200 bis 300°C⁵⁷. Bei höheren Temperaturen sinkt der Reibwert leicht und stabilisiert sich⁵⁸. Im Bereich oberhalb 500°C kann es jedoch durch das sogenannte Fading⁵⁹ zu starkem Reibwertabfall kommen [AGH14], [BB12].

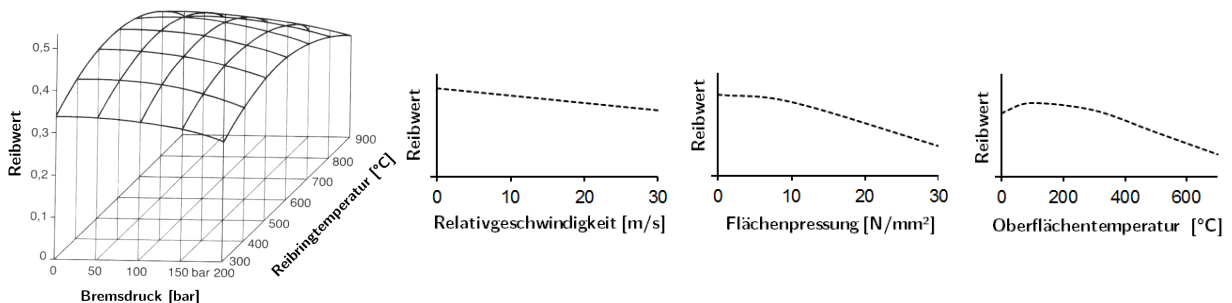


Abb. 2-13: Exemplarische Reibwertkennfelder trockenlaufender Teilbelagscheibenbremsen nach [Bur91],[AHK13]

⁵⁶ ca. 90% der Reibwärme über Wärmeleitung in den Bremsscheibenreibring

⁵⁷ bei Grauguss-Bremsscheiben, höheres Temperaturniveau bei carbonfaserverstärktem Siliziumcarbid (C/SiC)

⁵⁸ sogenanntes Reibwertplateau

⁵⁹ durch Ausgasen organischer Bremsbelagbestandteile

Des Weiteren haben das Spannkraftniveau als auch die Flächenpressungsverteilung auf den Kontaktbereich zwischen Bremsbelägen und Bremsscheibe Auswirkungen auf den zu erwartenden Reibwert (Abb. 2-13, re.). Gerade die vergleichsweise homogene Anpressdruckverteilung der Bremsbeläge und der damit gleichmäßigere Belagverschleiß stellen wesentliche Vorteile des Scheibenbremsprinzips dar. Neben der Gleitgeschwindigkeit im Reibkontakt haben auch Belastungshistorie, Verschleiß- und Alterungsprozesse oder mögliche Zwischenmedien im Reibkontakt Einfluss auf das Reibwertverhalten.

Anhand der Anbindung des Bremsscheibenreibrings und der Orientierung des umgreifenden Brems sattels lassen sich außenumgriffene und innenumgriffene Scheibenbremsen unterscheiden, deren Wirkprinzip im Wesentlichen gleich ist (Abb. 2-14). Im Fall der bislang fast ausschließlich für Kraftfahrzeuge angewendeten außenumgriffenen Variante wird die Bremsscheibe meist über eine ausgestellte Topfsektion an der Radnabe verschraubt. Der am Radträger angebundene Bremsattel umfasst den Bremsscheibenreibring radial außen, erzeugt die notwendigen Spannkkräfte und stützt die Tangentialkräfte der Bremsbeläge in deren Führung ab.

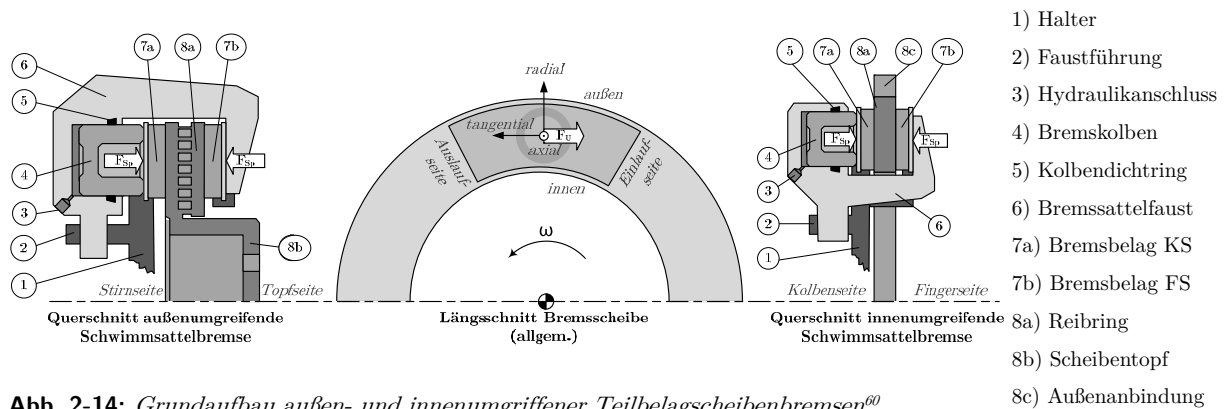


Abb. 2-14: Grundaufbau außen- und innenumgriffener Teilbelagscheibenbremsen⁶⁰

Werden dabei auf beiden Reibringseiten Spannkkräfte durch Bremskolben erzeugt und das Bremsattelgehäuse fest mit dem Radträger verschraubt, so handelt es sich um eine Festsattelausführung (Abb. 2-15, li.). Bei einseitiger Spannkraftaufprägung wird hingegen von Schwimmsätteln (Abb. 2-15, re.) gesprochen, welche über axiale Führungen der beweglichen Bremsattelfaust den Kraftfluss der Spannkraft über den nicht direkt aktuierten Bremsbelag schließen. Anders als bei Festsättel werden die beiden elementaren Funktionen der Bremsattels, axiale Zuspansung und tangentialer Umfangskraftabstützung der Bremsbeläge, durch verschiedene Bauteile übernommen.

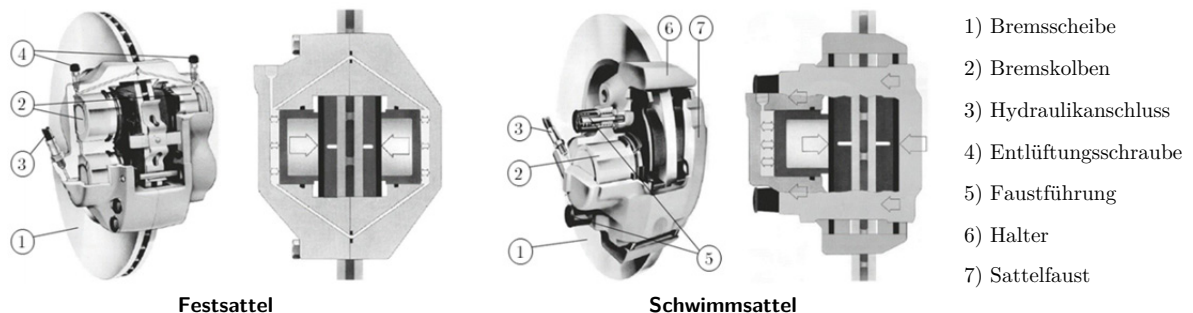


Abb. 2-15: Bauformen von Bremsätteln für außenumgriffene Teilbelagscheibenbremsen⁶¹

⁶⁰ als Schwimmsattelausführungen

Vorteile der Festsattelbauform liegen besonders in den höheren möglichen Spannkraften begründet, die den Einsatz für Hochleistungsanwendungen begünstigen. Insbesondere Ausführungen als 4- oder 6-Koben-Festsättel⁶² erreichen große nutzbare Bremsbelagflächen und hohe Gehäusesteifigkeiten. Dafür wird jedoch mehr axialer Bauraum für die fahrzeugäußere Sattelgehäusehälfte benötigt, wodurch sowohl tiefere Topfanbindungen an der Bremscheibe notwendig werden und der mögliche Bauraum der Radaufhängung wegen der weiter fahrzeuginnen liegenden Bremscheibe eingeschränkt wird. Zudem muss die hydraulische Verbindung zur Versorgung der fahrzeugaußen liegenden Bremskolben verhältnismäßig nah über die Bremscheibe geführt werden. Dies kann in ungünstigen Fällen zu thermischen Problemen wie Dampfblasenbildung in der Bremsflüssigkeit führen⁶³.

Die Varianten des Schwimmsattels lösen durch den Wegfall der fahrzeugäußeren Bremskolbenlage einige Nachteile des Festsattels. So verringert sich beispielsweise der benötigte radseitige Bauraum zu Gunsten der Radaufhängung. Das Wärmeleit- und Kühlungsverhalten lässt sich bei geeigneter Auslegung besser beeinflussen. Meist besteht zudem der Vorteil geringerer Fertigungskosten.

Schwimmsättel lassen sich nach konstruktiver Ausführung des Halters bzw. Belagträgers im Allgemeinen in zwei Bauformen unterscheiden. Während Schwimmrahmensättel einen rahmenartig die Bremscheibe übergreifenden, geschlossenen Halter besitzen, weisen Faustsattelbremsen auf der Fingerseite keine tangentielle Verbindung der Halterarme auf. Faustsättel können dadurch bei kleinerem Bauraum größere Bremskolben- und Bremscheibendurchmesser realisieren. In Folge größerer Bremsbelagflächen und verbesserter Bremsbelagführung ist die Anpressdruckverteilung homogener. Wegen der insgesamt geringeren Strukturfestigkeit von Schwimmsätteln können trotz aufwändigerer Auslegung jedoch nicht die Spannkraften und Bremsleistungen von Festsätteln erreicht werden. Zudem stellt sich die Generierung von Lüftspiel zwischen Bremsbelägen und -scheibe in der Offbrake-Phase⁶⁴ schwieriger dar. Der Freigang in Form eines Lüftspiels wird primär durch die Rückhubbewegung⁶⁵ des Bremskolbens auf Grund der Eigenelastizität des Kolbendichtrings⁶⁶ erzeugt (Abb. 2-16).

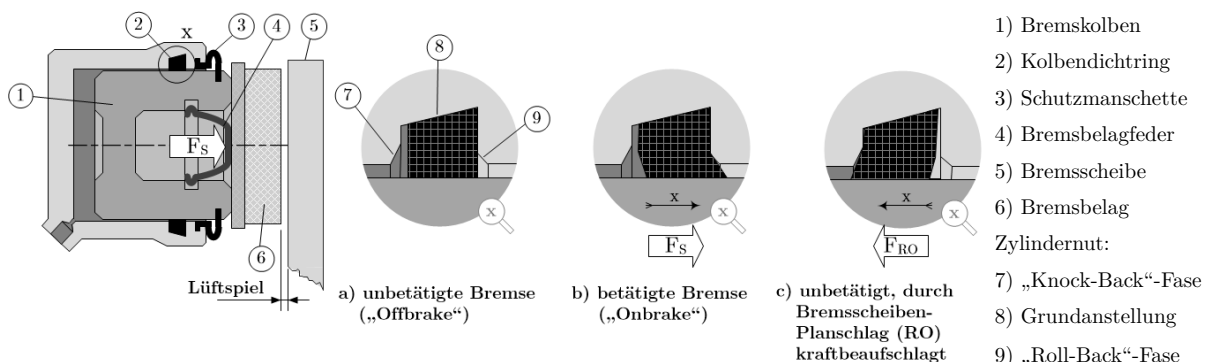


Abb. 2-16: Mechanismus der Lüftspielgenerierung hydraulisch aktiver Scheibenbremsen

⁶¹ mit eigenen Änderungen nach [BB12]

⁶² 8 bis 12 Bremskolben bei besonders leistungsfähigen Bauformen

⁶³ Siedetemperatur polyglykolbasierter Bremsflüssigkeit (DOT4) ca. 230°C

⁶⁴ Zeitverlauf ohne Aktuierung der Reibbremse

⁶⁵ engl. Roll Back

⁶⁶ wegen rechteckigen Querschnitts auch Quad-Ring

Bei Schwimmsätteln wird somit, anders als bei Festsätteln, lediglich auf der Kolbenseite unmittelbar ein statisches Lüftspiel generiert. Dabei wirkt das periodische Touchieren der stets leicht planschlagbehafteten Bremsscheibe und der dadurch induzierten Bewegungen ausgleichend⁶⁷. Wegen des somit meist kleineren fingerseitigen Lüftspiels kommt es zu insgesamt höheren Restbremsmomenten⁶⁸ und in Folge dessen zu partiellem Verschleiß an der Bremsscheibe⁶⁹ und verstärkten niederfrequenten Schwingungserscheinungen⁷⁰ [AGH13]. Bei Schwimmsätteln neuerer Bauart kommen daher zunehmend zusätzliche Belagfedern zur Generierung homogener, statischer Lüftspiele zum Einsatz.

Trommelbremsen

Neben den Teilbelagscheibenbremsen finden zu deutlich geringeren Anteilen⁷¹ auch verschiedene Bauarten von Trommelbremsen Anwendung in PKW-Bremsanlagen. Trommelbremsen nutzen eine rotierende Bremstrommel, auf deren Innenseite Bremsbacken radial gegen eine zylindrische Reibfläche gedrückt werden. Die Spannkraftgenerierung findet auch hier meist durch hydraulische Radbremszylinder statt. Anhand der Spannkraftbeaufschlagung und Bremsbackenabstützung lassen sich verschieden Bauarten von Trommelbremsen unterscheiden (Abb. 2-10). Abhängig von der Art der Bremsbacken⁷² weisen Trommelbremsen prinzipbedingt eine Selbstverstärkung bzw. Selbstschwächung auf. Diese nichtlinearen, inneren Übersetzungen reduzieren zwar die benötigten Spannkraft für ein gleiches Umfangskraftniveau, erhöhen aber die Empfindlichkeit gegenüber Reibwertschwankungen (Abb. 2-11, re.). Für den Fahrer sind sie somit schlechter dosierbar und eignen sich aufgrund ihrer Systemcharakteristik weniger für radschlupfregelnde Assistenzsysteme. Wegen des abschirmenden Verbaus der Trommelbremse sind des Weiteren die maximalen Betriebstemperaturen und damit auch die Leistungsfähigkeit im Vergleich zu Teilbelagscheibenbremsen in der Regel deutlich niedriger. Ebenfalls problematisch sind inhomogener Belagverschleiß und die schlechtere Abführung von Bremsstaub. Auch das Restbremsverhalten ist häufig ungünstig. Zwar erzeugen mechanische Nachstelleinrichtungen ein ausreichendes Lüftspiel an den Bremsbacken, dieses wird jedoch zur Verbesserung des Ansprechverhaltens meist gezielt reduziert⁷³. Positive Aspekte der Trommelbremse sind lediglich die einfach zu realisierende Integration der Feststellbremsfunktion und gerade für weniger leistungsfähige Hinterachsvarianten die geringeren Herstellungskosten. Insgesamt erscheinen Varianten von Trommelbremsen jedoch nicht geeignet für den Einsatz in aktiven Corner-Modulen.

2.3.2 Interaktion von Reibbremse und regenerierender elektrischer Maschine

Bei Interaktion mit elektrischen Antrieben müssen im Vergleich zur konventionellen Fahrwerksauslegung weitere Aspekte in die Gestaltung der Reibbremse einbezogen werden. Durch den Vierquadrantenbetrieb elektrischer Radnabenmaschinen wird sowohl bei Vorwärts- als

⁶⁷ engl. Push Back

⁶⁸ peripherer Anteil des Radwiderstands [AH15]

⁶⁹ sogenannte Kaltauswaschungen führen zu Scheibendickenschwankung, engl. Disk Thickness Variation, DTV

⁷⁰ insbesondere das niederfrequente Bremsenrubbeln

⁷¹ bezieht sich vornehmlich auf den europäischen Markt

⁷² Unterscheidung nach verstärkenden, auflaufenden und abschwächenden, ablaufenden Bremsbacken

⁷³ geringfügiger Restdruckerhalt durch Bodenventile im Hauptbremszylinder

auch bei Rückwärtsfahrt die Generierung von generatorischen Bremsmomenten ermöglicht, welche zur Verzögerung des Fahrzeugs genutzt werden können. Bei optimaler Systemauslegung lässt sich so ein großer Anteil der Bremsenergie durch Rekuperation zurückgewinnen und dem elektrischen Energiespeicher zuführen. Dieser ist später zum erneuten Antreiben wieder nutzbar [Mey11]. Aus energetischer Sicht ist der regenerative Bremsbetrieb somit einem Reibbremsanteil grundsätzlich vorzuziehen.

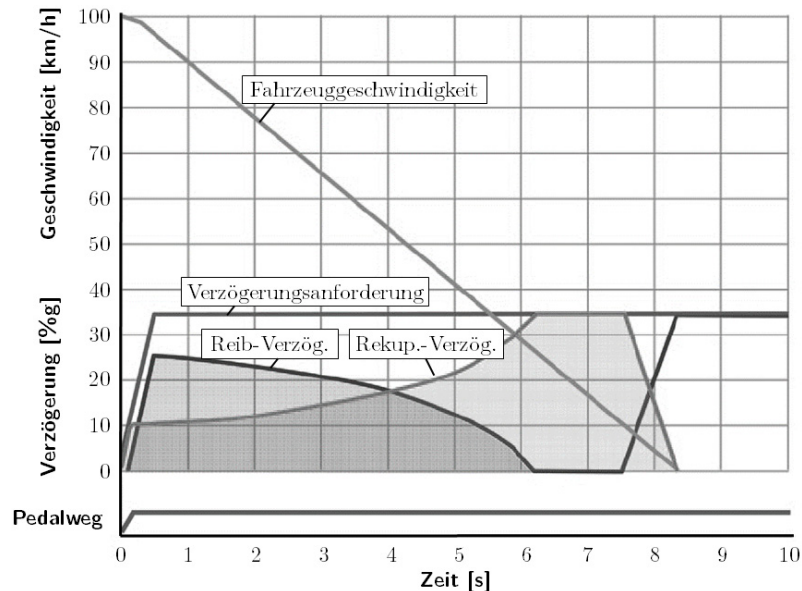


Abb. 2-17: Arbeitsweise der Bremsmomentverteilung (nach [BB12] mit eigenen Änderungen)

Aus Sicht des Reibbremssystems ist dies zunächst mit einer Reduzierung der in Summe umgesetzten Bremsleistungen bzw. der zu erzeugenden Bremsmomente gleichzusetzen. Dabei wird die Überlagerung von Bremsmomenten der Reibbremse und der regenerierenden elektrischen Maschine allgemein als Brake Blending⁷⁴ bezeichnet (Abb. 2-17). Diese Art der Aufteilung von Bremsmomentanteilen ermöglichen entkoppelte Bremsanlagen⁷⁵. Somit wäre eine Verringerung des Leistungsvermögens der Reibbremsanlage bis hin zu ihrem vollständigen Wegfall theoretisch möglich. Diese Option erscheint auf den ersten Blick besonders für aktive Corner-Module interessant, da der Radverbau von Reibbremsen einen primären Bau- und Integrationskonflikt darstellt. Als weiterhin positiver Effekt reduziert sich der Verschleiß von Reibbremskomponenten, wodurch sich zusätzlich die Emission von potentiell gesundheitsgefährdendem Bremsstaub verringert. Die Definition der tatsächlich benötigten Systemumfänge muss jedoch auf weitere Auslegungsaspekte und -limitationen eingehen.

Darstellung maximal erforderlicher Bremsleistungen

Die für das sichere und regelkonforme⁷⁶ Verzögern eines Fahrzeuges notwendigen Bremsleistungen sind in der Regel um ein Vielfaches höher als die installierten Antriebsleistungen [AHK13]. Die elektrische Radnabenmaschine als zentrales Element des Radnabenantriebs selbst wird jedoch primär anhand der geforderten Antriebsleistungen und -momenten ausgelegt. Dabei wirken zusätzlich der begrenzte Bauraum innerhalb der Radschüssel, als auch die dort herrschenden Einsatzbedingungen stark limitierend.

⁷⁴ engl. für Bremsmomentüberblendung bzw. -überlagerung

⁷⁵ engl. Brake-by-Wire, Bremsanlagen für kooperative Nutzung von Reibbrems- und Generatormomenten

⁷⁶ vgl. Gesetzlage und Freigabeverfahren wie z. B. ECE 13H [ECE13]

Für typische Anwendungsszenarien zeigen sich für Spitzenlasten Diskrepanzen zwischen den möglichen generatorischen Bremsleistungen und den geforderten Gesamtbremsleistungen bis zum Faktor 15. Dies setzt bereits voraus, dass Radnabenmaschinen an allen abzubremsenden Rädern verbaut sind. Diese Größenordnungen sind insbesondere für die Vorderachs-anwendung der Radnabenbauform nach aktuellen Stand der Technik häufig nicht möglich. Zudem wären deutlich erhöhte Massen der elektrischen Maschinen [Möc14], weiter steigende reifengefederte Radmassen und Fahrwiderstände zwangsläufige Folge dieser Überdimensionierung. Des Weiteren sinkt die Effizienz der elektrischen Maschinen, welche im Fahrbetrieb meist in Bereichen schlechteren Wirkungsgrads betrieben würde. Die Gesamtsystembetrachtung muss zudem die Dimensionierung von Leistungselektronik und Bordnetz berücksichtigen, über die alle generatorisch erzeugten elektrischen Leistungen dem Energiespeicher zugeführt werden. Diese Systeme wären ebenfalls anhand der höheren Maximalleistungen auszulegen, bzw. müssten durch zusätzliche Komponenten wie Hochleistungskondensatoren oder spezielle Widerstände zur Wärmeumwandlung ergänzt werden.

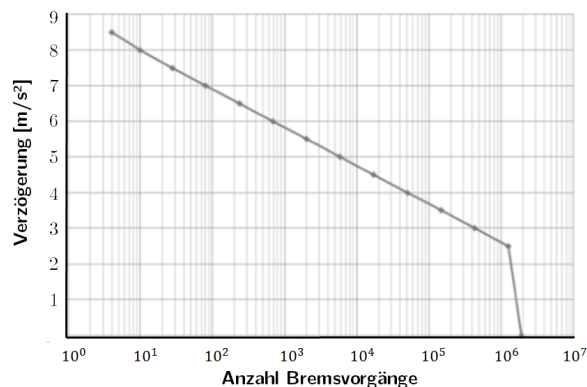


Abb. 2-18: Häufigkeitsverteilung von Bremsungen verschiedener Verzögerungen bei 2 Mio. Applikationen [Fra11]

Des Weiteren sind die Fahrbetriebszustände, welche sehr hohe Bremsleistungen fordern, im statistischen Mittel gesehen selten. Die in [Fra11] dargestellte Häufigkeitsverteilung von Bremsungen verschiedener Verzögerungsintensitäten zeigt, dass mit ca. 80% der Großteil aller Bremsungen bei Verzögerungen von unter 3 m/s² liegen (Abb. 2-18). Folglich ist eine Überdimensionierung des elektrischen Antriebs zur vollständigen Übernahme der Gesamtbremsleistung nicht zielführend. Gerade die Darstellung hoher Bremsleistungen sollte weiterhin Domäne des Reibbremssystems bleiben.

Drehmomentcharakteristik elektrischer Radnabenmaschinen

Das durch eine rekuperierende elektrische Maschine darstellbare Bremsmoment ist über den gesamten Betriebsdrehzahlbereich gesehen nicht konstant. Lediglich im unteren Drehzahlbereich steht das maximale Bremsmoment zur Verfügung. Ab dem Erreichen der Nennleistung bei Nenndrehzahl fällt das Bremsmoment jedoch indirekt proportional mit der Drehzahl ab (vgl. Kap. 2.2). Das zur Abbremsung eines Fahrzeugs benötigte Bremsmoment ist jedoch ausschließlich von der Verzögerung abhängig. Bei Annahme einer konstanten Vollverzögerung muss dementsprechend das Bremsmoment über den gesamten Geschwindigkeitsbereich ebenfalls konstant sein. Somit kann das Problem bestehen, dass selbst bei großdimensionierten Radnabenmaschinen die geforderte Maximalverzögerung aus hohen Fahrgeschwindigkeiten nicht erreichbar ist. Ein Reibbremssystem kann jedoch weitgehend unabhängig vom Geschwindigkeitsbereich Bremsmomente generieren.

Wirkungsgradverhalten elektrischer Radnabenmaschinen

Im Wirkungsgradkennfeld elektrischer Maschinen ist besonders der Bereich niedriger Drehzahlen durch geringere Wirkungsgrade gekennzeichnet [vgl. Abb. 1-2]. Diese können zum Teil bei weniger als 50 % liegen [Möc14]. Insbesondere bei großen Anteilen von Anfahrt- und Stoppvorgängen führt dies zu hohen thermischen Belastungen der elektrischen Maschine. Dabei sind in diesem Geschwindigkeitsbereich vergleichsweise geringe Bremsleistungen erforderlich, sodass der positive Effekt der Rekuperation vernachlässigbar ist. Eine Überlagerung von Bremsmomentanteilen eines Reibbremssystems entlastet in diesen Betriebsbereichen die Radnabenmaschine deutlich. Die Notwendigkeit einer Feststellbremsanlage, welche das Fahrzeug auch bei Steigungen sicher im Stand arretiert, macht zusätzliche Reibbremsen praktisch unersetzlich⁷⁷.

Limitierung der Rekuperation durch das Gesamtsystem

Das Bordnetz als Verbindung zwischen Radnabenmaschinen und Speichersystemen muss die generatorisch erzeugten Bremsleistungen in Form von Ladeströmen aufnehmen und an die Traktionsbatterie weiterleiten können. Bei durch Hardware- oder Software-bedingtem Ausfall oder Überlastung des Bordnetzes lassen sich nur geringe Bremsmomente erzeugen, da die elektrische Bremsleistung nicht abgeführt werden kann. Eine ähnliche Problemstellung ergibt sich für den Fall, dass die Traktionsbatterie bereits vollständig aufgeladen ist⁷⁸. Zwar besteht die Möglichkeit in aufwändiger gestalteten Bordnetzen Speicher in Form von Doppelschichtkondensatoren⁷⁹ zu verwenden [Sch12], ein Reibbremssystem sollte als leistungsgeminderte Rückfallebene, besser noch als vollleistungsfähige Redundanz zur Verfügung stehen.

Radschlupfregelung

Eine Vielzahl von modernen Fahrerassistenzfunktionen⁸⁰ baut auf Radschlupfregelsysteme auf, die durch Druckmodulation der hydraulisch aktuierten Reibbremsen umgesetzt werden. Bislang existieren vergleichbare Systeme für die hochdynamische Momentenregelung von elektrischen Radnabenmaschinen erst im Prototypenstadium. Hinsichtlich der zu erreichenden Dynamik bei hochdynamischen Regeleinriffen besitzen elektrische Radschlupfregelsysteme wegen der geringen Zeitkonstanten jedoch grundsätzliche Vorteile gegenüber dem hysteres- und totzeitbehaftet, zum Teil nichtlineare Verhalten von Reibbremsen⁸¹. In der kooperativen Radschlupfregelung kann daher die Reibbremse die weitgehend konstanten Grundlastanteile darstellen, während die elektrische Maschine hochdynamische Anteile für ABS- oder ESP-Eingriffe überlagert [ISA15],[Fre13],[Vog11]. Kombiniert hydraulisch-elektrische Radschlupfregelsysteme sind zudem unausweichlich, wenn nicht alle Räder eines Fahrzeugs mit Radnabenmaschinen ausgestattet sind.

Gesetzeslage und Auslegungspraxis

Die für die Fahrzeugzulassung zu Grunde liegende Gesetzgebung fordert für Betriebsbremsanlagen von Kraftfahrzeugen der Klasse M1 die Möglichkeit des direkten mechanisch-hydraulischen Durchgriffs des Fahrers auf die Radbremse [ECE13]. Somit besteht derzeit

⁷⁷ alternativ Sperrklinken für alleiniges Darstellen der Feststellbremsfunktion

⁷⁸ z. B. durch lange Bergabfahrten

⁷⁹ sogenannte Supercaps oder Ultracaps mit sehr hoher Leistungsdichte

⁸⁰ z. B. Antiblockiersystem (ABS) oder Elektronische Stabilitätskontrolle (ESP)

⁸¹ Ansprechzeiten von bis zu 60 ms bzw. Schwelldauern von bis zu 180 ms [Bur91]

keine gesetzliche Grundlage für den vollständigen Entfall des Reibbremssystems. Weiterhin wird für Teilsystemausfälle das Erreichen von Restverzögerungen vorgeschrieben. Dies wird bei konventionell hydraulischen Betriebsbremsanlagen durch eine einfach realisierbare, mehrkreisige Ausführung der Betätigungs- und Übertragungseinrichtung gewährleistet. Das Ausfallverhalten regenerierender elektrischer Radnabenmaschinen stellt diesbezüglich weitreichendere Probleme dar, wenn z. B. Bordnetz oder Energiespeicher ausfallen. Zwar lassen sich Rückfallebenen zwischen elektrischer Maschine und Leistungselektronik durch mehrphasige Ansteuerungen und Wicklungen erreichen, vollständig redundant ausgeführte Bordnetzstrukturen lassen sich allein aus wirtschaftlicher Sicht jedoch kaum darstellen. Hinzu kommt die fehlende Akzeptanz eines Reibbremsentfalls auf Seiten von Fahrzeug- und Systementwicklern. Hier ist das Reibbremssystem fest in Systemarchitekturen und Strukturen der funktionalen Sicherheit verankert, seine Leistungsfähigkeit und Betriebseigenschaften langjährig und umfassend erprobt. Wenn überhaupt, so ist ein Ersetzen des Reibbremssystems nur schrittweis durch Entfall der Hinterachsreibbremse, mit hohem Entwicklungsaufwand und über längere Zeiträume praktikabel.

Fazit

Aus funktionaler Sicht bleibt die Reibbremse für die überwiegende Zahl der Anwendungsfälle ein unverzichtbarer Bestandteil in Fahrwerken elektrisch betriebener Fahrzeuge. Nichts desto trotz ändern sich die Anforderungen an die Reibbremse, welche im Bereich niedriger und mittlerer Verzögerungen kaum oder nur selten eingesetzt werden müssen [Mey11]. Durch sinkende Aktuierungshäufigkeit und -intensitäten wird das Reibbremssystem entlastet, mit vermeintlich positiven Auswirkungen auf Verschleiß- und Emissionsverhalten. Durch die längeren Phasen der Inaktivität, treten der durch die Reibbremse hervorgerufene Fahrwiderstand und Verschleiß in den besonderen Entwicklungsfokus. Auch muss sichergestellt werden, dass die Reibbremse im Fahrbetrieb ausreichend konditioniert wird, also Korrosion und Alterungserscheinungen der Reibpartnern durch regelmäßige Belastungen vermieden werden, welche sonst negative Auswirkungen auf Ansprech-, Reibwert- und Geräuschverhalten haben könnten [Kuh11]. Die Funktionsfähigkeit insbesondere im Hochleistungsbereich sollte davon jedoch nicht beeinträchtigt werden. Die Reibbremse bleibt somit auf lange Sicht ein primäres und hocheffizientes System der aktiven Fahrsicherheit und muss sowohl im Zusammenspiel mit regenerierenden elektrischen Maschinen als auch bei deren Ausfall volleistungsfähig arbeiten können.

2.3.3 Hochintegrierte Reibbremskonzepte für aktive Corner-Module

In aktiven Corner-Modulen ist der Einsatz von konventionellen, leistungsfähigen Reibbremsen durch den Verbau der Radschüssel und die dort herrschenden Konvektionsbedingungen problematisch, in vielen Fällen nicht möglich (Abb. 2-19). Dabei bestimmt der offensichtliche Bauraumkonflikt nicht allein die Integrationsaufgabe, seine Lösung ist aber zunächst unumgänglich für die Realisierung praxistauglicher Konzepte. Daneben stellen sich funktionale Integrationsanforderungen durch die Interaktion mit der rekuperierenden Radnabenmaschine und die kooperative Radschlupfregelung. Dies erfordert insgesamt eine Neubetrachtung der Radbremsauslegung und -konstruktion.

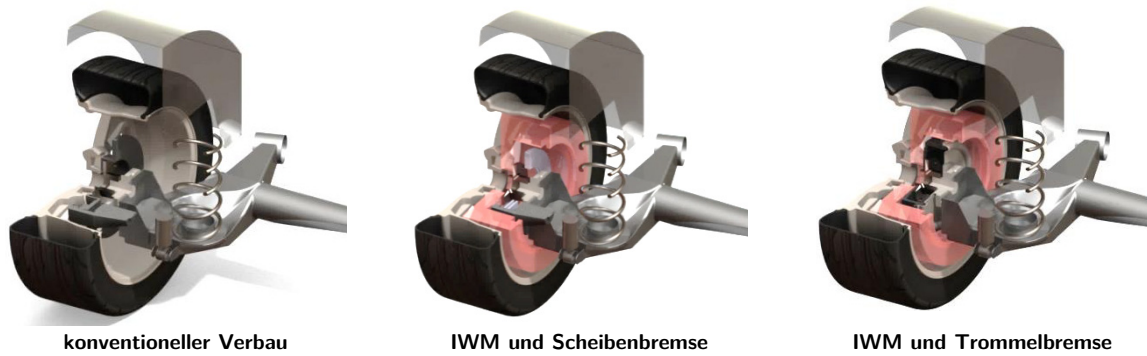


Abb. 2-19: Geänderte Bauraumverhältnisse für Reibbremsen bei Einsatz elektrischer Radnabenmaschinen⁸²

Aus Sicht der Leistungsfähigkeit der Radbremse stellen Vorderachsenanwendungen wegen der deutlich höheren Bremskraftanteile und der zusätzlichen Bauraumrestriktionen durch die Lenkbewegung die größten Herausforderungen dar. Dies gilt insbesondere dann, wenn die Reibbremse die gesetzlich vorgeschriebenen Verzögerungen in allen Betriebsbereichen auch ohne die Unterstützung generatorischer Bremsmomente abbilden soll. In diesem Fall soll im Weiteren von vollleistungsfähigen Reibbremsen gesprochen werden. Kann die Reibbremse nur anteilig und im Zusammenspiel mit den elektrischen Maschinen arbeiten, wird dies als teilleistungsfähig oder rekuperationsunterstützend bezeichnet.

Eine prinzipielle Übersicht zu möglichen Lösungen der Reibbremsgestaltung für elektrische Radnabenmaschinen unter den beschriebenen Randbedingungen gibt bereits [Höf10]. Dabei fallen jedoch meist Bauformen der Trommelbremse wegen der bereits beschriebenen Funktionsnachteile für vollleistungsfähige und dynamisch regelbare Anwendungen heraus. Auch Vollbelag-Mehrscheibenbremsen⁸³, welche zunächst durch kompakten Aufbau und Wärmetausch über einen zirkulierenden Ölkreislauf als günstig erscheinen, sind nicht praxistauglich. Ursache dafür sind neben schlechtem dynamischen Ansprechverhalten und Regelbarkeit⁸⁴ auch die hohen Schleppmomente bei unbetätigter Bremse.

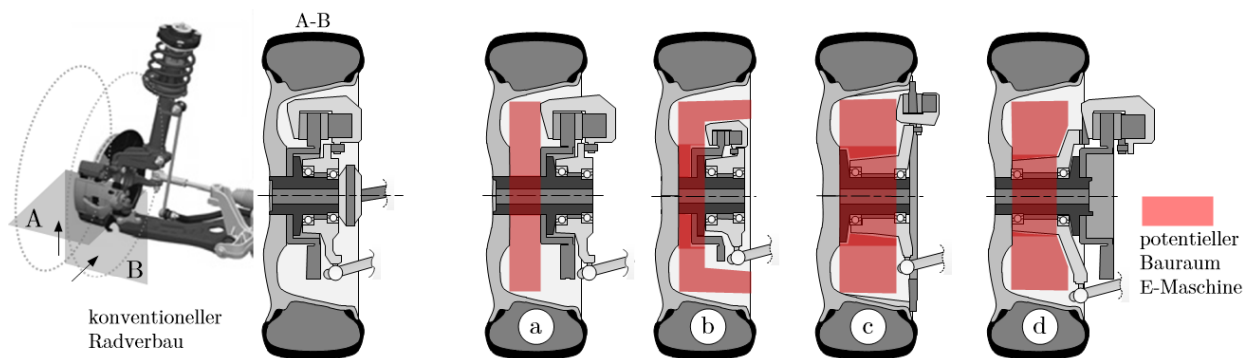


Abb. 2-20: Überblick möglicher Kombinationen von Teilbelagscheibenbremsen und IWM

Im Rahmen der weiteren Betrachtung verbleibt der Fokus somit auf Teilbelagscheibenbremsen und deren verschiedenen Bauformen. Aus der konventionellen Verbauungssituation⁸⁵ (Abb. 2-20, li) lassen sich für Anwendungen mit elektrischen Radnabenmaschinen in aktiven Corner-Modulen folgende Konzepte und Varianten ableiten [HAA15]:

⁸² am Beispiel einer Verbundlenker-Hinterachse [HAA15]

⁸³ vereinzelte Anwendungen für Geländefahrzeuge

⁸⁴ lediglich ein bekannter Einsatz von Mehrscheibenbremse in Verbindung mit Radnabenantrieben [Gra06]

⁸⁵ am Beispiel des Radführenden Federbeins einer Vorderachse

Add-On IWM

Der Verbau elektrischer Radnabenmaschinen direkt an bestehende Fahrwerke wird als Conversion Design bzw. Retrofit bezeichnet (Abb. 2-20, a). Die Gestalt der Reibbremse als auch der Radlagerung, des Radträgers und der Radaufhängung bleiben dabei unverändert. Für die elektrische Maschine bedeutet dies jedoch eine weitgehende Einschränkung von Bauraum und Auslegungsfreiheit zu Ungunsten der Leistungsfähigkeit. Trotz der ursprünglichen Volleistungsfähigkeit der Reibbremse kann diese durch die ungünstigeren Konvektionsverhältnisse aber auch durch die Gefahr der thermischen Überlastung der Radnabenmaschine deutlich eingeschränkt sein. Des Weiteren kommt es bei Änderung der Felgenkonstruktion⁸⁶ zwangsläufig zu negativen Auswirkungen auf die Kinematik der Radaufhängung (vgl. Kap. 2.4). Zwar ist der Integrationsaufwand zur Nachrüstung bestehender Plattformen vergleichsweise gering, Beispiele solcher Varianten jedoch selten⁸⁷.

Down-sized Integrated

Die in ihrer Baugröße und Komponentendimensionierung meist deutlich reduzierten außenumgriffenen Teilbelagscheibenbremsen dienen wegen ihrer deutlichen Leistungsminderung lediglich als Rekuperationsunterstützung oder als Rückfallebene, bzw. als Feststellbremsen an Hinterachsen (Abb. 2-20, b). Ihre Verwendung ist sowohl mit direkt⁸⁸ oder untersetzt antreibenden Radnabenmaschinen⁸⁹ möglich.

Perimeterbremse

Bei innenumgriffenen Teilbelagscheibenbremsen umgreift der Bremssattel den Reibring der Bremsscheibe auf dessen radial innerer Seite (Abb. 2-20, c). Die Anbindung der Bremsscheiben kann sowohl an der Radfelge oder einem gesonderten Bremsscheibenträger erfolgen, bei Direktantrieben auch direkt am Rotor der Radnabenmaschine, erfolgen. Die effektiven Reibhalbmesser der Bremsscheibe und die damit erreichbaren Bremsmomente lassen sich so je nach Konstruktion gegenüber konventionellen Scheibenbremsen deutlich steigern. Innerhalb der Radschüssel entsteht ein großes und weitgehend unverbautes, zylinderförmiges Bauvolumen für die Radnabenmaschine. Konnte sich dieses Konzept bislang nicht, bzw. nur in Nischen für konventionelle Anwendungen durchsetzen, werden Perimeter-Scheibenbremsen vergleichsweise häufig in Verbindung mit Radnabenantrieben und aktiven Corner-Modulen vorgesehen⁹⁰. Neben den in Abb. 2-20 dargestellten Varianten für b) und c) sind ebenfalls Untervarianten als sogenannte Outboard-Anbindungen möglich, bei denen die Reibbremse nicht zwischen Radlagerung und Radnabenmaschine, sondern Radnabenmaschine und Felge angeordnet sind [Bre15].

Inboard-Scheibenbremse

Die Anordnung einer Teilbelagscheibenbremse an der fahzeuginneren Seite des Radträgers, welche in ihrer Gestalt der konventionellen, außenumgriffenen Lösung entspricht, wird als

⁸⁶ Einpresstiefe der Felge als wesentlicher Konstruktionsparameter

⁸⁷ z. B. Radnaben-Direktantrieb und konventionelle Scheibenbremse im Mitsubishi Lancer Evolution MIEV

⁸⁸ z. B. DLR ROMO und Mitsubishi Colt MIEV

⁸⁹ z. B. Eliica Keio University [Mur05] und ZF Portalachse [ZFP11]

⁹⁰ z. B. Corner-Modul Hermetic Drive [JKM14], Michelin Active Wheel [LSW00], Protean Electric [FW12], Radmodul DLR IVK und Universität Stuttgart [HZF15], Brembo In-Wheel Projekt [Bre15]

Inboard-Scheibenbremse bezeichnet (Abb. 2-20, d). Diese Variante kann grundsätzlich ebenfalls vollleistungsfähig ausgeführt werden und ist aus Sicht der Radnabenmaschine günstig. Dabei nimmt die Radbremse jedoch innerhalb der Radaufhängung ein großes Bauvolumen ein, was zu einer deutlichen Verschärfung der Auslegungskonflikte von Radführungselementen führt. Außer virtuellen Prototypen sind bislang keine Umsetzungen bekannt.

Zusammenfassend gibt eine statistische Auswertung der bekannten Prototypen und Konzepte für elektrische Radnabenmaschinen bzw. aktive Corner-Module Aufschluss über den Einsatz von integrierten Reibbremssystemen und deren bevorzugte Bauformen (Abb. 2-21).

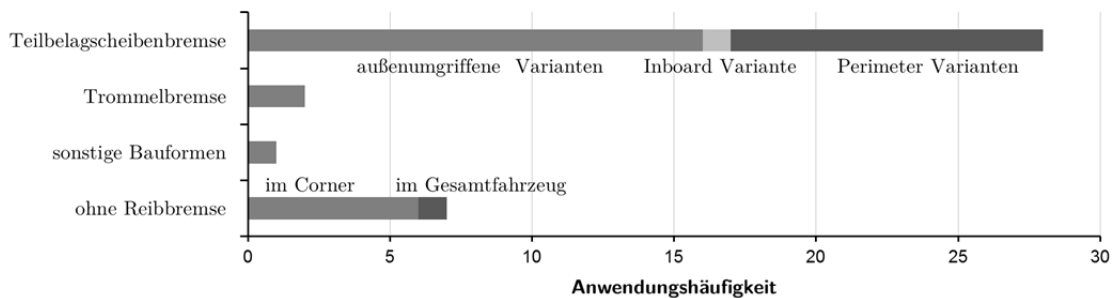


Abb. 2-21: Übersicht der Verwendung von Radbremsen in aktiven Corner-Modulen⁹¹

Ähnlich konventionellen Anwendungen stellen Teilbelagscheibenbremsen die häufigste Ausführung dar, wobei ein vergleichsweise hoher Anteil der Perimeterbremse zu verzeichnen ist. Grundsätzlich gelingt nur bei wenigen Systemarchitekturen der vollständige Wegfall von Reibbremssystemen bei gleichzeitig hohen Anforderungen an die Bremsdynamik. In einigen Fällen wird zwar auf eine Reibbremse an der durch Radnabenmaschinen angetriebenen Hinterachse verzichtet, weiterhin bleibt eine leistungsfähige Scheibenbremse an der nicht angetriebenen Vorderachse bestehen [Bus13], [FK12].

Fazit

Anhand einer Bewertung der für die Systemintegration der Reibbremse primären Kriterien stellt sich die Perimeterbremse insgesamt als günstigste Variante heraus (Tab. 2-1). Wegen ihrer Lage am Rand der Radschüssel ermöglicht diese Bauform maximale Auslegungsfreiheit für die Radnabenmaschine und selbst bei Vollleistungsfähigkeit vergleichsweise gute konvektive Bedingungen für die Bremsenkühlung.

	Add-On IWM	Down-Sized Scheibenbremse	Perimeterbremse	Inboard-Scheibenbremse
Leistungsfähigkeit	++	-	++	++
Bauraum IWM	--	-	++	++
Modularität /Skalierbarkeit	-	+	++	+
Eignung für Retrofit-Design	++	+	+	--
Beeinflussung der Radaufhängung	-	+	+	-
Systemkosten Basiskonfiguration	+	+	-	--
Konvektionsbedingungen	+	--	+	+
Wärmeübergang an IWM	-	--	+	+
Restbremsmoment	+	+	-	+

Tab. 2-1: Bewertung grundlegender Eigenschaften von Reibbremskonzepten für aktive Corner-Module [HAA15]⁹²

⁹¹ Übersicht zugrundeliegende Betrachtungsumfang in Anhang A-2

Hinsichtlich der Radaufhängung steht weiterhin der wichtige Bauraum für die Anbindung von Fahrwerklenkern zur Verfügung, wobei Freigang und Schwenkbereich wenig beeinflusst werden. Insbesondere erscheint die Perimeterbremse als skalierbarer Modulbaukasten geeignet, da ihre Grundkonstruktion eine Anbindung der Bremsscheibe weitgehend unabhängig von der Bauart der Radnabenmaschine, entweder an der Felge oder am Rotor von Außenläufer-maschine, zulässt. Sie ist sowohl als hydraulisch aktuierte Variante umsetzbar und somit innerhalb bestehender hydraulisch-entkoppelter Bremssysteme einsetzbar, als auch mit elektromechanischer Zustellung denkbar.

2.4 Radaufhängung und aktive Fahrwerksysteme

Neben der Radbremse ist die Radaufhängung das Fahrwerksystem, welches bei der Integration von elektrischen Radnabenmaschinen angepasst bzw. neu gestaltet werden muss. Die Radaufhängung übernimmt dabei als Verbindungsglied zwischen Fahrzeugaufbau und Rad grundsätzlich die Führung des Rades und die Abstützung äußerer Kräfte und Momente [RB05]. Innerhalb eines Fahrwerks bestimmen die Radaufhängung und ihre Komponenten wesentliche Zielwerte der Fahrsicherheit, der Fahrdynamik und des Fahrkomforts (Abb. 2-22).

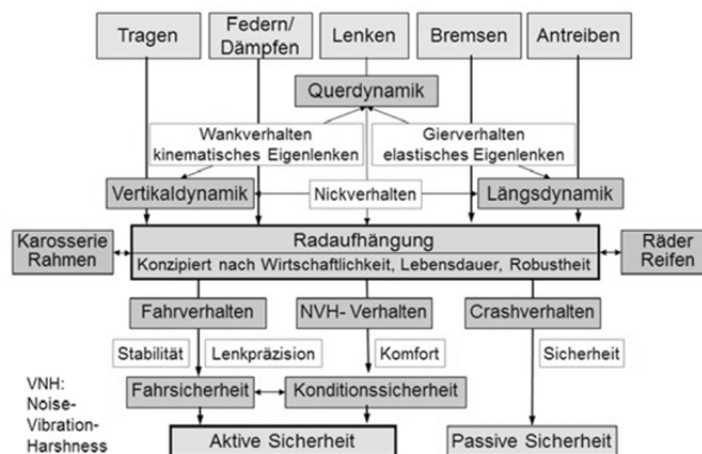


Abb. 2-22: Die Rolle der Radaufhängung innerhalb des Fahrwerks nach [HEG13]

Zwar erzwingen die sich ändernden Bauraum- und Kraftflussverhältnisse zum Teil weitreichende Anpassungen bei der Auslegung der Radaufhängung, die Vielfalt von potentiellen Bauarten schränkt dies jedoch kaum ein (Abb. 2-23). Wegen der Bekanntheit einiger der ersten Konzepte⁹³ hochintegrierter elektrischer Radnabenmaschinen wird in der Fachwelt häufig die lineare Radaufhängung mit aktiven Corner-Modulen assoziiert. Diese kann wegen ihres kompakten Aufbaus bei geeigneter Ausführung des Radnabenantriebs ebenfalls in die Radschüssel integriert werden, die kinematischen Defizite einer reinen Schubführung haben jedoch weitreichende Folgen für das Fahrverhalten.

Die Mehrheit der umgesetzten Anwendungen basieren daher auf Einzelradaufhängungen mit höherem kinematischem Auslegungspotential, wie der Doppelquerlenker⁹⁴-oder Mehrlenker-Radaufhängung [Zet00],[BHS11]. Eine weitere Ursache dafür ist auch darin zu sehen, dass es

⁹² Bewertung von sehr gut (++) bis sehr ungünstig (--)

⁹³ besonders Michelin Active Wheel [LSW00], eCorner-Module Siemens VDO [Gom07], Hermetic Drive [JKM14]

⁹⁴ hoher Anteil durch Berücksichtigung von Anwendungen in der Formula Student

sich häufig um nachgerüstete Serienfahrwerke handelt, bei denen die ursprüngliche Radaufhängung weiterverwendet bzw. radseitig lediglich angepasst wurde.

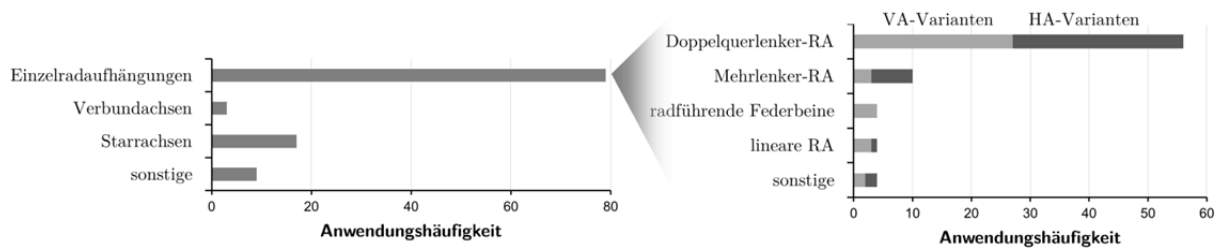


Abb. 2-23: Übersicht der Verwendung von Radaufhängungen für Radnabenantriebe und aktive Corner-Module⁹⁵

Neben den Einzelradaufhängungen existieren weitere Radaufhängungen, welche zwar ebenfalls mit Radnabenantrieben ausgerüstet werden können, auf Grund des verbindenden Achskörpers zwischen den Radseiten keine aktiven Corner-Module im klassischen Sinne darstellen. Dies betrifft sowohl integrierte Radnabenantriebe an Verbundlenkerachsen für Hinterachsenanwendungen in leichteren PKW als auch Starrachsen für Nutzfahrzeuge und Omnibusse.

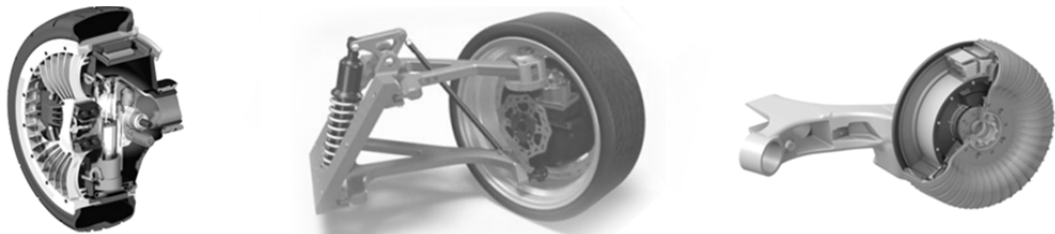


Abb. 2-24: Beispiele für verschiedene Radaufhängungskonzepte für aktive Corner-Module⁹⁶

Aus Sicht der Radaufhängung entstehen durch den Einsatz von Radnabenantrieben zwei zentrale Problemstellungen. Zunächst müssen die radseitigen Anbindungspunkte der Lenker⁹⁷ am Radträger nach Möglichkeit aus der Radschüssel heraus, tendenziell weiter fahzeuginnen platziert werden. Selbst Lösungen des Conversion-Design an vergleichsweise einfachen Hinterachskonzepten stoßen wegen der Vergrößerung der Spurweite schnell an zulässige Grenzen. Besonders wirkt sich die Problematik jedoch an gelenkten Achsen aus. Hier wird die räumliche Lage der Lenkachse eingeschränkt, welche im Verhältnis zum Radaufstandspunkt die Hebelarme für Längs- und Querkrafteinleitung bestimmt (Abb. 2-25).

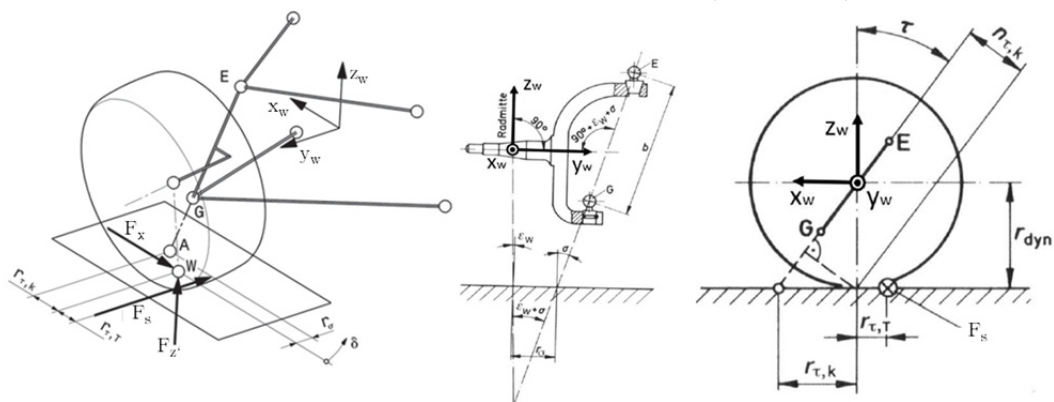


Abb. 2-25: Radstellungsgrößen und kinematische Verhältnisse am Rad nach [Trz08] und [RB05]

⁹⁵ Übersicht zugrundeliegende Betrachtungsumfänge in Anh. 2-1

⁹⁶ v. li. n. re.: lineare RA [JKM14], Doppelquerlenker-RA [BHS11], Verbundlenkerachse [Bus13] mit IWM

⁹⁷ engl. Hardpoints

Wegen des limitierten Spreizungswinkel σ der Lenkachse (E-G)⁹⁸ trifft dies insbesondere auf den unteren radseitigen Anlenkpunkt (G) und somit die mögliche Größe des Lenkrollhalbmessers bzw. Störkrafthebelarms zu. Bei angreifenden Längskräften während des Antreibens oder Bremsens können bei ungünstiger Auslegung durch Hochachsmomente am Rad starke Rückwirkungen auf das Lenk- bzw. Eigenlenkverhalten entstehen. Bereits bei konventionellen Fahrwerken gelingt die Umsetzung eines günstigen, leicht negativen Lenkrollhalbmessers r_σ zum Teil nur mit virtuellen Gelenkpunkten über aufgelöste Lenkerlagen und angepasste Konstruktionen der Radbremse. Insbesondere für Radnaben-Direktantriebe werden so bereits bestehende Auslegungskonflikte deutlich verschärft.

Eine weitere Folge des verstärkten Verbaus der Radschüssel durch elektrische Radnabenantriebe ist die sich zwangsläufig erhöhende reifengefederte Radmasse. Insbesondere dieses Kriterium wird immer wieder gegen Radnabenantriebe angeführt [HEG13],[Pau10]. Basierend auf dem eindimensionalen Feder-Masse-Dämpfer-Ersatzmodell des Viertelfahrzeugs nehmen mit steigender Radmasse sowohl die bewertete Schwingstärke als auch die Radlastschwankung zu (Abb. 2-26) [MW04]. Dies lässt sich theoretisch als leichte Erhöhung des durch die Insassen empfundenen Komforts interpretieren, wohingegen sich die Fahrsicherheit durch das verzögerte Folgeverhalten des Rades gegenüber Fahrbahnebenheiten tendenziell verringert. Weiterhin können hohe reifengefederte Radmassen Rückwirkungen auf die Lenkkräfte haben und dadurch das Lenkansprechverhalten verschlechtern.

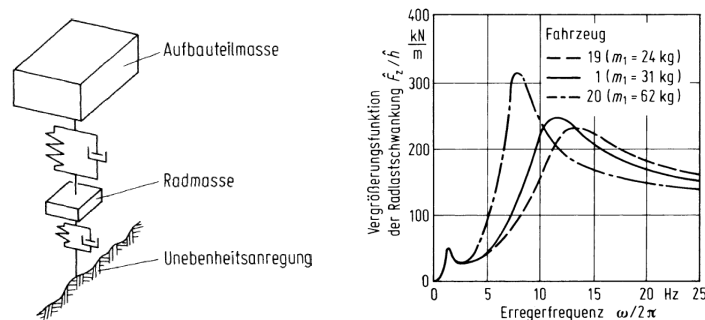


Abb. 2-26: Viertelfahrzeug-Ersatzmodell und Vergrößerungsfunktion der Radlastschwankung nach [MW14]

Mit den tatsächlichen Auswirkungen dieser Effekte im realen Fahrbetrieb befassten sich bereits eine Vielzahl wissenschaftlicher Arbeiten auf Basis umfangreicher Simulationen oder Fahrversuche (Abb. 2-27) [AH10],[AS10]. Dabei werden übereinstimmend lediglich geringe Auswirkungen auf Fahrdynamik und –komfort festgestellt [SK06]. Diese Grundaussage bestätigen insbesondere Fahrversuche mit an den Rädern eines konventionellen Fahrzeugs montierten Zusatzgewichten von je 30 kg [Wil11],[SAS10]. Dabei konnten selbst geschulte Versuchsfahrer lediglich geringfügige Komforteinbußen, zum Teil sogar ein verbessertes Komforterhalten [Vog11] feststellen. Wesentliche fahrsicherheitskritische Eigenschaften blieben davon weitgehend unbeeinflusst. Somit können die Auswirkungen erhöhter reifengefederter Radmassen in gewissen Grenzen durch die Anpassung der Aufbaudämpfer, durch Reifen und Elastomer-Fahrwerkklager [GB12] gerade bei Fahrzeugen mit reduzierten Höchstgeschwindigkeiten kompensiert werden. Allein aus Sicht der Bauteilbeanspruchung und der Fahrwiderstände empfehlen sich jedoch auch weiterhin niedrige reifengefederte Radmassen.

⁹⁸ wegen starker Auswirkung auf Verlauf des Sturzwinkels bei Radeinschlag

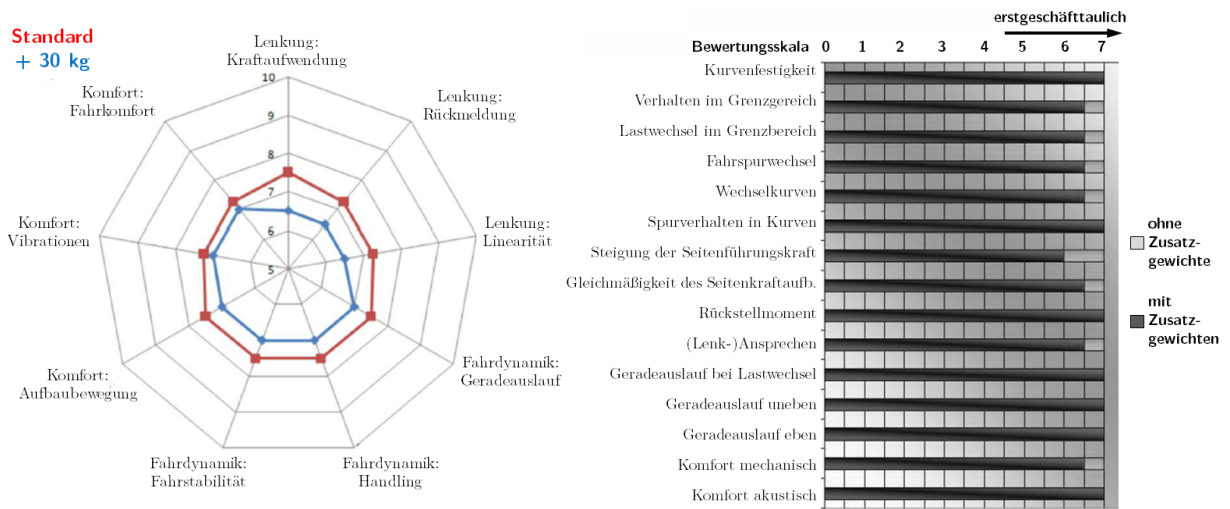


Abb. 2-27: Einfluss erhöhter Radmassen auf Fahrdynamik und Komfort nach [AH10] (li.) und [AS10] (re.)

Darüber hinaus kann das vertikaldynamische Verhalten mittels verschiedener Systeme aktiv beeinflusst werden. In Abhängigkeit von Stellbereich, -dynamik und Energieverbrauch lassen sich diese System in adaptive, semi-aktive, langsam aktive und aktive Systeme unterteilt werden [Hah03]. Adaptive und semi-aktives System variieren mit geringer Stelldynamik die Feder- und Dämpfercharakteristiken und können diese in Stufen oder stufenlos mit verschiedenen Dynamiken an die Fahrsituation anpassen. Aktive Fahrwerksysteme hingegen können über zusätzliche Stellglieder die Kräfte zwischen Aufbau und Rad unabhängig von der Radeinfederung einstellen [HEG13]. Dies erfordert jedoch eine zusätzliche externe Energiezufuhr. Langsam aktive Systeme befinden sich bereits Serieneinsatz konventioneller Fahrzeuge⁹⁹. Auch für aktive Corner-Module sind bereits Varianten entwickelt worden [Zet02],[KBG10]. Eine Erweiterung der möglichen Parameter zur vertikaldynamischen Abstimmung kann zudem die hochdynamische Regelung der Reifeninnendrucke und damit der Steifigkeits- und Dämpfungseigenschaften der Reifenstruktur selbst geben [AIH13].

Zur Kompensation kinematischer Defizite einer Radaufhängung, aber auch zur aktiven Stellung von Radfreiheitsgraden wie Spur- und Sturzwinkel, können zudem zusätzliche mechatronische Aktuatoren eingesetzt werden. Dadurch lässt sich z. B. unmittelbar auf das Schräglaufverhalten und die Kraftübertragung am Reifen einwirken. Beispiele hierfür können längenvariable Fahrwerklenker sein, welche nur kleine Winkeländerungen am Rad stellen können [Fei10],[WCK08]. Trotzdem können so bereits wesentliche Verbesserungen des Lenkverhaltens erreicht werden. Darüber hinaus besteht mit verschiedenen Varianten vollständig entkoppelter Lenksysteme¹⁰⁰ die Möglichkeit, den gesamten Lenkwinkelbereich aktiv zu stellen [HEG13].

2.5 Potentiale, Einsatzszenarien und Grenzen

Einige der Potentiale von Radnabenantrieben und hochintegrierten Fahrwerksystemen sind in den vorangegangenen Unterkapiteln bereits durch die Betrachtung der einzelnen Teilsysteme angeklungen. Die vollständigen Mehrwerte aktiver Corner-Module erschließen sich jedoch erst

⁹⁹ z. B. Active Body Control (ABC)

¹⁰⁰ engl. Steere-by-Wire

aus Sicht der Gesamtsystemebene. Zwar bieten vollaktive Corner-Module mit umfänglicher Integration aktiver Fahrwerksysteme innerhalb des Rades Stellfreiheitsgrade, wie sie mit konventionellen Systemen nicht umsetzbar wären. Dies muss jedoch nicht bedeuten, dass alle aktiven Corner-Module zwangsweise Funktionen wie das Quereinparken oder das Wenden auf der Stelle realisieren müssen. Das Spektrum eines potentiellen Funktionsgewinns ist deutlich breiter gefächert. Umfangreiche Mehrwertfunktionen bei gleichzeitig einfacherer Fahrzeugintegration entstehen bereits in Basiskonfigurationen aktiver Corner-Module. Im Folgenden soll daher ein Überblick zu den Vorteilen und Potentialen gegeben, aber auch Innovationshinderer und Einsatzgrenzen diskutiert werden.

2.5.1 Historische Entwicklung und Stand der Technik

Das Konzept des elektrischen Radnabenantriebs ist nicht erst im Zuge der aktuellen Entwicklungsbestrebungen um die Elektrifizierung von Fahrzeugantrieben entstanden. Erste Varianten gehen zurück auf Ferdinand Porsche, einen der bedeutendsten Fahrzeugbauer des letzten Jahrhunderts. Als sogenanntes „System Lohner-Porsche“ wurde dieses bereits im Jahr 1900 zur Weltausstellung in Paris präsentiert und in den folgenden Jahren weiterentwickelt (Abb. 2-28, li.). Dabei galten noch nicht Ressourcenschonung oder lokale Emissionsfreiheit als Vorteile dieser Bauart, vielmehr war es der mögliche Verzicht auf die damals anfälligen Getriebe und die weitgehende Geräuschlosigkeit des Antriebs [Int02], [Int03]. Zwar kam es zu ersten Anwendungen von direktantriebenden Radnabenmaschinen in Oberleitungsbussen¹⁰¹ für den städtische Verkehr (Abb. 2-28, mi.), mit der zunehmenden Entwicklung von zuverlässigeren und leistungstärkeren Verbrennungsmotoren für Zentralantriebe wurde das Konzept wegen der höheren Kosten jedoch schnell verdrängt. Auch die zeitgleiche Entwicklung elektrischer Radnabenantriebe mit Untersetzungsgetriebe durch die US-Amerikaner Ledwinka und Newman kam über den zeitweisen Einsatz in motorisierten Kutschen und Doppelstockbussen nicht hinaus [NL99], [Int04]. Seitdem dominierten über viele Jahrzehnte die Verbrennungsmotoren die Mobilitätsentwicklung. Selbst die in den 1970er Jahren im Rahmen der Apollo-Missionen von Boeing entwickelten Mondfahrzeuge mit elektrischen Radnabenantrieben [Int05] stellen bestenfalls Exoten dar (Abb. 2-28, re.).

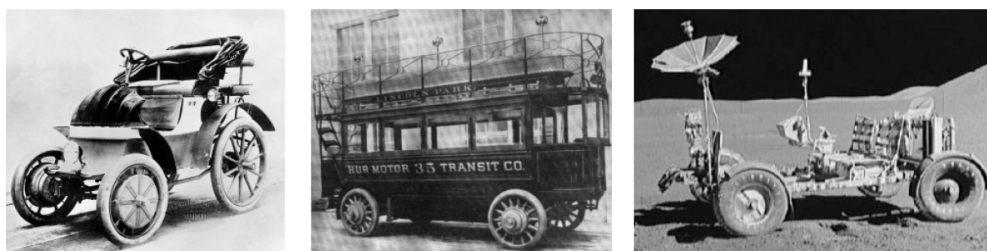


Abb. 2-28: Historisch Anwendungen elektrischer Radnabenantriebe¹⁰²

Erst in den 1990er Jahren, besonders ab der Jahrtausendwende, erlebte der elektrische Radnabenantrieb insbesondere durch Forschungs- und Entwicklungsprojekte eine Renaissance. Wichtige Voraussetzungen für die automobilen Anwendung waren die Weiterentwicklung der Leistungselektronik [MP06] und die Steigerung der Leistungsdichte von Drehstrommotoren

¹⁰¹ im Mercedes-Stoll bzw. Lloyd-Köhler [Int01]

¹⁰² v. re. n. li.: System Lohner-Porsche [Int06], Bus Typ Imperial [Int04], Mondfahrzeug Apollo-Mission [Int05]

durch neue Magnetwerkstoffe [Sch14]. Auch das Konzept des aktiven Corner-Moduls tritt mit den vielbeachteten Prototypen des e-Corner von Siemens VDO und dem Michelin Active Wheel erstmals auf. Es folgten eine Vielzahl von Entwicklungskonzepten, technische Machbarkeitsstudien und erste Konzeptfahrzeuge. Diese konnten bisher jedoch nicht über die Prototypenphase hinaus entwickelt werden und der Serieneinsatz beschränkt sich auf Radnabenantriebe an Portalachsen für Nahverkehrsbusse [VDL11], [ZFP11]. Trotzdem bleiben elektrischer Radnabenantrieb und aktives Corner-Modul Gegenstand aktueller Forschungsprojekte und lassen für die nahe Zukunft weitere Konzeptfahrzeuge, eventuell auch Kleinserien erwarten. Dabei reicht das potentielle Anwendungsgebiet über PKW hinaus auf Nutzfahrzeuge oder auch elektrische Formelfahrzeuge¹⁰³.

2.5.2 Antriebsstrangarchitekturen, Fahrzeugkonzepte und Funktionen

Die Integrations- und Anwendungsmöglichkeiten von Radnabenantrieben und aktiven Corner-Modulen sind vielfältig und lassen sich im Ganzen noch nicht vollständig abschätzen. In ersten Entwicklungsschritten sind es wahrscheinlich weitere Einsatzszenarien, welche bestehende Fahrzeugplattform nutzen und hybride bzw. vollelektrische Antriebsstränge adaptieren (Abb. 2-29). Diese können beispielsweise parallelhybride Antriebe¹⁰⁴ für Serienfahrzeuge sein, welche Radnabenantrieben an der bislang nicht angetriebenen Achse nutzen¹⁰⁵ oder die konventionell angetriebenen Achsen zusätzlich durch Radnabenantriebe ergänzen [GR13],[Fra11]. Auch seriellhybride Varianten¹⁰⁶ mit Radnabenantrieben sind realisierbar, wenn konventionelle Getriebe und Radantriebe durch einen Generator ersetzt werden.

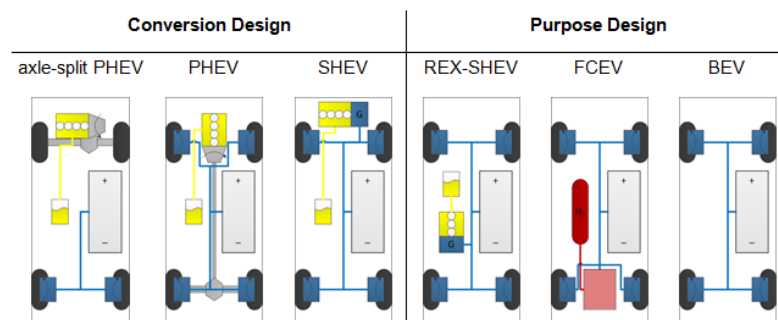


Abb. 2-29: Elektrische Antriebsstrangarchitekturen für Fahrzeuge mit Radnabenantrieben nach [EiB14]

Perspektivisch sind es jedoch vollständige Fahrzeugneuentwicklungen¹⁰⁷[WF11], welche die Bauraumvorteile und Funktionsumfänge tatsächlich auch als Nutzmehrwerte erschließen können. Als Energiespeicher vollelektrischer Fahrzeuge kommen dann sowohl Batterien als auch Brennstoffzellen¹⁰⁸ in Betracht. Eine weitere Option ist zudem die seriell-hybride Ausführung als Range-Extender mit kleinerem Verbrennungsaggregat zum Laden der Batterie im Betrieb. Hinsichtlich der Antriebsverteilung sind mit Radnabenantrieben hauptsächlich Allradkonzepte interessant, um sowohl hohe Kraftschlussausnutzung an den Reifen, als auch maximale Rekuperationsleistung zur Energierückgewinnung zu erreichen.

¹⁰³ Beschleunigungsweltrekorde durch Formula Student Teams aus Zürich [Int07] und Stuttgart [Int08]

¹⁰⁴ engl. Parallel Hybrid Electric Vehicle (PHEV)

¹⁰⁵ engl. Axle-Split PHEV

¹⁰⁶ engl. Serial Hybrid Electric Vehicle (SHEV)

¹⁰⁷ engl. Purpose Design

¹⁰⁸ engl. Battery Electric Vehicle (BEV), Fuel Cell Electric Vehicle (FCEV)



Abb. 2-30: Skateboard-Design für Fahrzeugaufbauten mit elektrischen Antriebssträngen¹⁰⁹

Das Purpose Design ist jedoch nicht nur aus Sicht des Antriebsstrangs zu bevorzugen, sondern erlaubt erst die konsequente Nutzung des Bauraumvorteils. Durch den Entfall von Zentralaggregat und mechanischen Antriebsstrang im Fahrzeugaufbau kann die Fahrgastzelle vollkommen neu gestaltet werden. Auch für die Einbettung der Energiespeichersysteme ergeben sich neue Freiheiten, welche auch den Verbau induktiver Ladeeinrichtungen oder Batteriewechselsystemen erleichtert. Das Konzept des kompakten Skateboard-Designs, welches bereits für Fahrzeuge mit elektrischem Zentralantrieb vorgestellt wurde (Abb. 2-30), eignet sich im Besonderen für den Einsatz von Radnabenantrieben. Daneben kann durch den Wegfall des Zentralaggregats auch der Insassenschutz bei Frontalaufprall verbessert werden [Pau10].



Abb. 2-31: Fahrzeugkonzepte für den Einsatz von elektrischen Radnabenantrieben und aktiven Corner-Modulen¹¹⁰

Neben dem Package sind es im Besonderen die weitreichenden funktionalen Vorteile, welche bereits ab der Basiskonfiguration möglich sind und sich mit zunehmenden Systemumfängen noch steigern lassen. Insbesondere die Möglichkeit radindividuell antreibende oder bremsende Momente generieren zu können, führt zur bisher nicht erreichbaren Steigerung von Agilität und Fahrsicherheit. Neben verbesserter Kraftschlussausnutzung an den Reifen kann das Torque-Vectoring die Antriebsmomentverteilung für die Beeinflussung der Querdynamik nutzen und somit Fahrstabilität aber auch Wendigkeit deutlich verbessern. Über die Erweiterung der Systemkonfiguration um aktive Fahrwerksysteme, wie Steer-by-Wire Aktuatoren und entsprechende Radaufhängungskonstruktionen, können Fahrmanöver wie das Wenden auf der Stelle und Diagonal- bzw. Querfahren für Parkiermanöver auf stark begrenzten Verkehrsflächen genutzt werden (Abb. 2-32).

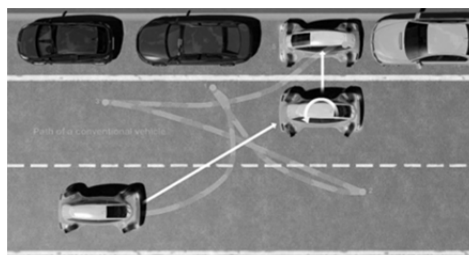


Abb. 2-32: Vereinfachtes Einparken durch erhöhte Wendigkeit mittels Weitbereichschwenken der Räder [BHS11]

¹⁰⁹ BMW i3 Drive-Modul [Int09] (li.) und Tesla Model S (re.)

¹¹⁰ v. li. n. re.: Hiriko Fold [Int13], Edag Light Car Sharing [Int10], Rinspeed microMAX [Int11]

Fazit:

Ob sich Radnabenantriebe und aktive Corner-Module letztlich in Serienanwendungen etablieren können, wird neben den technischen Herausforderungen im Wesentlichen von den Systemkosten abhängen [SN12]. Für alle elektrisch angetriebenen Fahrzeuge gilt bislang die Batterie als Hauptkostentreiber [HKP13]. Radnabenantrieb und Fahrwerksysteme sollten daher keine zusätzlichen Mehrkosten verursachen [SSN12], bzw. müssen diese in überschaubaren Grenzen halten. Selbst bei Fertigung hoher Stückzahlen von Radnabenmaschinen ist dies bei der notwendigen Leistungsdichte und den eingesetzten Rohstoffen sehr anspruchsvoll¹¹¹. Hinzu kommen die mehrfache Ausführung der Leistungselektronik und das stärker verzweigte Bordnetz. Gerade deshalb sollten weitere Kostentreiber wie elektromechanische Bremssysteme oder aktive Fahrwerksysteme in der Systemkonfiguration erst dann berücksichtigt werden, wenn sich durch deren Einsatz klar darstellbare Nutzemehrwerte ergeben.

¹¹¹ insbesondere Seltenerd-Permanentmagnetwerkstoffe und Kupferwicklungen

3 Zielsetzung und Methodik

Bereits die Ausführungen zum technischen Entwicklungsstand aktiver Corner-Module zeigen ein breites Spektrum an relevanten Anwendungsbereichen und vielzählige Lösungsansätze zur konkreten Umsetzung. Auch aus wissenschaftlicher Sicht bieten elektrische Radnabenantriebe und aktive Corner-Module vielfältige Themenfelder in verschiedenen fachlichen Domänen.

3.1 Wissenschaftliche Problemstellungen und Forschungsaktivitäten

Mit Bezug auf aktive Corner-Module lässt sich die Vielzahl an Veröffentlichungen, insbesondere des letzten Jahrzehnts, im Wesentlichen in drei Themenfelder unterteilen:

- *Entwicklung und Adaption hochintegrierter elektrischer Traktionsantriebe*
- *Koordinierungs- und Regelungsstrategien radselektiver Antriebe und aktiver Fahrwerksysteme*
- *Entwurf konkreter Gesamtkonzepte aktiver Corner-Module bis hin zu darauf beruhenden Gesamtfahrzeugkonzepten*

Innovationstreiber und funktionales Kernstück aktiver Corner-Module ist der elektrische Radnabenantrieb. Die Entwicklung entsprechender elektrischer Maschinen stützt sich häufig auf die Adaption bewährter Maschinenausführungen. Daneben sind es zunehmend speziell für den Anwendungsfall entwickelte und für die damit einhergehenden Anforderungen an Leistungsdichte bzw. Gewicht, Lagerung und Abdichtung hin optimierte Varianten, welche in Veröffentlichungen dargestellt werden, so bei FREITAG [Fre13],[FGB12],[Ger12], KASPER et al. [KHB12] oder VOGLER [Vog11]. Den besonderem Schwerpunkt auf Fertigungsverfahren solcher elektrischer Maschine setzen BUSSE [BUS13], PILLE und HORCH [PH11] oder auch TREICHEL und KIESEL [TK10].

Die verschiedenen Optionen der Beeinflussung des Fahrverhaltens durch interagierende, aktive Subsysteme bilden den zweiten großen Themenkomplex. Die grundlegende Betrachtung der Fahrdynamikregelung aktiver Corner-Module in umfangreiche Simulationsansätzen steht beispielsweise bei JONASSON [Jon09] oder auch bei ROJAS [ROJ12] im Vordergrund. Bei Letztgenanntem zeichnen sich bereits weitreichende Möglichkeiten verknüpfter Modellansätze, z. B. zwischen Fahrdynamik- und Kinematiksimulation ab. Neben der Gesamtsystemregelung sind ebenfalls intensiv beleuchtete Aspekte besondere Regelungsverfahren, welche bei Ausfällen das unbeherrschbare Blockieren der elektrischen Maschine verhindern sollen. So im Rahmen weiteren regelungstechnischer Aspekte auch bei NIEDERKOFLEDER [Nie12] oder FUHR [Fuh09] beschrieben. Erstgenannter leitet bereits aus der möglichen Vielfalt von Kombinationsmöglichkeiten aktiver Teilsysteme und verschiedener Fahrzeugkonfigurationen konkrete Bewertungen ab.

Nicht alle Arbeiten zum Thema Koordinierungs- und Regelungsstrategien zielen dabei zwangsläufig auf die Nutzung von radintegrierten Antrieben ab, sind aber für diesen Fall häufig übertragbar. So beschreiben SHYROKAU et al. [SWL13],[SWS13],[SWH13] die

Koordination und optimierte Regelung radselektiver elektrischer Antriebe in Interaktion mit verschiedenen aktiven Fahrwerksystemen, welche so auch für Radnabenantriebe genutzt werden können.

Daneben beschäftigen sich andere Autoren ganz gezielt mit konkreten Systemkonfigurationen einschließlich elektrischer Radnabenmaschinen. Hierbei werden ausgehend von bestimmten Antriebsausführungen vollständige Integrationsansätze mit spezifischen Fahrwerkklösungen vorgestellt. Meist orientieren sich solche Ansätze an einem konkreten Einsatzszenario bzw. charakteristischen Subsystemkonfigurationen und -anordnungen, zu denen häufig auch funktionsfähige Demonstratoren bis hin zu Gesamtfahrzeugprototypen vorgestellt werden. Auf diesem Gebiet stellen ZETTERSTRÖM [Zet02], FRASER et al. [Fra11],[Kos12], BREMBECK ET AL. [BHS11] oder auch MITCHELL und SCHMITT [MS07] verschiedene Gesamtkonzepte vor. Dass dabei die Grenzen zwischen radintegriertem und radnahen Antrieb verfließen können, zeigen beispielsweise Konzepte wie das leichtbauoptimierte Modul von HÖFER, ZEITVOGEL et al. [HZF15]. Auch hier wird die Fahrdynamikregelung bereits als integraler Bestandteil beschrieben, die Aussagen beziehen sich jedoch nur auf die betrachtete Konfiguration.

3.2 Präzisierung der Aufgabenstellung und Abgrenzung

Aktive Corner-Module stellen ein klassisches Beispiel anspruchsvoller räumlicher Integration dar. Auf der einen Seite entstehen kompakte Gesamtverbauten und positive funktionale Synergieeffekte zwischen Antriebsstrang und Fahrwerk. Andererseits gefährden räumliche Einschränkung, die exponierte Lage und mechanische bzw. thermische Wechselwirkungen die funktionale Leistungsfähigkeit der Einzelsysteme. Dabei dominiert häufig eine Wissensdomäne den Gesamtentwicklungsprozess. Dies ist meist die Vorauswahl und Ausgestaltung des elektrischen Radnabenantriebs, welchem sich Teilsysteme des Fahrwerks, wie Radbremse und Radaufhängung, zwangsläufig unterordnen müssen.

Tatsächlich kann das Potential radintegrierter elektrischer Antriebe jedoch durch ganzheitliche Betrachtungsansätze der Fahrwerkgestaltung und -regelung aus funktionaler und energetischer Sicht optimiert werden. Die Einbeziehung der Auslegung von Fahrwerksystemen bereits in den ersten Entwicklungsphasen im Sinne eines gleichberechtigten domänenspezifischen Entwurfs verringert das Problem der Entstehung grundlegender Auslegungskonflikte und bietet bereits früh konkrete Auslegungshinweise an.

Ziel der Arbeit ist daher die Darstellung der methodischen Ableitung von Konfigurationen, Gestaltung und Abstimmung verschiedener passiver und aktiver Fahrwerksysteme für aktive Corner-Module. Einen Versuch, die dabei auftretende Variantenvielfalt möglicher Kombinationen allein aus Radnabenantrieb und Reibbremse darzustellen, unternimmt bereits HÖFNER [Höf10]. Hier werden die Teilsysteme jedoch weitgehend nur im Abstraktionsgrad technischer Prinzipie abgebildet. Belastbare Aussagen zur tatsächlichen Machbarkeit und den funktionalen Eigenschaften späterer Umsetzungen erscheinen auf dieser Basis jedoch noch nicht möglich. Für belastbare Aussage ist es daher vielmehr notwendig, alle Teilsysteme hinsichtlich ihrer geometrischen Ausgestaltung, der funktionalen Parameter und der Schnittstellen untereinander ausreichend detailliert darzustellen. Ein solcher Detaillierungsgrad

bedeutet tatsächlich meist bereits fortgeschrittene Konstruktionsstadien, in denen nur Unschärfe hinsichtlich nicht unmittelbar funktionsrelevanter Details besteht. Dies gelingt jedoch nur, wenn einzelne Baugruppen weitgehend modular gehandhabt werden können und Schnittstellen klar definiert sind.

Neben Aussagen zur grundsätzlichen Umsetzbarkeit von Subsystemkonfigurationen und der geometrischen Ausgestaltung eines aktiven Corner-Moduls ist es notwendig, das Gesamtsystem hinsichtlich zentraler Funktionskriterien bewerten zu können. Die Erfüllung typischer Auslegungskriterien und die relative Einordnung zu anderen Konzepten müssen so früh wie möglich überprüft werden können. Daher soll in der Arbeit ein Ansatz vorgestellt werden, welcher auf Basis eines mehrstufigen Bewertungssystems beruht. Möglich wird dies durch eine Verknüpfung verschiedener Simulationstechniken und -umgebungen, welche über eine globale Instanz koordiniert werden. Ziel dabei ist es, die Anzahl aktiver Fahrwerksysteme so gering wie möglich zu halten, um Überaktuierung zu vermeiden, bzw. Energieverbrauch und Systemkosten zu minimieren.

Besonderen Schwerpunkt der Arbeit bildet die systematische Ableitung, Ausführung und Erprobung eines Reibbremskonzepts, welches zukünftig verstärkt modulare Konfigurationen für aktive Corner-Module ermöglichen soll. Dabei soll nicht nur die Ausführung einer Einzelfalllösung gelingen, sondern die Schaffung eines breitgefächerten Baukastens, welcher weitgehend unabhängig von Art der Antriebsausführung und Bauform der elektrischen Maschine eingesetzt werden kann. Neben Bauraum- und Schnittstellenkonzepten erfordert dies auch die intensive Erprobung und den praktischen Funktionsnachweis.

Eine Übersicht zur thematischen Verortung der Arbeit im Gesamtthemenkomplex Auslegung aktiver Corner-Module und die gewählte inhaltliche Schwerpunktsetzung veranschaulicht Abb. 3-1. Neben dem thematischen Fokus schließt das mehrere Themengebiete ein, welche ebenfalls für eine globale Betrachtung eingeschlossen werden müssen bzw. das unmittelbare Entwicklungsumfeld bilden. Bewusst vereinfachte Annahmen gelten im Rahmen der Arbeit für darüber hinaus tangierende Themengebiete, wie die Auslegung und Optimierung der elektrischen Antriebe oder die Gestaltgebung des Fahrzeugaufbaus.

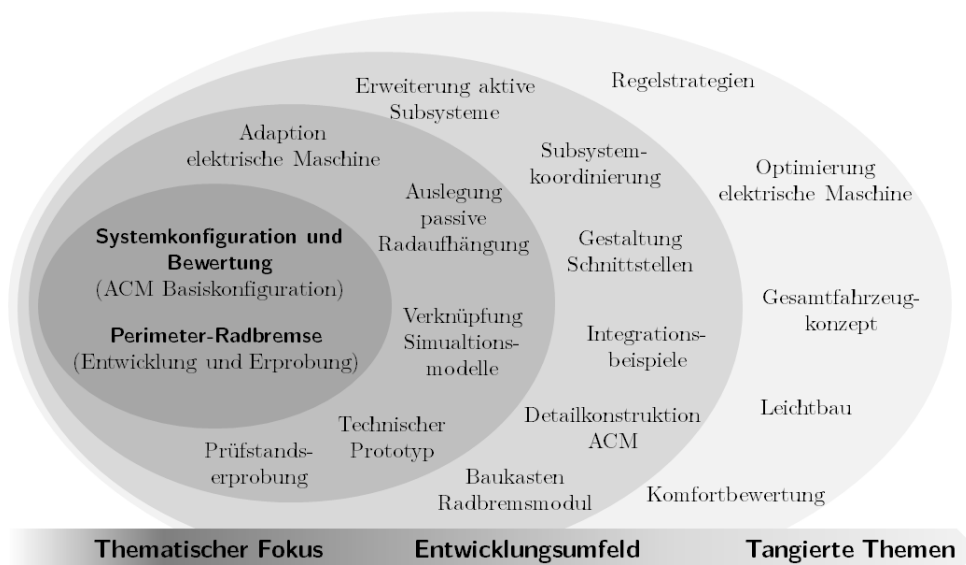


Abb. 3-1: Thematische Verortung und Schwerpunktsetzung der Arbeit

3.3 Vorgehensweise und Einordnung in den Gesamtentwicklungsablauf

Die in der Aufgabenpräzisierung definierten Ziele der Arbeit umfassen trotz der grundlegenden Fokussierung auf Aspekte der Fahrwerksauslegung aktiver Corner-Module ein weites inhaltliches Spektrum und damit verbunden eine Vielzahl verschiedenartiger Teilaufgaben. Dies erfordert eine systematische Vorgehensweise, welche die einzelnen domänenspezifischen Entwurfsmethoden zu einem möglichst globalen Entwicklungs- und Bewertungsansatz für aktive Corner-Module zusammenfasst.

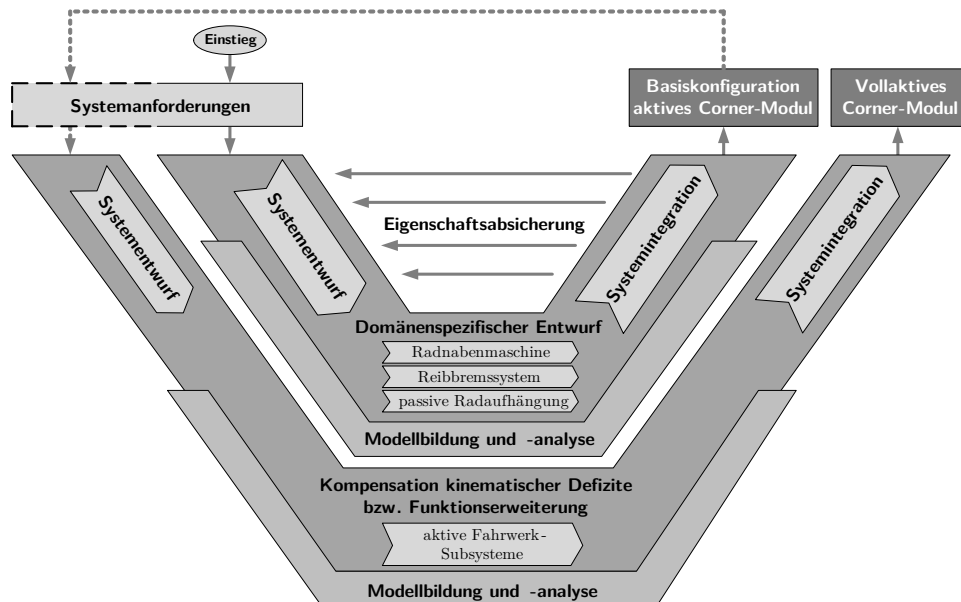


Abb. 3-2: Entwurfs- und Bewertungsansatz für aktive Corner-Module im V-Modell nach VDI 2206 [HAS16]

Als Basis für einen solchen Ansatz und auch für die Struktur der Arbeit dient grundsätzlich ein in mehreren Makrozyklen durchlaufenes spezifiziertes V-Modell nach VDI 2206¹¹² (Abb. 3-2). Den ersten Iterationszyklus der Systemauslegung aktiver Corner-Module bildet die Basiskonfiguration - d. h. die Kombination aus Radnabenantrieb, Reibbremse und Radaufhängung - nach der in Kap. 2.1 vorgestellten Definition. Können mit einer dadurch erlangten Lösung trotz grundlegender technischer Machbarkeit funktionale Defizite nicht ausreichend kompensiert oder gewünschte Mehrwertfunktionen nicht abgebildet werden, erfolgt ein weiterer, gegebenenfalls in mehreren Iterationen zu durchlaufender Makrozyklus. Dieser sieht die Ergänzung um aktive Fahrwerkssysteme vor und bezieht deren konkrete Potentiale in die Gesamtsystembewertung ein.

In der Arbeit widmet sich Kap. 4 der Ableitung einer solchen Entwurfs- und Bewertungsstrategie, als auch der Darstellung deren Umsetzung in verschiedenen, miteinander verknüpften Simulationsumgebungen (Abb. 3-3). Dabei bildet Kap. 4.1 mit einem systematischen Skalierungsansatz von elektrischen Radnabenantrieb und Reibbremse die Grundlage für die Anpassung und kinematische Bewertung von Radaufhängung in Kap. 4.2. Darauf aufbauend soll Kap. 4.3 einen Ansatz zur Systembewertung aus Sicht des Gesamtfahrzeugs vorstellen, welcher neben funktionalen Aspekten auch bereits Aussagen zur Energieeffizienz zulässt. Insgesamt sollen auf diesem Wege zukünftig bereits in frühen Phasen

¹¹² Richtlinie VDI 2206: Entwicklungsmethodik für mechatronische Systeme

der Entwicklung aktiver Corner-Module belastbare Aussagen zur Machbarkeit von verschiedenartigen Konzepten, Systemkonfigurationen und Grundabstimmungen möglich werden.

Auf dem Gebiet des domänenspezifischen Teilsystementwurfs fokussiert die Arbeit auf zukünftige Lösungen für hochintegrierte Reibbremsen für aktive Corner-Module. Den Kern bildet dabei die systematische Entwicklung einer neuartigen Perimeterbremse in Kap. 5, welche sowohl den besonderen Bauraumbedingungen als auch den funktionalen Ansprüchen in besonderem Maß gerecht werden soll. Dies beginnt mit der Analyse spezifischer Eigenschaften von Perimeter-Bremssystemen und deren technischen Entwicklungsstands in Kap. 5.1 und 5.2. Die Grundüberlegungen, welche zu einem Reibbremskonzept für Corner-Module führen, und die schrittweise Ableitung aller Funktionselementen finden sich in Kap. 5.3. Umfangreiche simulative Untersuchungen zur Strukturmechanik und späteren Funktionseigenschaften schließen sich in Kap. 5.4 an. Ziel dabei soll nicht nur die Integration in den stark limitierten Bauraum sein, sondern auch die Optimierung von Funktionseigenschaften, auch im Vergleich zu konventionellen Scheibenbremsen. Angesichts der veränderten Anforderungen an Reibbremsen im Kontext elektrischer Antriebe (vgl. Kap. 2.3.2) stellt besonders das Restbremsverhalten einen der Auslegungsschwerpunkte dar.

Die intensive experimentelle Erprobung eines technischen Prototyps der Perimeterbremse auf verschiedenen Prüfständen wird in Kap. 6 beschrieben. Neben dem Nachweis der vollen Funktionsfähigkeit dient dies der Validierung der zuvor beschriebenen Simulationsmodelle. Dadurch soll letztlich die Übertragbarkeit von spezifischen Erkenntnissen der Reibbremsauslegung sichergestellt werden, welche Voraussetzung für einen modularen Reibbrems-Baukasten ist.

Nach der Eigenschaftsabsicherung des umgesetzten Perimeterkonzepts steht in Kap. 7 die Zusammenführung des globalen Entwurfsansatz und des Radbremsmodul im Vordergrund. Anhand exemplarischer Integrationsszenarien soll die Leistungsfähigkeit des gewählten Gesamtbaus, dessen praktische Tauglichkeit und Grenzen dargestellt werden. Dabei geht es nicht vordergründig um das Finden von jeweiligen Optimallösungen, sondern vielmehr um das Aufzeigen möglicher Variantenvielfalt und deren Vergleich auf Basis eines umfassenden, in weiten Teilen automatisierten Bewertungsablaufs.

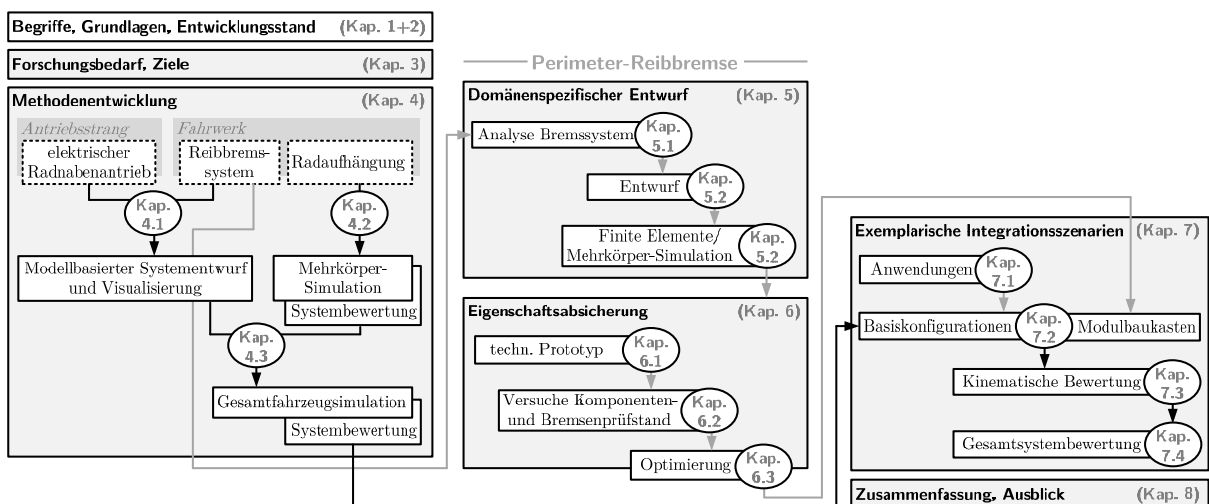


Abb. 3-3: Vorgehensweise und thematische Gliederung der Arbeit

4 Entwurfsmethodik für Fahrwerksysteme aktiver Corner-Module

Der im Folgenden vorgestellte Entwicklungs- und Bewertungsablauf zur Fahrwerkimplementierung elektrischer Radnabenmaschinen und Konfiguration von aktiven Corner-Modulen teilt sich strukturell in drei Entwicklungsabschnitte. Dabei treten sowohl innerhalb der einzelnen Auslegungsschritte, gegebenenfalls auch global über den Gesamtprozess, Entwicklungsiterationen auf.

Den ersten Teilabschnitt stellt die anwendungsspezifische Konfiguration und Auslegung der Kombination aus Radnabenantrieb und Reibbremse dar. Daran schließt sich die Gestaltung und Bewertung der passiven Elemente der Radaufhängung an. Als abschließender Schritt wird mittels der Gesamtfahrzeuggestaltung eine Aussage zur Güte der erreichten Lösungen ermöglicht und eine Basis für den Variantenvergleich gegeben. Zudem können durch Ergänzung zusätzlicher aktiver Fahrwerksysteme bestehende Defizite kompensiert bzw. weitere Funktionen implementiert werden. Der Ansatz nutzt hierfür einen Detaillierungsgrad der Teilsysteme, welcher bereits in frühen Entwicklungsphasen darstellbar ist. Trotzdem sollen gerade für auslegungsrelevante Systemschnittstellen möglichst weitgehende Aussagen möglich sein. Somit ist ein Kompromiss gefragt, welcher Lösungsvielfalt auf der einen Seite, mit der für leistungsfähige Systeme notwendigen domänenspezifischen Teilsystemauslegung auf der anderen Seite verbindet. Hierfür ist es notwendig, einige Annahmen zur grundlegenden Systemkonfiguration und -ausführung vorzunehmen, welche im Weiteren genauer erläutert werden sollen. Im Vordergrund stehen dabei insbesondere Modularisierbarkeit und Skalierbarkeit, um ein weites Anwendungsspektrum zu erschließen.

4.1 Auslegungsansatz für die Basiskonfiguration

Unabhängig von der konkreten Wahl des Zielfahrzeugs oder den späteren Systemumfängen, beginnt die elementare Abstimmung von elektrischen Radnabenantrieben und Fahrwerk in aller Regel bei der Kombination aus Radnabenmaschine und Reibbremse. Die in Kapitel 2.1 beschriebene Systemstrukturierung, ausgehend von der Basiskonfiguration des aktiven Corner-Moduls, greift bereits diesen Ansatz auf. Ausgehend davon soll nun ein Lösungsansatz für diese elementare Integrationsaufgabe vorgestellt werden.

4.1.1 Anordnung der Subsysteme

Die Basiskonfiguration stellt mit Antreiben, Bremsen und Radführung die elementaren mechanischen Funktionen aktiver Corner-Module dar. Bei der Frage um einen modularen Integrationsansatz von Radnabenmaschine und Reibbremse muss von daher zunächst der mechanische Kraftfluss über die sich ergebenden Schnittstellen analysiert werden. Ausgehend von der mechanischen Struktur und den resultierenden Wärmeübergängen sind des Weiteren thermische Aspekte von zentraler Bedeutung. Auf diese Weise lassen sich grundsätzlich serielle, parallele und integrierte Anordnungen der genannten Subsysteme unterscheiden.

Bei seriellen Anordnungen erfolgt die Kraftwirkung des Radnabenantriebs auf das Rad zunächst über Elemente der Reibbremse (Abb. 4-1). Auch Varianten, bei denen die Reibbremse über Zwischenelemente auf den Rotor des Radnabenantriebs wirken, folgen

diesem Prinzip. Der Kraftfluss des einen Teilsystems geht somit stets auch durch andere Teilsystem, wodurch sich diese gegenseitig beeinflussen. Eine Umgestaltung oder Anpassung des einen Teilsystems wirkt somit häufig auch auf die Ausführung des Anderen. Die Umsetzung eines modularen Baukastens innerhalb des Corner-Moduls wird dadurch erschwert. Vorteilhaft aus Sicht von Montierbarkeit und Wartung ist jedoch die gemeinsame mechanische Schnittstelle zum Rad.

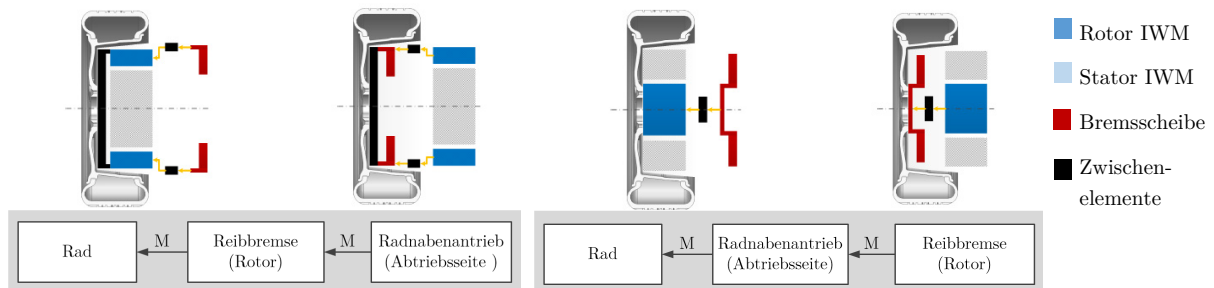


Abb. 4-1: Prinzipien und Beispiele serieller Anordnungen von Radnabenantrieb und Reibbremse nach [Alb15]

Dahingegen sind parallele Anordnungen durch separaten Kraftfluß von Radnabenantrieb und Reibbremse an das Rad gekennzeichnet (Abb. 4-2). Die Teilsysteme können daher stärker unabhängig voneinander ausgelegt werden. Dies verbessert folglich die Möglichkeit einer modularen Ausführung der Teilsysteme. Eine entsprechende Umgestaltung der Felgen ist im Vergleich zur konventionellen Gestaltung und hinsichtlich der Anbindungsstellen jedoch meist notwendig.

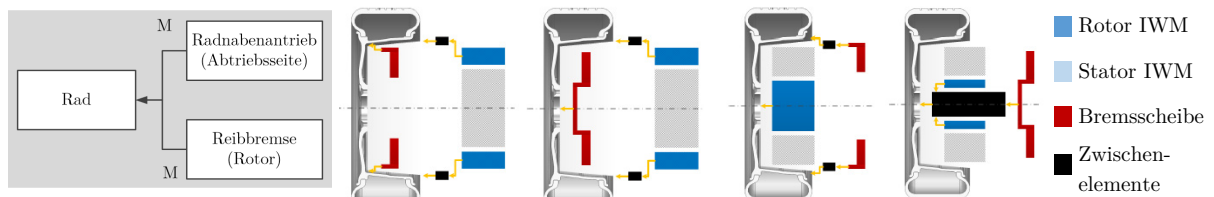


Abb. 4-2: Prinzip und Beispiele paralleler Anordnungen von Radnabenantrieb und Reibbremse nach [Alb15]

Die integrierte Anordnung ist eine Art Sonderbauform, welche durch starke räumliche, z. T. auch funktionale Integration, Merkmale sowohl der seriellen als auch parallelen Anordnung aufweisen kann (Abb. 4-3). Dies erlaubt einerseits sehr kompakte Aufbauten, andererseits werden die Teilsysteme und ihre Komponenten mechanisch und thermisch höher belastet. Hochintegrierte Konzepte sind aus thermischen Gesichtspunkten meist nur als geringer belastete Hinterachsvarianten¹¹³ interessant und sollen im Weiteren aus der Betrachtung ausgeschlossen werden.

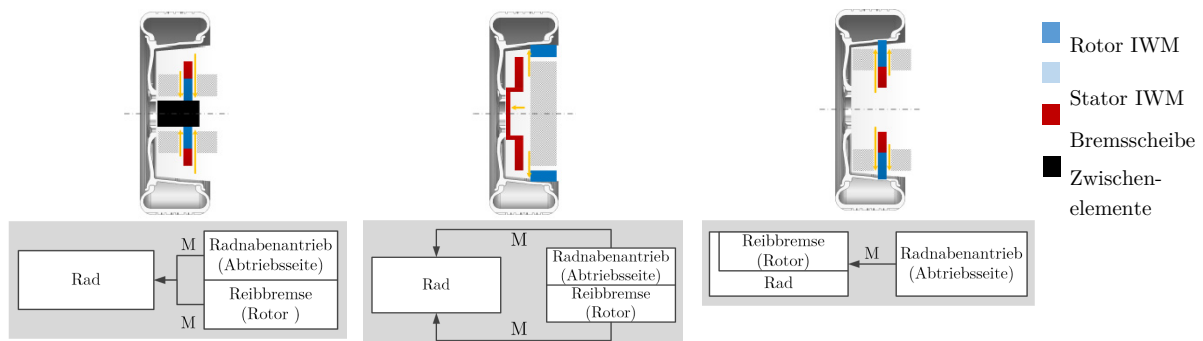


Abb. 4-3: Prinzipien und Beispiele integrierter Anordnungen von Radnabenantrieb und Reibbremse nach [Alb15]

¹¹³ Reibbremsnutzung nur in geringen Leistungsumfängen bzw. allein als Feststellbremse

Die Zusammenhänge für serielle und parallele Anordnungen sind mit hohem Abstraktionsgrad auch anhand thermischer Ersatzschaltbilder darstellbar (Abb. 4-4). Entsprechend dem Kraftfluss sind die Wärmequellen in Form des Reibkontakts und der Rotorverluste über verschiedene Leitungswiderstände in Reihe oder parallel verschaltet.

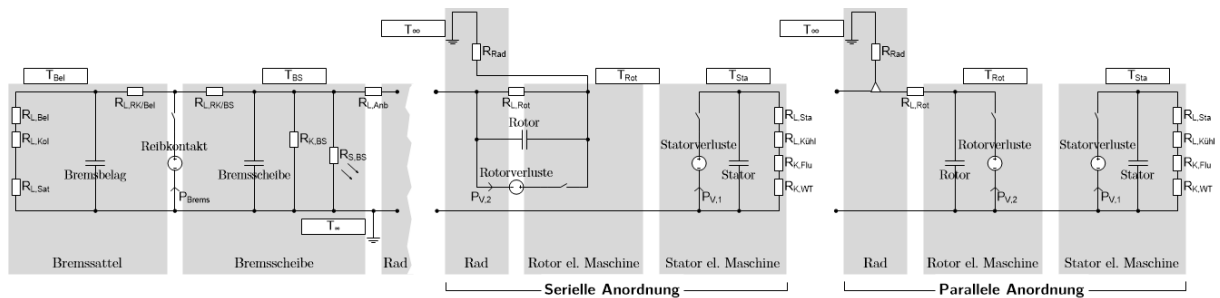


Abb. 4-4: Thermische Ersatzschaltbilder serieller und paralleler Anordnungen nach [Alb15]

Hier zeigt die parallele Anordnung tendenziell Vorteile gegenüber seriellen Varianten, da die Wärmeleitwiderstände durch die größeren Abstände der Hauptwärmequellen erhöht werden können. Dabei gilt es jedoch, den Wärmestrom von der Bremsscheibe in die Felge möglichst zu unterbinden, um den Reifen vor thermischer Überlastung zu schützen. Die Wärmeübergänge hängen letztlich immer stark von der konkreten konstruktiven Ausführung, der Werkstoffwahl und den konvektiven Bedingungen im Radverbau ab.

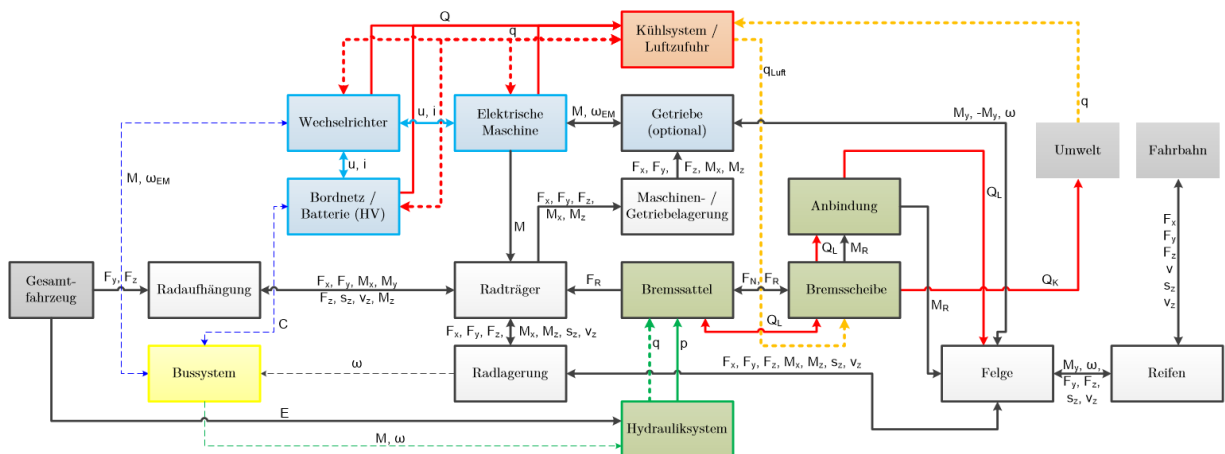


Abb. 4-5: Funktionsstruktur eines aktiven Corner-Moduls der Basiskonfiguration nach [Alb15]

Durch die Möglichkeit gezielt modularer Gestaltung und weitgehend unabhängiger Teilsystemauslegung wird im Weiteren die parallele Anordnung als Grundlage des Systementwurfs genutzt. Die entsprechende Funktionsstruktur stellt die relevanten Schnittstellen dieser Grundstruktur für die weitere Auslegung dar (Abb. 4-5).

4.1.2 Modellbasierter Systementwurf

Nachdem eine günstige Grundstruktur der Basiskonfiguration abgeleitet wurde, kann im Folgenden der Entwurf der Teilsysteme vorgenommen werden. Dies betrifft skalierbare Ansätze für Radnabenantrieb, Reibbremse als auch Radlagerung, welche zusammen als Modulbaukasten ausgeführt werden sollen.

Als das in der Grundausslegung komplexeste Teilsystem muss zunächst der Radnabenantrieb genauer betrachtet werden. Die in Kapitel 1.2.1 vorgestellte allgemeine Entwurfsgleichung (Gl. 2-7) kann nur in erster Näherung für die Ermittlung der Hauptdimensionen des Magnetkreises elektrischer Maschinen angewendet werden. Die tatsächliche Berechnung, die Simulation und der detaillierte Entwurf stellen vielmehr einen aufwendigen, iterativen Entwicklungsprozess dar. Da sich die vorliegende Arbeit jedoch schwerpunktmäßig der Gesamtsystemintegration und speziell dem Entwurf von Fahrwerksystemen widmet, nimmt die konkrete Auslegung der elektrischen Radnabenmaschine einen untergeordneten Platz ein. Von daher soll an dieser Stelle zunächst auf optimierte und detaillausgeführte, bzw. gar vollständig neue Maschinenentwürfe verzichtet werden. Trotzdem sind für die Untersuchung von Systemkonfigurationen, Bauraumkonzepten und Funktionsumfängen innerhalb eines aktiven Corner-Moduls eine überschlägliche Dimensionierung der Radnabenmaschinen und besonders die Konkretisierung der Systemschnittstellen unumgänglich. Um diese Informationen für ein möglichst großes Lösungsspektrum und verschiedene Ausführungsvarianten zu liefern, soll vereinfachend auf die Leistungsanpassung und Skalierung eines bereits erprobten Maschinenkonzepts zurückgegriffen werden. Diese Methode der Anpassung elektrischer Maschinen auf neue Anwendungen ist durchaus verbreitet [Sch14], da in der Praxis vollständige Neuentwürfe eher selten sind [MVP08]. Hierbei gilt jedoch zu beachten, dass wegen vereinfachender Modellannahmen und technologischer Randbedingungen nur bedingt genaue Ergebnisse zu erzielen sind. Grundlegende Aussagen lassen sich hingegen ableiten.

Für die Auswahl einer geeigneten Maschine sind zunächst möglichst hohe Leistungs- und Drehmomentdichten entscheidend, welche durch die limitierten Bauraumverhältnisse notwendig werden. Wegen den beschränkten Ventilationsbedingungen im Radhaus sind dabei zusätzliche Flüssigkeitskühlungen¹¹⁴ fast unumgänglich, um die anfallende Verlustwärme schneller aus den Wicklungen abzuführen. Durch den somit höheren Ausnutzungsfaktor lassen sich Maschinen gleicher Leistung kompakter ausführen als luftgekühlte Varianten.

Des Weiteren wird ein hoher Wirkungsgrad gefordert, um die Energieeffizienz und somit letztlich die Reichweite zu maximieren. Dafür kommen insbesondere Varianten der permanentmagneterregten Synchronmaschine in Frage (vgl. Kap. 2.2.2). Zur deutlichen Kostensenkung für Rohstoffe und Fertigung kann dabei der Verzicht auf Seltenerdminerale und die fertigungstechnisch günstigere Ausführung als Radialfluss-Maschine beitragen.

Da für die im Weiteren vorgestellten Antriebs- und Konfigurationsvarianten sowohl direktantreibende als auch untersetzte Varianten von Radnabenantrieben verwendet werden sollen, wird für eine bessere Vergleichbarkeit einheitlich auf eine Radialfluss-Innenläufer-Maschine¹¹⁵ zurückgegriffen (Tab. 4-1). Gegenüber Außenläufer-Maschinen ist diese Bauform zudem hinsichtlich der Dichtungsanordnungen zur Vermeidung von Staub- und Nässeeintrag deutlich im Vorteil¹¹⁶. Nachteil für den Direktantrieb ist der im Vergleich zu Radialfluss-Außenläufern konzeptbedingt kleinere Luftspaltdurchmesser.

¹¹⁴ meist als Statormantelkühlung mit Wasser-Glykol-Kühlflüssigkeit

¹¹⁵ Bosch SMG 180/120

¹¹⁶ anzustrebende Schutzgrade: IP67 bzw. IP6K9K nach DIN40050

Parameter	Formelzeichen	Wert
Dauerleistung	P_{cont}	40 kW
maximale Leistung	P_{max}	80 kW
maximales Drehmoment	M_{max}	230 Nm
Höchstdrehzahl	n_{max}	12.000 min ⁻¹
Statoraußendurchmesser	D_{Sta}	180 mm
Statorlänge	L_{Sta}	120 mm
Masse (inkl. Gehäuse)	m	32 kg
Polpaarzahl	p	6

Tab. 4-1: Daten der zugrunde gelegten elektrischen Maschine (Bosch SMG 180/120) [Int19], [Int20], [BRN14]

Im Einsatz als Radnabenantrieb soll die Maschine weitgehend im Nenn- bzw. Dauerbetrieb genutzt werden. Die weitere Skalierung erfolgt von daher auf Basis des Nenndrehmoments und der Nennleistung. Dafür lässt sich das Nenndrehmoment über das Verhältnis von Nenn- und Überlastleistung bestimmen.

$$M_{\text{nenn}} = M_{\text{cont}} = M_{\text{max}} \cdot (P_{\text{cont}}/P_{\text{max}}) \quad \text{Gl. 4-1}$$

Entsprechend berechnen sich die skalierten Größen¹¹⁷ mit (Gl. 2-7) nach:

$$\frac{M_{\text{cont,s}}}{M_{\text{cont}}} = \frac{C_s \cdot D_s^2 \cdot L_s}{C \cdot D^2 \cdot L} \quad \text{Gl. 4-2}$$

$$\frac{P_{\text{cont,s}}}{P_{\text{cont}}} = \frac{C_s \cdot D_s^2 \cdot L_s \cdot n_{\text{max,s}}}{C \cdot D^2 \cdot L \cdot n_{\text{max}}} \quad \text{Gl. 4-3}$$

Da jeweils das maximale Drehmoment erreicht werden soll, bleibt das Verhältnis der Außendurchmesser von Rotor und Stator weitgehend konstant¹¹⁸. Der Ausnutzungsfaktor wiederum ist linear abhängig vom Durchmesser¹¹⁹. Wird die Durchmesserabhängigkeit der Ausnutzung herausgelöst, verbleibt ein als konstant anzunehmender Anteil. Somit ergibt sich folgender Skalierungsansatz:

$$\frac{M_{\text{cont,s}}}{M_{\text{cont}}} = \frac{D_s^3 \cdot L_s}{D^3 \cdot L} \quad \text{Gl. 4-4}$$

$$\frac{P_{\text{cont,s}}}{P_{\text{cont}}} = \frac{D_s^3 \cdot L_s \cdot n_{\text{max,s}}}{D^3 \cdot L \cdot n_{\text{max}}} \quad \text{Gl. 4-5}$$

Bei den bestehenden Bauraumbeschränkungen ist folglich die Skalierung über eine in dritter Potenz eingehende Durchmesservariation einer Längenanpassung vorzuziehen. Für die konkreten Abmaße lassen sich je nach Verbauungssituation gewisse Auslegungskorridore abschätzen (Abb. 4-6).

¹¹⁷ im Weiteren mit Index s

¹¹⁸ nach [EM12] gilt dies bei Statordurchmessern ungefähr gleich doppeltem Rotordurchmesser

¹¹⁹ bei Annahme gleicher Luftspaltinduktion

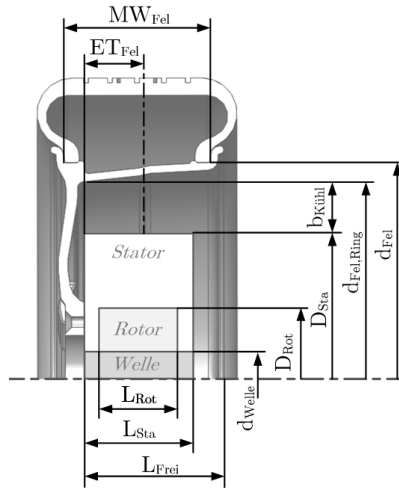


Abb. 4-6: Bauraumlimitationen für direktantreibende Radnabenmaschinen innerhalb des Rades

Der Statoraußendurchmesser D_{Sta} wird nach unten hin durch den erforderlichen Rotor- bzw. Luftspaltdurchmesser D_{Rot} begrenzt, welcher sich wiederum am Durchmesser der Abtriebswelle d_{Welle} orientiert. Für Direktantriebe muss zudem das Radlager in den Rotorinnendurchmesser integriert werden. Die obere Auslegungsgrenze stellt das Felgenbett anhand des Durchmessers $d_{\text{Fel, Ring}}$ dar, wobei ausreichender Freigang zu berücksichtigen bleibt.

Für die axiale Länge wirkt der Abfall der Luftspaltinduktion und der überproportionale Anstieg der Wicklungsverluste¹²⁰ nach unten hin limitierend. Ein zu starker axialer Verbau hingegen provoziert Bauraumkonkurrenz mit den Elementen der Radaufhängung und kennt von daher ebenfalls Grenzen. Überschläglich lässt sich der zur Verfügung stehende Bauraum folgendermaßen abschätzen:

$$D_{\text{Sta}} = 2 \cdot D_{\text{Rot}} > 2 \cdot d_{\text{Welle}} > 2 \cdot d_{\text{Lag,a}} \quad \text{Gl. 4-6}$$

$$D_{\text{Sta}} < d_{\text{Fel, Ring}} - 2 \cdot b_{\text{Kühl}} < d_{\text{Fel}} \quad \text{Gl. 4-7}$$

$$L < \frac{MW_{\text{Fel}}}{2} + ET_{\text{Fel}} \quad \text{Gl. 4-8}$$

Da für eine minimal notwendige Baulänge keine unmittelbare Abhängigkeit besteht, wird diese über die Polpaarzahl p und die relative Länge λ abgeschätzt¹²¹:

$$\lambda = \frac{l_i}{\tau_p} = \frac{l_i}{\pi \cdot D_{\text{Rot}}/2 \cdot p} = \frac{l_i}{\pi \cdot D_{\text{Sta}}/4 \cdot p} \quad \text{Gl. 4-9}$$

$$l_i = \lambda \cdot \frac{\pi \cdot D_{\text{Sta}}}{4 \cdot p} = (0,5..2,5) \cdot \frac{\pi \cdot D_{\text{Sta}}}{4 \cdot p} \quad \text{Gl. 4-10}$$

Unter Berücksichtigung der zu erwartenden Felgendurchmesser und entsprechend maximalen Statoraußendurchmessern liegt die minimale Länge der betrachteten elektrischen Maschine im Bereich von 20..130 mm, wobei im Weiteren 60 mm als Richtwert gelten soll. Um zudem eine möglichst geringe Masse der Radnabenmaschine zu erhalten, müssen die gemeinsamen Volumina V_E von Rotor, Stator und Wicklungen möglichst klein sein.

$$V_{\text{EM}} < \frac{\pi}{4} \cdot D^2 \cdot L \quad \text{Gl. 4-11}$$

¹²⁰ wegen der größeren Anteile der Wickelköpfe am gesamten Leitungswiderstand

¹²¹ nach [MVP08] gilt für Synchronmaschinen mit $p > 1$: $\lambda = 0,5..2,5$

Dafür wird die Maschine anhand der genannten Zusammenhänge zunächst immer in der kleinstmöglichen axialen Länge und dem größtmöglichen Durchmesser ausgelegt. Erst wenn diese Bedingung nicht zur Darstellung der geforderten Betriebsparameter genügt, ist eine Anhebung der Maschinenlänge vorgesehen.

Unberücksichtigt bleiben bei der Skalierung Auswirkungen eventuell notwendiger Maßnahmen zur Kompensation hoher Fliehkraftwirkung auf Rotorkomponenten bei vergrößerten Rotordurchmessern oder sehr hohen Drehzahlen. Diese würden z. B. durch eine Bandagierung¹²² die wirksame Luftspaltlänge erhöhen und somit die Ausnutzung des elektromagnetisch aktiven Materials verringern.

Trotzdem bleiben gerade hohe Maximaldrehzahlbereiche der Radnabenmaschine aus Sicht der Leistungsdichte interessant, erfordern jedoch anschließend eine Umsetzerstufe auf die Raddrehzahl. Aus diesem Grund sollen neben Direktantrieben auch Getriebevarianten als Gestaltungsoption in der Auslegung berücksichtigt werden. Zur Eingrenzung der Variantenvielfalt werden an dieser Stelle ein koaxial angeordnetes, einstufiges Planetengetriebe und ein desaxiiert angeordnetes Getriebe mit vorgelagerter Stirnradstufe zum Planetenradsatz vorgesehen.

4.1.3 Berechnungsablauf und parametrische Konstruktion

Der Systementwurf eines aktiven Corner-Moduls beginnt mit der Integration von Radnabenmaschine und Reibbremse. Das Ergebnis ist weitgehend bestimmend für die Güte der gesamten Fahrwerk- und Gesamtfahrzeugintegration. Die Verknüpfung der elementaren Berechnungsschritte für die domänenspezifische Grundauslegung und die Abstimmung des Bauraumkonzepts am virtuellen Modell sind von daher sehr nützlich. Auf diese Weise können vielfältige Ausführungen und Abstimmungen analysiert und miteinander verglichen werden. Dafür ist jedoch ein Kompromiss zwischen ausreichender Detaillierungstiefe und zu begrenzenden Berechnungs- bzw. Parametrisierungsaufwand notwendig.

Die Auslegungsmethode greift diesen Ansatz auf und arbeitet für die Auslegung der Basiskonfiguration mit einem integrierten Berechnungsansatz und einer davon gespeisten parametrischen Konstruktion (Abb. 4-7). Dafür wurde die Skalierungsberechnung der in Kapitel 4.1.2 vorgestellten Radnabenmaschine und die überschlägliche Dimensionierung von Reibbremse¹²³, Radlagerung und optionalen Getriebestufen in ein Matlab®-Programm implementiert. Die errechneten Geometriedaten sind anschließend Skalierungsgrößen in einem parametrischen CAD-Modell in SolidWorks®.

¹²² z. B. durch Kohlefaserbandagen

¹²³ hier zunächst nur die Bremsscheibe, weitere Auslegung vgl. Kap. 7.3

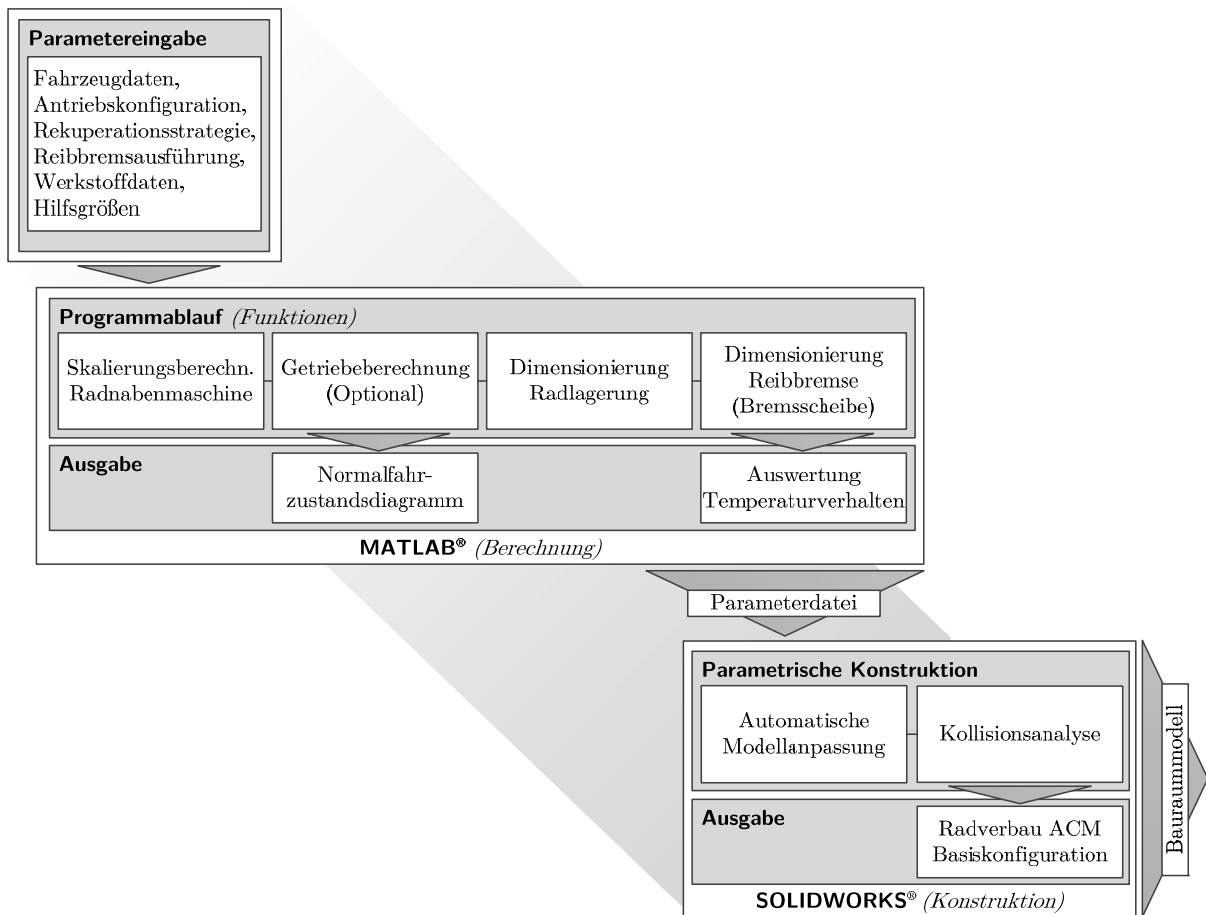


Abb. 4-7: Übersicht des Programmablaufs zur Grundauslegung der Basiskonfiguration aktiver Corner-Module

Der Programmablauf setzt mit der Abfrage der elementaren Fahrzeugdaten und einer Reihe relevanter System- und Komponentenparameter ein. Zudem bestehen diverse Optionen, zwischen verschiedenen Antriebskonfigurationen und Betriebsstrategien, wie z. B. der Rekuperationsanteile während des Bremsens, zu wählen. Anschließend werden die erforderlichen Leistungsparameter für die Radnabenantriebe abgeleitet. Als Basis dienen zunächst die zu überwindenden Fahrwiderstände, welche auf das bewegte Fahrzeug wirken. Als stationäre Anteile des Gesamtfahrwiderstandes gelten Luft¹²⁴-, Rad¹²⁵-, Steigungs- und Getriebewiderstand [AH15]. Hinzu kommen instationäre Anteile durch den Beschleunigungswiderstand¹²⁶. Die Gesamtfahrwiderstandskraft $F_{W,i}$ bzw. die Fahrwiderstandsleistung P_W ergeben sich so vereinfacht als:

$$F_{W,i} = F_{W,Luft} + F_{W,Rad} + F_{W,Steig} + F_{W,Beschl} \quad \text{Gl. 4-12}$$

$$P_W = M_W \cdot \omega_{Rad} = M_W \cdot \frac{v}{r_{dyn}} = F_{W,i} \cdot v \quad \text{Gl. 4-13}$$

Der Gesamtfahrwiderstand muss im gesamten Fahrgeschwindigkeitsbereich durch das Gesamtantriebsmoment M_W aller Radnabenantriebe überwunden werden.

$$M_W = F_{W,i} \cdot r_{dyn} \quad \text{Gl. 4-14}$$

¹²⁴ als Gesamtheit von Formwiderstand, Oberflächenwiderstand, innerem und induziertem Luftwiderstand

¹²⁵ als Gesamtheit von Rollwiderstand, peripherem Radwiderstand, Fahrbahnwiderstand und Schräglaufwiderstand

¹²⁶ unterteilt in translatorischen und rotatorischen Anteil

Abhängig von der Anzahl der eingesetzten Radnabenantriebe¹²⁷ N_{EM} resultiert die anteilige Drehmomentanforderung M_{EM} :

$$M_{EM} = M_W \cdot \frac{1}{i \cdot \eta_{Get} \cdot N_{EM}} \quad \text{Gl. 4-15}$$

Die erforderliche Leistung eines Radnabenantriebs P_{EM} ergibt sich wiederum über die Drehzahl¹²⁸, bzw. Winkelgeschwindigkeit des Rades:

$$P_{EM} = \frac{P_W}{\eta_{Get} \cdot N_{EM}} = M_{EM} \cdot \omega_{Rad} \cdot i \quad \text{Gl. 4-16}$$

Die konkreten Anforderungen ergeben sich nun aus festzulegenden Fahrleistungsgrenzen, welche aus verschiedenen Lastfallannahmen ermittelt werden (vgl. Anh. 4-2). Dabei dienen die Maximalwerte als Bemessungsgrundlage für die Dauerleistung der Radnabenmaschinen. Der kurzzeitige Überlastbetrieb wird als zusätzliche Drehmoment- bzw. Leistungsreserve vorgehalten.

Mittels der nun bekannten Leistungsanforderungen kann die Skalierung der einzelnen Radnabenmaschinen erfolgen¹²⁹. Dabei können in der Funktion grundsätzlich verschiedene elektrische Maschinen mit Skalierungsabhängigkeiten hinterlegt werden. Ob mit direktantreibender Radnabenmaschine oder unteretzten Varianten gearbeitet wird, entscheidet der Vergleich der Antriebsvarianten bei den geforderten Antriebsmomenten und den gegebenen Felgendimensionen. Gewählt wird die Konfiguration, welche die Leistungsparameter erreicht und dabei das minimale Bauvolumen¹³⁰ und damit die geringste Masse aufweist. Zur ersten Bewertung der Radnabenantriebe und zum Vergleich verschiedener Konfigurationen wird jeweils ein Normalfahrzustandsdiagramm¹³¹ ausgegeben (Abb. 4-8).

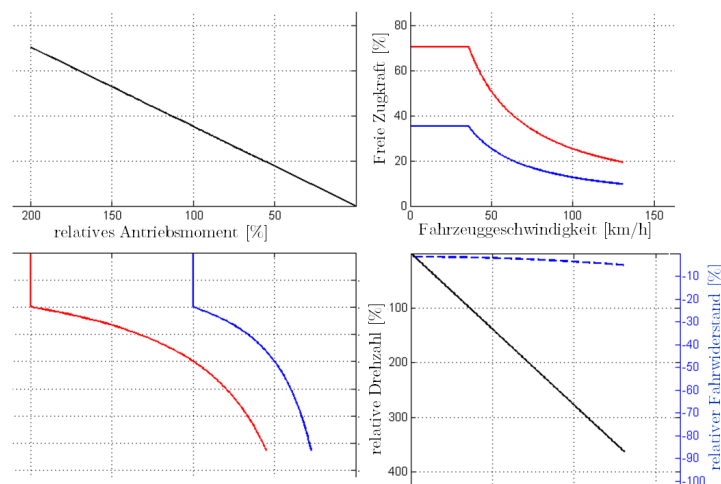


Abb. 4-8: Exemplarische Ausgabe des Normalfahrzustandsdiagramm

Nach der Dimensionierung der Radnabenmaschinen und der Bestimmung günstiger Übersetzungsverhältnisse werden für unteretzte Antriebsvarianten die Getriebekomponenten ausgelegt. Der Berechnungsablauf stützt sich dabei im Wesentlichen auf [WMJ13] bzw.

¹²⁷ die Übersetzung i berücksichtigt neben Direktantriebe ($i=1$) auch Getriebevarianten

¹²⁸ unter Vernachlässigung des Längsschlupfs zwischen Reifen und Fahrbahn

¹²⁹ auf Basis der elektrischen Maschine Bosch SMG 180/120 bzw. em motive SMG180

¹³⁰ Statorvolumen ohne Wicklungen

¹³¹ gesamtgewichtskraftnormiertes Zugkraftdiagramm nach Prof. Alfred Jante [AH15]

[DIN 3990], welcher neben der Verzahnungsdimensionierung auch Festigkeitsnachweise¹³² umfasst. Aufgrund der zu erwartenden hohen Ritzeldrehzahlen der Radnabenmaschine wird insbesondere der Dynamikfaktor als wesentlicher Belastungseinfluss berücksichtigt¹³³. Dabei gilt es den Resonanzdrehzahlbereich des Ritzels durch Drehzahlanpassung der Maschine grundsätzlich zu meiden oder die Resonanzdrehzahl über angepasste Zahngeometrien zu verschieben. Eine Nachrechnung wird bei Nenndrehzahl und maximalen Überlastmoment bzw. für Maximaldrehzahl und das dort wirkende Überlastmoment durchgeführt.

Ebenfalls belastungsabhängig wird die Radlagergestaltung berücksichtigt. Abhängig von der Antriebsvariante und den auftretenden Lagerkräften werden paarweise Schrägkugel-, Kegelrollen- oder Dünnringlager¹³⁴ in O-Anordnung ausgeführt. Für die Lagerberechnung unter Berücksichtigung dynamischer Lasten nach [WMJ13] werden die axialen und radialen Lagerkräfte anhand eines vereinfachten Lastkollektivs abgeschätzt (vgl. Anh. 4-3). Dabei wird immer mit möglichst großer Abstützweite zwischen den Lagern gearbeitet. Dies ist insbesondere bei der direktantreibenden Variante wichtig, da hier Rad- und Rotorlagerung zusammenfallen. Da somit Radkräfte auf die Ausprägung des Luftspaltes der Maschine Einfluss haben, sind sehr hohe Kippsteifigkeiten notwendig.

Die Dimensionierung der Reibbremse bezieht sich auf das bereits in Kapitel 2.3.3 als besonders geeignet herausgestellte Konzept der innenumgriffenen Teilbelagscheibenbremse. Die parametrische Konstruktion benötigt zunächst nur die Grobdimensionierung der Bremscheibe und elementare Parameter eines Bremsstells für die weitere Bauraum- und Funktionsanalyse. Die detaillierte Ausführung eines optimierten Reibbremskonzepts auf Basis der Perimeterbremse erfolgt in Kapitel 5.3 bzw. 7.3. Die vorläufigen Dimensionen des Reibrings leiten sich über die notwendige thermische Masse in Abhängigkeit der Werkstoffwahl ab. Die thermische Masse lässt sich über das typische Lastkollektiv und die Festlegung von maximalen Reibringtemperaturen abschätzen (Abb. 4-9). Dafür wird der überschlägliche Berechnungsansatz nach [Lim99] gewählt und in den Berechnungsablauf integriert. Dieser basiert auf Annahmen wie der diskreten Massenverteilung und einem stark vereinfachten Strömungsverhalten im Radhaus. Der Ansatz ist jedoch in der Praxis bewährt und zeigt im Temperaturverhalten akzeptable Abweichungen zu realen Messungen.

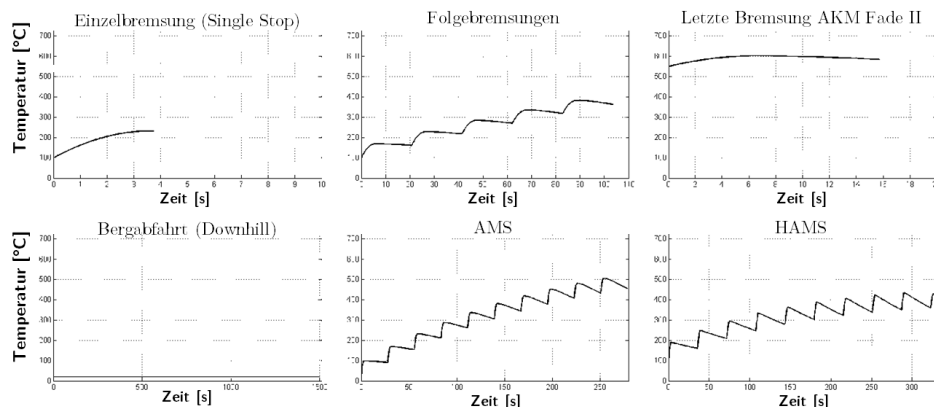


Abb. 4-9: Exemplarische Ergebnisse der Temperaturberechnung für einen Bremscheibenreibring¹³⁵

¹³² Zahnfuß- und Grübchentragfähigkeit

¹³³ Methode B nach DIN3990 Tragfähigkeitsberechnung von Stirnrädern

¹³⁴ nur für die untersetzten Getriebevarianten

¹³⁵ detailliert Beschreibung in Anh. 5-1

Analog den Abmessungen der Radnabenmaschine sind geometrische Limitationen für Innen- und Außendurchmesser des Reibrings implementiert. Zusätzlich gelten Gestaltungsrandbedingungen für die Bremsbelagüberdeckung, welche in Kapitel 5.3 genauer beleuchtet werden. Eine eingebettete Grenzwertfunktion prüft zudem die Einhaltung von maximal zulässigen Temperaturbelastungen in den verschiedenen Belastungskollektiven.

Nach der Berechnung aller relevanten Baugruppen werden die jeweiligen Werte in einer Parameterdatei zusammengefasst. Diese dient der Anpassung der parametrischen Konstruktionsmodelle und ist Voraussetzung für die sich anschließende Bauraumanalyse zur Ableitung der Radaufhängungskinematik. Darüber hinaus kann das Modell des Corner-Moduls als aktive Geometrie für weitergehende Festigkeitsanalysen in der FEM-Simulation genutzt werden. Zudem erlauben die Bauraumhüllkörper die Optimierung von Teilsystemen bzw. deren Neuentwurf unter genau beschriebenen Bauraumverhältnissen, Freigängen und Schnittstellen. Auch erste Strömungssimulationen könnten so durchgeführt werden.

4.1.4 Systemintegration und modularer Baukastenansatz

Zur Darstellung der Möglichkeiten und des Abstraktionsgrades der Auslegungsabläufe für die Basiskonfiguration, finden sich im Folgenden exemplarische Ergebnisse der Modellableitung. Um ein möglichst weites Anwendungsspektrum abzudecken, besteht die Wahl zwischen einer direktantriebenden und zwei untersetzten Antriebsvarianten auf Basis der skalierten Radialfluss-Innenläufermaschine. Alle wesentlichen Funktionsgrößen werden im Berechnungsablauf bestimmt und in der Modellanpassung berücksichtigt.

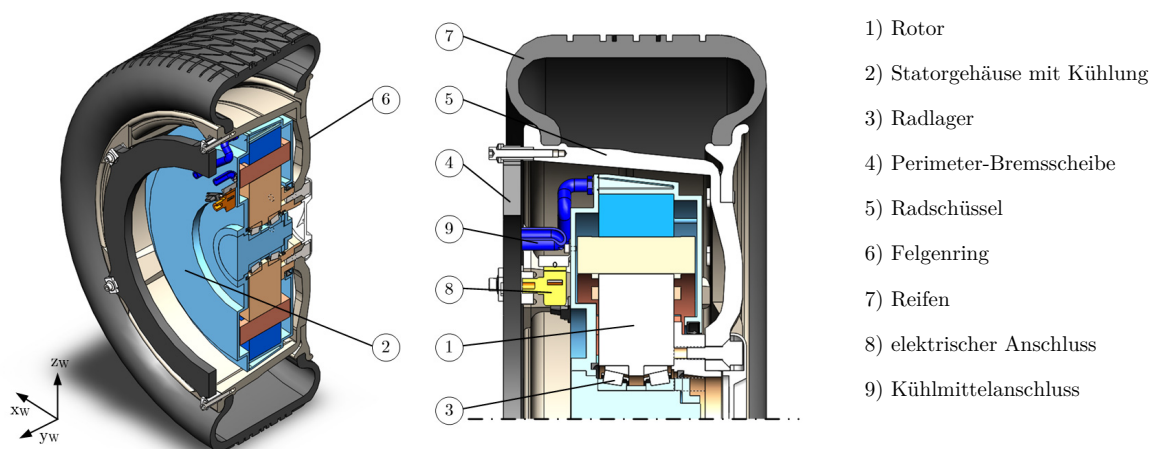


Abb. 4-10: Parametrisches CAD-Modell der direktantriebenden ACM Basiskonfiguration

Bei der Direktantriebsvariante erlaubt der große Statoraußendurchmesser meist eine vergleichsweise geringe Bautiefe der Radnabenmaschine (Abb. 4-10). Die Flüssigkeitskühlung wirkt dabei über die Statoraußenseite. Die Radlagerung ist durch Kegelrollenlager unmittelbar im Rotor ausgeführt. Die Drehmomentübertragung an die Felge erfolgt somit direkt über den Rotor mit angesetzter Nabenanlage. An der zweiteiligen Felge sitzt am Rand des inneren Felgenhorns die radial genutete Perimeter-Bremsscheibe. Auf Grund der geringen Bautiefe besteht zusätzlich die Option, die Leistungselektronik mit minimalen Leitungslängen direkt am Radträger zu verbauen und ebenfalls über den Statorkühlkreislauf zu betreiben. Bei Bauraumkonflikten könnte zudem eine sektionale Aussparung in den Stator eingebracht werden, um z. B. Anlenkpunkte der Radaufhängung oder den Bremssattel axial tiefer in der

Felge verbauen zu können. Diese Maßnahme ist wegen der zwangsläufig verringerten Leistung durch die Verkürzung von Blechpaketen und Wicklungen jedoch nach Möglichkeit zu meiden.

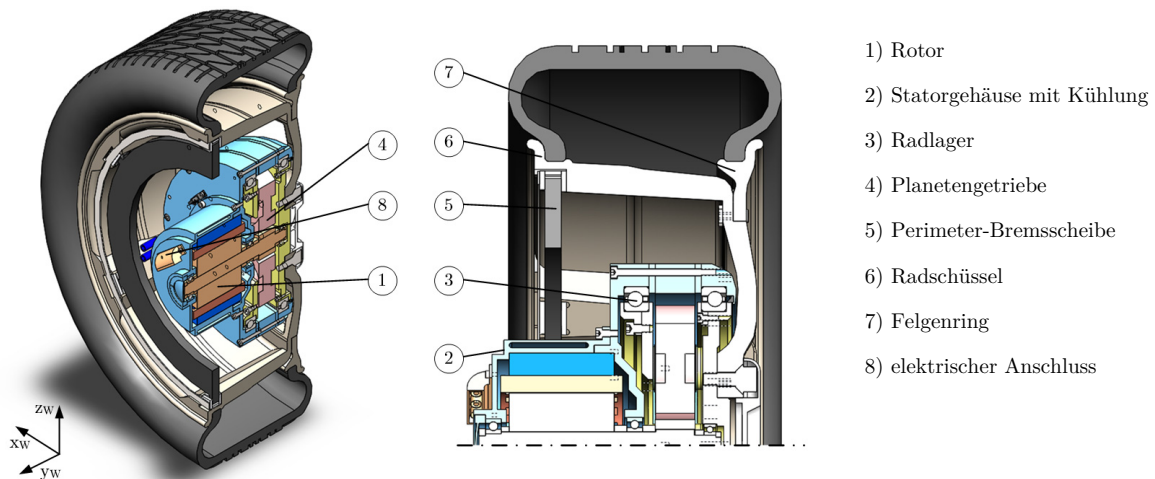


Abb. 4-11: Parametrisches CAD-Modell der Basiskonfiguration mit einstufigem Getriebe und coaxialer IWM

Als zweite Antriebsvariante ist die koaxial zur Raddrehachse angeordnete Radnabenmaschine mit einstufigem Planetengetriebe als Option in den Programmablauf implementiert (Abb. 4-11). Durch die Untersetzung ist das Drehzahlniveau der Maschine deutlich gesteigert, wodurch sich die radialen Abmessungen stark reduziert lassen. Die axiale Bautiefe wird minimiert, indem die Maschine weitest möglich in das Planetengetriebe eingerückt wird. Durch die Entspannung der radialen Bauraumverhältnisse kann die Perimeterbremsscheibe vom Felgenrand stärker in die Radschüssel hineingerückt werden. Auch die Bauraumbedingungen für den innenumgreifenden Perimeter-Bremssattel sind sowohl in axialer als auch radialer Richtung bereits deutlich verbessert.

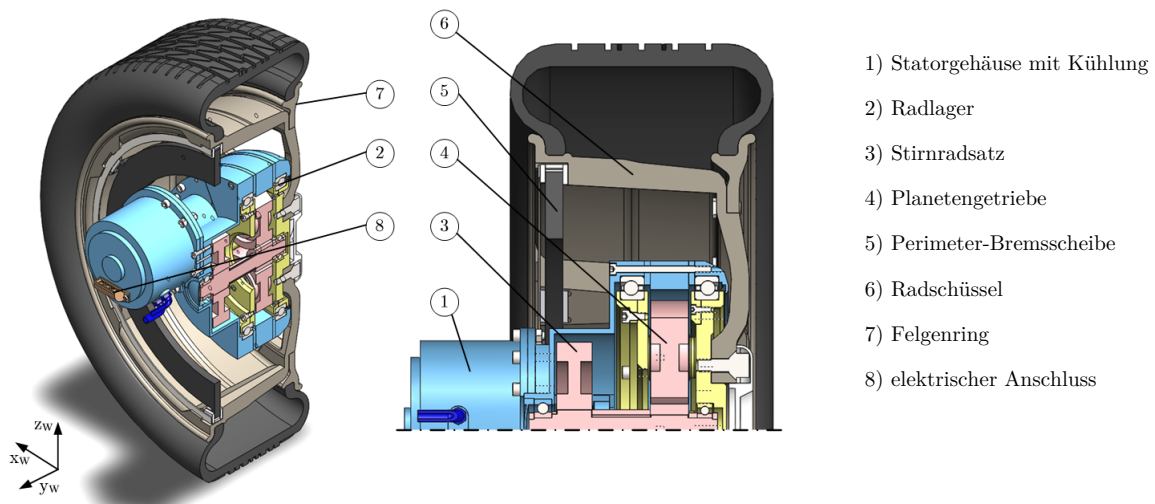


Abb. 4-12: Parametrisches CAD-Modell der Basiskonfiguration mit zweistufigem Getriebe und desachsierter IWM

Als dritte Antriebskonfiguration dient eine desaxiert zur Raddrehachse angeordnete Radnabenmaschine, welche zusätzlich zum Planetensatz eine vorgelagerte, schrägverzahnte¹³⁶ Stirnradsstufe nutzt (Abb. 4-12). Die Maschine baut somit nochmals kompakter als die einstufig untersetzte Variante. Der asymmetrische Verbau innerhalb des Rades bietet durch die Möglichkeit der tangentialen Verlagerung der Maschine besonders günstige Bedingungen

¹³⁶ zur Verbesserung der Zahneingriffsverhältnisse und Geräuschminimierung

für Bremssattel und Gelenkpunkte der Radaufhängung. Die Radlagerung beider untersetzter Varianten ist über Dünnringlager in der Planetenstufe realisiert und somit praktisch baugleich.

Als leistungssteigernde Option dieser Antriebsvariante kann zudem eine zweite Radnabenmaschine integriert werden, welche ebenfalls auf die Stirnradstufe wirkt. Wegen des zunehmenden Verbaus im Rad und der deutlich höheren Anforderungen an die Getriebe-stufen sind dem jedoch enge Grenzen gesetzt.

Fazit

Um fundierte Aussagen zu Systemkonfigurationen von Radnabenantrieb und Reibbremse machen zu können, ist der Berechnungsablauf und die parametrische Modellanpassung tatsächlich geeignet. Aussagen zur Kollisionsvermeidung und Bauraumausnutzung, aber auch zu Lüftungsquerschnitten und Bauteilbelastung sind ableitbar. Die sich anschließende Gestaltung der Radaufhängung kann somit bereits auf präzise Schnittstelleninformationen und Belastungsvorhersagen zurückgreifen. Dabei basiert der Auslegungsablauf bislang auf einem vergleichsweise einfachem Maschinenkonzept und einer Skalierungsberechnung ohne weitere Optimierungsschritte. Von daher sind Leistungsparameter und Gewicht tendenziell deutlich zu verbessern und als eine Art frühe Entwicklungsiteration zu verstehen. Der Programmaufbau lässt hier jedoch grundsätzlich auch die Implementierung anderer Maschinentypen und die Integration exakterer Berechnungsalgorithmen zu.

4.2 Modellentwicklung und Bewertung von Radaufhängungskinematiken

Die Radaufhängung beeinflusst über ihre Kinematik wesentlich das Fahrverhalten des Fahrzeugs. Die erheblich geänderten Bauraumbedingungen im Rad bewirken jedoch zum Teil weitreichende Änderungen für deren radseitigen Anbindungspunkte (vgl. Kap. 2.4). Die zuvor beschriebene Methode zur Konfiguration und Abstimmung von Radnabenantrieb und Reibbremse muss von daher um eine Modellbildung und –anpassung für die Elemente der Radaufhängung erweitert werden. Nur so können die abgeleiteten Varianten der Basis-konfiguration auf ihre tatsächliche Umsetzbarkeit im Fahrzeug hin überprüft werden. Zudem wird eine Bewertungsmöglichkeit benötigt, welche die Güte der adaptierten Modelle hinsichtlich kinematischer Auslegungskriterien und gegenüber konventionellen Lösungen bestimmen kann.

In Übersicht zeigt Abb. 4-13 den gewählten Ansatz zur Modellentwicklung und Bewertung von Radaufhängungskinematiken für aktive Corner-Modulen im Gesamtentwicklungsablauf. In dessen erster globaler Iteration beschränkt sich der Betrachtungsumfang zunächst auf rein passive Kinematiken. Darauf aufbauend wird, falls dies notwendig oder explizit gefordert ist, eine fundierte Basis für die Ermittlung erweiterter Subsystemkonfigurationen mit aktiven Fahrwerksystemen geschaffen.

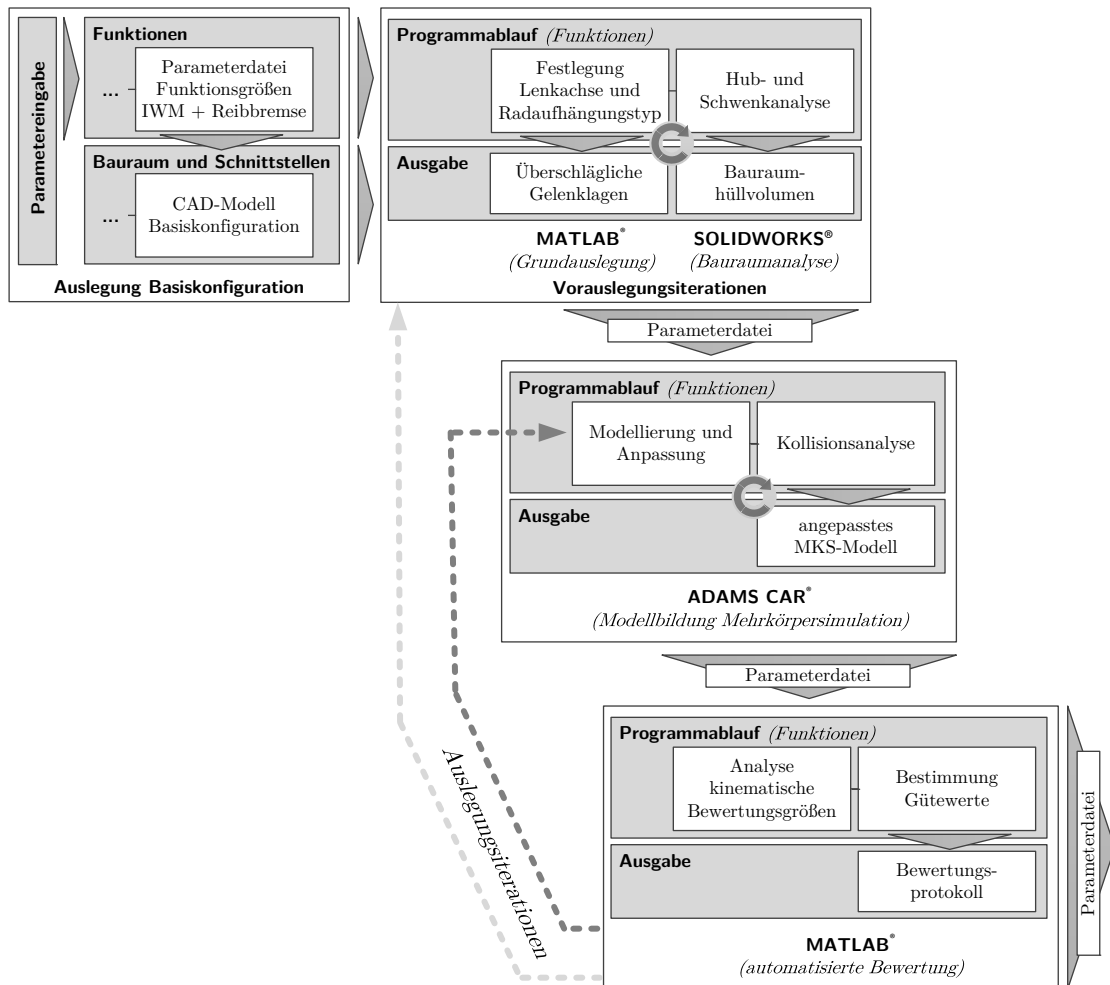


Abb. 4-13: Entwurfs- und Bewertungsablauf für Radaufhängungen aktiver Corner-Module

Ziel dieses Auslegungsabschnitts ist es, die Modellierung und Adaption verschiedener Radaufhängungsbauarten in einem strukturierten und reproduzierbaren Ablauf darzustellen und als standardisierte Funktionen weitgehend in den Gesamtablauf zu implementieren. Bei Entwicklung eines allgemein gehaltenen Ansatzes entsteht jedoch zwangsläufig das Problem eines unüberschaubaren Lösungsraums. Sollen bereits früh Aussagen für den domänenübergreifenden Gesamtsystementwurf generiert werden, sind im gewissen Umfang vereinfachende Annahmen und Restriktionen, ähnlich der Vorgehensweise in Kapitel 4.1, notwendig. Der Fokus liegt daher verstärkt auf Modularität, früher Identifikation kritischer Wechselwirkungen und Reduzierung der benötigten Rechendauer, als auf Darstellung der gesamten Vielfalt möglicher Lösungen oder hoher Optimierungsgrade.

4.2.1 Vorauslegung elementarer Funktionsgrößen und Bauraumanalyse

Die Modellierung und Abstimmung einer Radaufhängung ist ein iterativer Prozess und setzt in einem komplexen Spannungsfeld zum Teil konkurrierender Anforderungen, neben Berechnungs- und Simulationswerkzeugen, entsprechende Erfahrungswerte bzw. eine umfangreiche Wissensbasis voraus. Aufgrund der komplexen räumlichen Bewegungen und der starken Restriktionen durch den gegebenen Bauraum, sind Verfahren zur direkten rechnerischen oder grafischen Ableitung¹³⁷ einer Kinematik praktisch nicht geeignet.

¹³⁷ z. B. die Getriebe-synthese

Von daher soll vor der eigentlichen Modellierung der Radaufhängung eine zweistufige Vorauslegung den Entwurfsprozess im Sinne einer ersten Iterationsschleife erleichtern. Hierfür sind zunächst die Schnittstellen für die kinematische Anlenkpunkte genauer einzugrenzen. Radseitig bildet der Radträger das zentrale Verbindungselement, welches Maschinen- bzw. Getriebegehäuse, Radlagerung und Bremssattel aufnimmt. Wegen des Verbaus des Radnabenantriebs können mögliche Anbindungspunkte tendenziell weniger tief in der Radschüssel positioniert werden. Konkrete Daten liefert hier die Auslegungsberechnung und Modellierung von Radnabenantrieb und der Reibbremse (vgl. Kap. 4.1.4).

Hinsichtlich der Festlegung aufbauseitiger Schnittstellen ist zwischen den Auslegungsgrundsätzen des „Retrofit-“, und „Standalone“-Konzepts zu unterscheiden (vgl. Kap. 2.1). Bei einer Adaption an ein bestehendes Fahrzeug können bzw. müssen die entsprechenden Aufnahmen gegebenenfalls übernommen oder angepasst werden. Bei einer vollständigen Neukonstruktion bestehen dahingegen deutlich größere Freiheitsgrade. Um die Potentiale aktiver Corner-Module hinsichtlich der Fahrzeugaufbaugestaltung auszuschöpfen, sind jedoch insgesamt kompaktere Varianten zu bevorzugen, welche z. B. das Skateboard-Design erfordert (vgl. Kap. 2.5.2).

Sind diese Randbedingungen und die Grundparameter des Zielfahrzeugs bekannt oder hinreichend genau abgeschätzt, beginnt die Vorauslegung mit der Definition einer virtuellen Lenkachse in Konstruktionslage¹³⁸, ausgehend vom Radaufstandspunkt¹³⁹. Deren räumliche Lage wird durch die Vorgabe von Nachlauf- und Spreizungswinkel sowie Lenkrollradius und Nachlaufstrecke eindeutig definiert. Aufgrund allgemeiner Auslegungsgrundsätze und parametrischer Studien können dabei Bereiche eingeschränkt und günstige Werte abgeschätzt werden. Hierbei lassen sich die Parameter der Lenkachse jedoch nicht vollkommen losgelöst von den Verbauungsbedingungen im Rad auslegen. Soll z. B. ein günstiger Lenkrollhalbesser erreicht werden, resultieren durch die Gelenklagen sehr große Spreizungswinkel und damit ein extremes Sturzverhalten bei Lenkbewegungen. Da bestimmte Typen von Radaufhängungen hier meist typische Auslegungsbereiche bedingen, wird somit auch die Wahl für die grundlegende Bauform bereits eingeschränkt.

Dieses Problem lässt sich in bestimmten Bereichen durch Schaffung virtueller Gelenkpunkte umgehen (vgl. Kap. 2.4). Trotz weiter fahzeuginnen liegenden, radseitigen Anlenkpunkten gelingt so die Reduzierung des Spreizungswinkels und damit eine maßgebliche Verringerung des Störkrafthebelarms bei gleichem Lenkrollradius. Aufgrund der bei starker virtueller Verlängerung steigenden Verschiebung und Verdrehung der Anlenkpunkte sind dem jedoch konstruktive Grenzen gesetzt.

Für den Auslegungsablauf wurde die überschlägliche Parametrisierung der Lenkachse im Rahmen eines Vorauslegungswerkzeugs in Matlab® entwickelt (Abb. 4-14). Auf Basis der kinematischen Zielparame-ter können so die realen bzw. virtuellen Anlenkpunkte der Lenker auf der Lenkachse abgeleitet werden. Dafür muss der Radaufhängungstyp bereits grundsätzlich festgelegt und die Lenkerlängen grob abgeschätzt sein. Da das hierfür

¹³⁸ bei Geradeausstellung der Räder und definiertem Einfederungsweg

¹³⁹ Mittelpunkt der Reifenaufstandsfläche

verwendete grafische Polverfahren eigentlich nur für ebene Mechanismen die ideale Position bestimmen kann, sind die Aussagen für räumliche Radaufhängungen zunächst nur als erste Iteration für die spätere Feinauslegung zu verstehen.

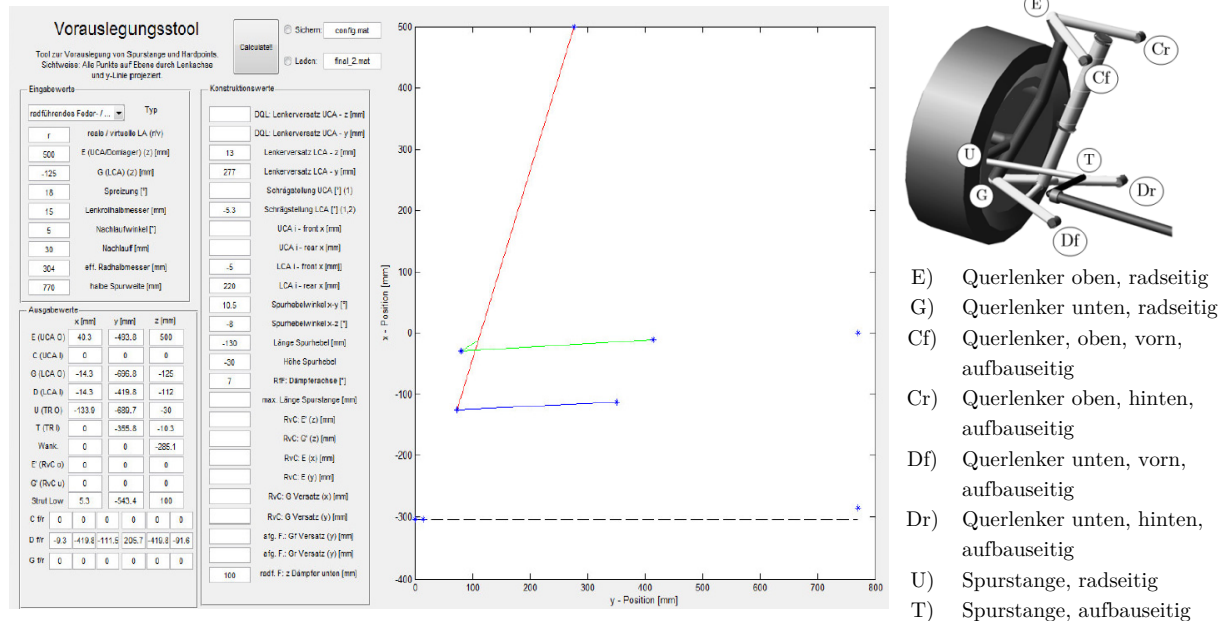


Abb. 4-14: Bedienoberfläche und ebene Darstellung der Anlenkpunkte im Vorauslegungsprogramm [Loy15]

Aus der relative Lage der Lenkachse werden nach [RB05] des Weiteren die später zu erwartenden Momentenbelastungen über die Berechnung von Bremskrafthebelarm, Störkrafthebelarm, Hochkrafthebelarm und Seitenkrafthebelarm abgeschätzt. Um die anschließende Implementierung der Werte für die Modellierung in der Mehrkörpersimulation zu erleichtern, werden aus den Lenkerstellungen und wirksamen Längen bereits die resultierenden Koordinaten im achszentrierten Koordinatensystem ausgegeben.

Sind die Lage von Lenkachse, Anlenkpunkten und Lenkern erstmals grob bestimmt, schließt sich die detaillierte Bauraumanalyse unter Verwendung der diskretisierten parametrischen Modelle aus Kapitel 4.1 an. Die Umsetzung der Bauraumanalyse erfolgt ebenfalls in der CAD-Umgebung SolidWorks®, sodass die Werte aus der Vorauslegung parametrisch eingebunden werden können. Um die Abläufe zu vereinfachen genügt im Weiteren die Verwendung von detailreduzierten Hüllmodellen¹⁴⁰.

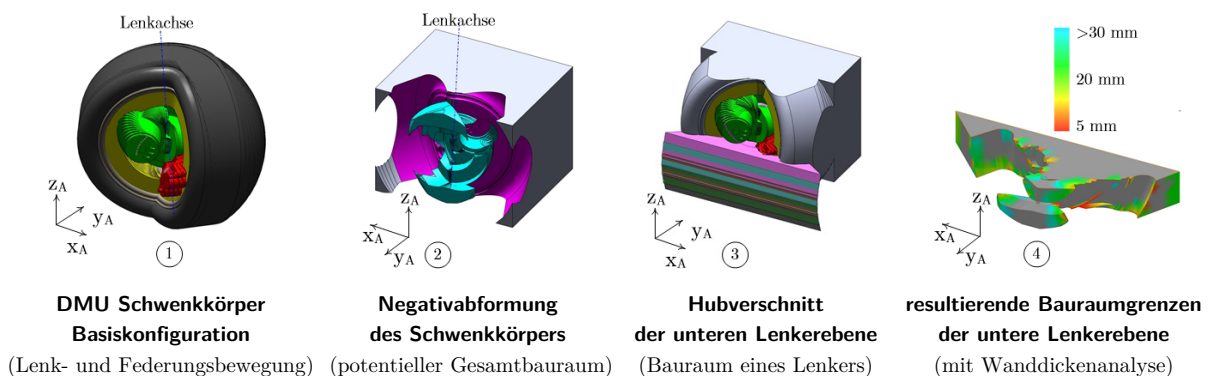


Abb. 4-15: Ablauf der Bauraumanalyse für Elemente der Radaufhängung am Beispiel eines Traglenkers

¹⁴⁰ engl. Digital Mock-Up, kurz DMU

Der für die Radaufhängung zur Verfügung stehende Freiraum wird über eine virtuell aufprägte Schwenk- und Hubbewegung des Rades ermittelt (Abb. 4-15). Die Bestimmung der dafür erforderlichen Lenkwinkelanschläge erfolgt grafisch über den Zielwendekreis mittels der Ackermannbedingung in Abhängigkeit von Radstand, Spurweite, Lenkungsconfiguration¹⁴¹ und Aufbauüberhang. Der konkrete Bauraum für eine Lenkerlage ergibt sich dann durch das räumliche Verschneiden von Volumenkörpern in diskreten Lenk- und Einfederungszuständen, welche über boolesche Operationen vereinigt werden. Mittels einer zusätzlichen Wanddickenanalyse können in den so entstandenen Negativabformungen des Radverbau zudem Bereiche von praktisch nicht nutzbarem Bauraum¹⁴² ausgeschlossen werden. Dabei sind die Vorauslegung und die Bauraumanalyse aufeinander aufbauende Schritte eines iterativen Prozesses, welcher gegebenenfalls mehrfach durchlaufen werden muss und zum Teil manueller Eingriffe in die Parametrisierung bedarf. Trotzdem führt er in vergleichsweise kurzer Zeit zu belastbaren Ergebnissen. Erste Modifikationen der Komponentenanzahl sind über die tangentielle Positionierung des Bremssattels und bei desachsiert unteretzten Antriebsvarianten durch die Getriebebeläge möglich.

4.2.2 Modellierung und Bewertung der Radaufhängungen

Die Modellbildung der Radaufhängungen und Simulation als Mehrkörpersystem erfolgt in ADAMS CAR^{®143}. Die Mehrkörpersimulation wird allgemein verwendet, um das Bewegungsverhalten komplexer Systeme zu untersuchen, die aus einer Vielzahl gekoppelter beweglicher Teile bestehen [HEG13]. Die im Folgenden vorgestellte Modellerstellung und -bewertung basiert dabei auf reiner Starrkörperkinematik und schließt zur Vereinfachung die elaskokinematische¹⁴⁴ Abstimmung nicht ein. Die Modelle sind im Folgenden exemplarisch für Vorderachsenanwendungen ausgeführt, da hierbei die Abbildung einer Lenkbewegung und stärkere Bauraumeinschränkung durch leistungsfähigere Reibbremsen den Integrationsaufwand deutlich erhöhen. Das Vorgehen ist jedoch vereinfacht auch auf Hinterachsen übertragbar. Als parametrisierbare Modelle sind eine Doppelquerlenker- und Mehrlenkeraufhängung, sowie Variante radführender Federbeine angelegt worden. Zudem besteht die Möglichkeit der Adaption von Varianten linearer Radaufhängung, welche häufiger im Kontext aktiver Corner-Module diskutiert werden (Abb. 4-16).

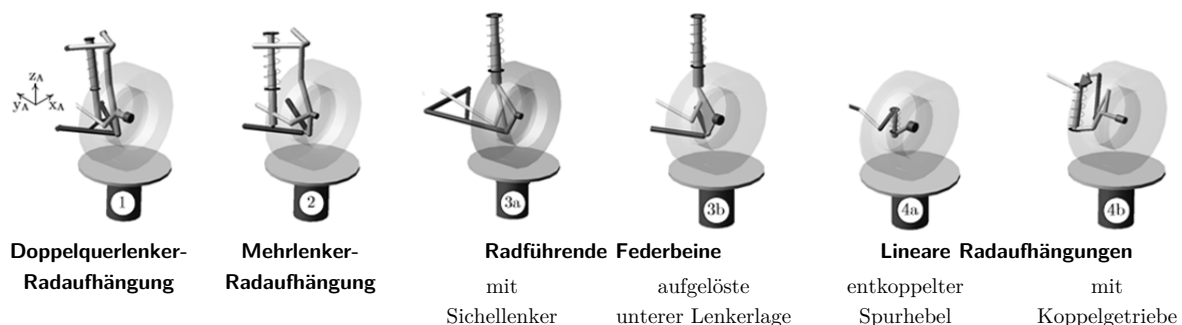


Abb. 4-16: Modelle von Radaufhängungen in der Mehrkörpersimulation

¹⁴¹ Vorderachsenlenkung oder Allradlenkung

¹⁴² Sicherstellen des Minimalfreigangs bei zu geringer Wandungsstärken des Volumenkörpers

¹⁴³ kurz für: Advanced Dynamic and Modelling System

¹⁴⁴ Verformung von Elementen der Radaufhängung aufgrund äußerer Kräfte und Momente

Die jeweiligen Modelle lassen sich anhand der in den Vorauslegungsiterationen übersichtlich orientierten Gelenklagen und Lenkerlängen entsprechend anpassen. Anschließend wird das Bewegungsverhalten der Mechanismen über den Verlauf der Radstellungsgrößen und anderen Kinematikparametern während aufgeprägter Hub- und Lenkbewegung analysiert. Diese Routinen erfolgen automatisiert durch die Einbindung von MATLAB®-Funktionen¹⁴⁵, welche von ADAMS CAR® verarbeitet werden können. Auch für die weiteren Bewertungsabläufe wird nicht auf die programminternen Werkzeuge zurückgegriffen. Zwar verfügt ADAMS CAR® selbst über eine integrierte Auswertungssoftware¹⁴⁶, diese ist jedoch nicht beliebig frei programmierbar. Von daher erfolgt die Auswertung ebenfalls über eine Kopplung mit MATLAB®, indem die Simulationsergebnisse über ein Transformationskript in textbasierter Tabellenform übertragen werden. Bereits in diesem Stadium können die Modelle in den Radhub- und Einlenkversuchen ersten Kollisionsabfragen unterzogen werden. Zwar stellen die Lenkerelemente in der Mehrkörpersimulation noch keine Geometrielemente im eigentlichen Sinne dar, elementare Bauraumkonflikte lassen sich jedoch identifizieren, Mindestabstände einzelner Elemente untereinander abschätzen und gegebenenfalls bei der folgenden Formgebung berücksichtigen.

Um Aussagen zur Güte der konkreten Radaufhängungen ableiten zu können, wurde auf einen Bewertungsansatz zurückgegriffen, welcher grundlegend bereits in den Arbeiten von [Wim97] und [Nie12] beschrieben wird. Dieser dient der methodischen Auslegung und Optimierung von Radaufhängungen. Er wurde im Rahmen dieser Arbeit übernommen und auf die besonderen Bedingungen bei der Integration von elektrischen Radnabenmaschinen hin angepasst. Der gesamte Analyseablauf ist ebenfalls mittels MATLAB® implementiert worden. Dieser generiert bei geringer Berechnungsdauer umfangreiche Aussagen zu Einzelparametern und relativen Gütewerten. Durch den Bezug auf ein probates Bewertungsverfahren ist zudem sichergestellt, dass die Bewertungsergebnisse mit denen konventioneller Radaufhängungen vergleichbar sind. Die eigentliche Bewertung stützt sich dabei auf die Analyse von insgesamt sechs elementaren kinematischen Kriterien. Dabei handelt es sich um den Verlauf von Sturz- und Spurwinkel, die Höhe des Wankzentrums, die Spurweitenänderung und den Nickausgleich in Abhängigkeit des Radhubes¹⁴⁷ in Geradeausstellung. Zudem wird der Spurdifferenzwinkel über dem Radlenkeinschlag als Bewertungsgröße herangezogen. Für die Referenzfunktionen der jeweiligen Bewertungskriterien kann im Wesentlichen auf [Wim97] bzw. [RB05],[HEG13] zurückgegriffen werden. Zur Validierung und Feinabstimmung sind darüber hinaus Erkenntnisse eigener Simulationen und Fahrzeugvermessungen eingeflossen.

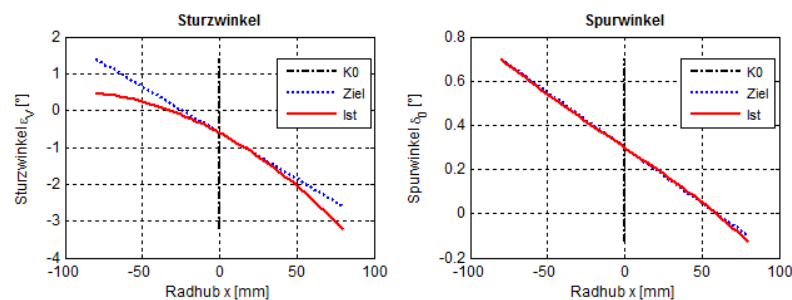


Abb. 4-17: Analyse der Raderhebungskurven von Sturz- und Spurwinkel im Bewertungssystem

¹⁴⁵ sogenannte Command-Files

¹⁴⁶ programmintegrierter Postprocessor

¹⁴⁷ Gesamtfederweg von maximaler Aus- bis Einfederungslage des Rades gegenüber dem Fahrzeugaufbau

Die Raderhebungskurve für den Sturzwinkel hat elementaren Einfluss auf die übertragbaren Seitenkräfte und wirkt somit stark auf das Eigenlenkverhalten¹⁴⁸ (Abb. 4-17, li.). Die Referenzfunktion $\varepsilon_{V/H}$ in Abhängigkeit der Einfederungslage x ergibt sich wie folgt:

$$\varepsilon_{V/H}(x) = -0,025 \text{ } ^\circ/\text{mm} \cdot x + \varepsilon_V(K0) \quad \text{Gl. 4-17}$$

Der Verlauf des Spurwinkels hingegen beeinflusst wesentlich das Brems- und das Geradeauslaufverhalten eines Fahrzeugs. Die diesbezügliche Abstimmung von Vorder- zu Hinterachse erfolgt meist zu Gunsten eines wankuntersteuernden¹⁴⁹ Fahrverhaltens, wofür beide Achsen gegenläufige Spurwinkelverläufe $\delta_{0,VA}$ bzw. $\delta_{0,HA}$ aufweisen müssen (Abb. 4-17, re.).

$$\delta_{0,VA/HA}(x) = -/+0,005 \text{ } ^\circ/\text{mm} \cdot x + \delta_{0,VA}(K0) \quad \text{Gl. 4-18}$$

Der Brems- und Anfahrnickausgleich sind vorrangig ein Komfortkriterium, welches den Anteil der Abstützung von dynamischen Achslaständerungen in be- und entlastenden Anteilen auf die Aufbaufedern beschreibt (Abb. 4-18, li.). Bei einem hundertprozentigen Ausgleich resultieren keinerlei Nickbewegungen des Fahrzeugaufbaus bei Angriff von Längskräften. Allerdings gehen mit den dafür erforderlichen Schrägstellungen der Fahrwerklenker hohe Nachlaufänderungen einher, sodass der tatsächlich eingestellte Bremsnickausgleich immer einen Kompromiss darstellt [RB05].

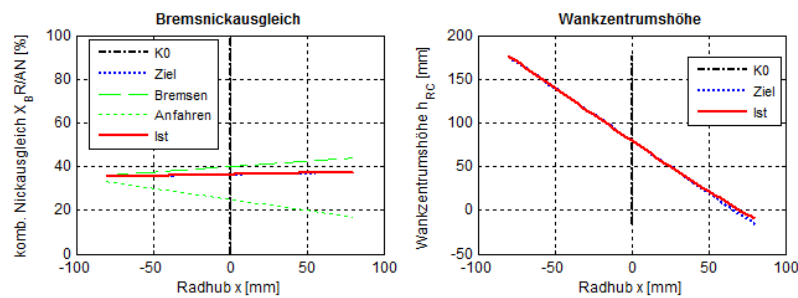


Abb. 4-18: Analyse von kombiniertem Nickausgleich und Wankzentrumshöhe im Bewertungssystem

Für konventionelle Antriebe erfolgt die Bestimmung des Anfahrnickausgleichs in der Mehrkörpersimulation über eine Abstützbasis für das Radmoment innerhalb des Fahrzeugaufbaus. Bei Radnabenantrieben muss der Anfahrnickausgleich hingegen analog zum Bremsnickausgleich berechnet werden, da sich die Abstützbasis ebenfalls auf die Radaufhängung verlagert. Die kombinierte Referenzfunktion wird von daher als gewichtete Verrechnung der Kennlinien für Anfahr- und Bremsnickausgleich festgelegt. Auf Grund der im Vergleich zu den Antriebskräften deutlich höheren Bremsbelastungen erfolgt jedoch eine Wichtung zu Gunsten des Bremsnickausgleichs. Für Vorderachsen ergibt sich folgende kombinierte Referenzfunktion¹⁵⁰:

$$X_{Br,VA}(x) = 0,05 \text{ } ^\circ/\text{mm} \cdot x + 40\% \quad \text{Gl. 4-19}$$

$$X_{An,VA}(x) = -0,1 \text{ } ^\circ/\text{mm} \cdot x + 25\% \quad \text{Gl. 4-20}$$

$$X_{Br/An,VA}(x) = (3 \cdot X_{Br,VA}(x) + X_{An,VA}(x))/4 \quad \text{Gl. 4-21}$$

¹⁴⁸ alle vom Fahrereinfluss unabhängigen Lenkeigenschaften des Fahrzeugs

¹⁴⁹ Minderung der Gierrate bei Kurvenfahrt und Lastwechseln

¹⁵⁰ für Hinterachsen ergibt sich in den Referenzfunktionen ein entsprechen invertierte Verhalten

Die Höhe des Wankzentrums ist entscheidend für das Verhalten des Fahrzeugaufbaus bei Seitenkraftangriff. Geringe Wankwinkel werden meist mit sportlicher Abstimmung in Verbindung gebracht. Die durch Aufbaubewegungen um die Fahrzeuglängsachse entstehende Federlängenänderungen lassen sich jedoch auch im Sinne der Raderhebungskurven zur Beeinflussung des Eigenlenkverhaltens nutzen und sind somit ebenfalls wichtige Abstimmungsparameter. Die entsprechende Referenzfunktion $h_{WZ,VA/HA}$ zur Wankzentrums- höhe wird in Konstruktionslage im Vergleich zu [Wim97] gezielt tiefer angesetzt, da der Verbau der Traktionsbatterien in elektrisch angetriebenen Fahrzeugen tendenziell eine vergleichsweise niedrige Schwerpunktlage erwarten lässt. Um eine günstige Untersteuer- tendenz zu erzeugen, sollte die Wankachse¹⁵¹ nach hinten hin ansteigen. Daher liegt die Referenzfunktion für die Vorderachse unter dem Niveau der Hinterachse.

$$h_{WZ,VA}(x) = -1,2 \cdot x + 80\text{mm} \quad \text{Gl. 4-22}$$

$$h_{WZ,HA}(x) = -1,2 \cdot x + 120\text{mm} \quad \text{Gl. 4-23}$$

Für den Geradeauslauf und das Ansprechverhalten ist zudem die Spurweitenänderung ein maßgeblicher Einflussfaktor. Generell gilt es, möglichst geringe Spurweitenänderung beim Durchfedern zu erzeugen, um den Zwangsschräglauf an den Reifen zu minimieren. Die prozentuale Bewertung dieser Größe beschreibt den Erfüllungsgrad durch lineare Interpolation zwischen der Idealausprägung und einem Grenzbereich¹⁵² (Abb. 4-19, li.).

$$\Delta b(x) = 0\text{mm} \quad \text{Gl. 4-24}$$

Ein Maß für die Güte der Lenkinematik und wesentlich verantwortlich für den Seitenkraft- aufbau während Kurvenfahrt ist der Spurdifferenzwinkel. Dieser gibt an, in wie weit der Innenradeinschlag einer gelenkten Achse von der ACKERMANN-Bedingung¹⁵³ abweicht. Dabei kann die Reduzierung des Radlenkwinkels des inneren Rades auch für die Reduzierung des Wendekreisdurchmessers genutzt werden. Andererseits sind Abweichungen durch zu hohen Zwangsschräglauf und zunehmenden Reifenverschleiß limitiert. Die systemcharakterisierende Bewertungsgröße ist jedoch nur bei der mechanischen Kopplung zwischen den Radseiten durch konventionelle Lenksysteme relevant. Bei der Darstellung von radindividuellen Lenk- winkeln durch Einzelaktuatoren bestehen keine direkten Anhängigkeiten und das Kriterium entfällt.

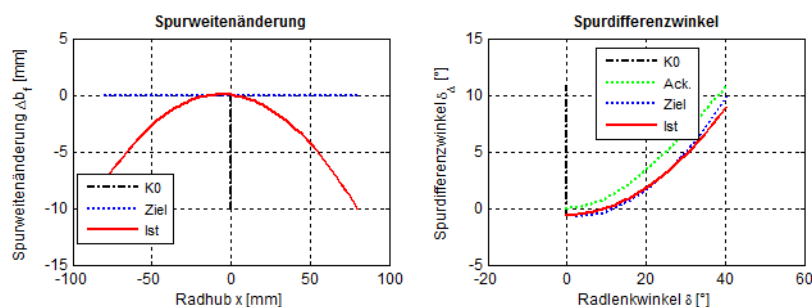


Abb. 4-19: Analyse der Spurweitenänderung und des Spurdifferenzwinkels im Bewertungssystem

¹⁵¹ Verbindung zwischen den Wankzentren von Vorder- und Hinterachse

¹⁵² Maximalwerte unterhalb 20 mm [HEG13]

¹⁵³ Radlenkeinschläge zur Erfüllung der idealen Abrollbedingung

Für die Bewertung des Spurdifferenzwinkels wird eine kombinierte Referenzfunktion aus der Ackermannbedingung und dem Spurwinkelfehler abgeleitet (Abb. 4-19, re.). Der zugrunde gelegte Spurwinkelfehler wurde für große Lenkeinschläge bewusst klein gehalten und die statischen Vorspurwerte einbezogen.

$$\Delta\delta_{\text{Ack}}(\delta) = \delta_i - \delta_{\text{Ack},o} \quad \text{Gl. 4-25}$$

$$\delta_{\text{err}}(\delta) = 0,06 \text{ } ^\circ/\text{mm} \cdot \delta - 0,5 \cdot 10^{-11} \cdot \delta \quad \text{Gl. 4-26}$$

$$\delta_\Delta(\delta) = \Delta\delta_{\text{Ack}}(\delta) - \delta_{\text{err}}(\delta) - \delta_0(K0) \quad \text{Gl. 4-27}$$

Für jede der genannten Bewertungsgrößen erfolgt die Bestimmung einer spezifischen Güte durch elementweise Summierung der Fehlerquadrate zwischen den erreichten kinematischen Charakteristiken und den beschriebenen Referenzfunktionen. Dieser Wert entspricht einem invertierten Erfüllungsgrad der kinematischen Bewertungskriterien, welcher bei Wert null die Deckungsgleichheit von Referenz- und Ist-Kurve widerspiegelt. Die allgemeine Ausdrucksweise lautet:

$$G_0(a) = \sum_{i=1}^n (a_i - a_{i,\text{soll}})^2 \quad \text{Gl. 4-28}$$

Im weiteren Ablauf werden alle spezifischen Gütewerte zunächst einer Gewichtung unterworfen, welche den Hauptarbeitsbereich gegenüber den jeweiligen Extremlagen stärker in die Bewertung eingehen lässt. Nach [Wim97] wird der Radhub im Hauptfederbereich zwischen -30..30 mm und der Lenkwinkelbereich bis 10° durch die Wichtungsfunktionen $W_{\text{WT},i}$ und $W_{\text{S},i}$ besonders berücksichtigt (Abb. 4-20):

$$W_{\text{WT},i}(x_i) = 1 - \left[\frac{x_i}{x_{\text{max}}} \right]^5 \quad \text{Gl. 4-29}$$

$$W_{\text{S},i}(\delta_i) = 1 - \left[\frac{\delta_i}{\delta_{\text{max}}} \right]^3 \quad \text{Gl. 4-30}$$

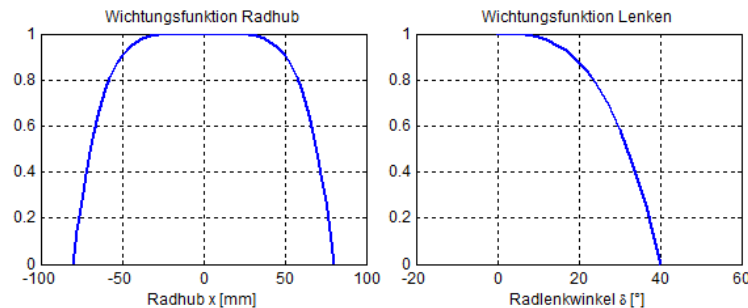


Abb. 4-20: Wichtungsfunktionen für Radhub und Lenkwinkleinschlag

Für gewichtete Gütewerte der von Radhub bzw. Lenkeinschlag abhängigen Kriterien folgt:

$$G_{\text{WT}}(a) = \sum_{i=1}^n W_{\text{WT},i} \cdot (a_i - a_{i,\text{soll}})^2 \quad \text{Gl. 4-31}$$

$$G_{\text{S}}(a) = \sum_{i=1}^n W_{\text{S},i} \cdot (a_i - a_{i,\text{soll}})^2 \quad \text{Gl. 4-32}$$

Zur Bestimmung eines globalen Gesamtgütevalues werden die gewichteten Gütewerte der einzelnen Bewertungsgrößen wiederum entsprechend ihrer Bedeutung für das Gesamtfahr-

verhalten gewichtet¹⁵⁴ aufsummiert. Für eine bessere Interpretationsfähigkeit der Aussagen wird zusätzlich ein prozentualer Erfüllungsgrad bestimmt, wobei 100% einer vollständigen Erfüllung aller zugrunde gelegten Bewertungskriterien entsprechen soll. Dafür werden die einzelnen gewichteten Güterwerte¹⁵⁵ mit fester Schrittweite normiert, sodass ein absoluter Güterwert von 10 einem prozentualen Erfüllungsgrad von 25% entspricht. Zu beachten ist dabei insgesamt, dass die Bewertung nach diesem Ansatz keine endgültigen Aussagen über die Qualität einer Radaufhängungskinematik geben kann, sondern immer im Kontext der jeweiligen Vorgaben zu betrachten ist. So ist das gesamte Bewertungssystem über die Beeinflussung der Referenzfunktionen, die Wichtung unter den Bewertungsgrößen und die Normierung auf den prozentuale Erfüllungsgrad justierbar und kann gegebenenfalls entsprechend den Auslegungsprämissen angepasst werden.

Über die beschriebenen Bewertungsgrößen hinaus existiert zudem eine Reihe von kinematischen Kenngrößen, die ebenfalls zur allgemeinen Beurteilung herangezogen werden können aber nicht in die Berechnung der Güterwerte einfließen. Darunter sind in diesem Zusammenhang Größen und deren Verläufe zu verstehen, welche für eine abschließende Beurteilung einer Radaufhängung zwar relevant sind, bei denen jedoch die Festlegung einer konkreten Referenzfunktion nicht möglich bzw. nicht unmittelbar zielführend ist. Dies ist insbesondere darauf zurückzuführen, dass sich diese Kennwerte gegenseitig stark beeinflussen und ein günstiges Gesamtverhalten durch verschiedene Kombinationen zu erreichen ist. Trotzdem lassen sich auch hier Grundtendenzen erkennen und interpretieren, wodurch ihre Darstellung als Ergänzung der Bewertungsgrößen dienen soll (Abb. 4-21, 4-22).

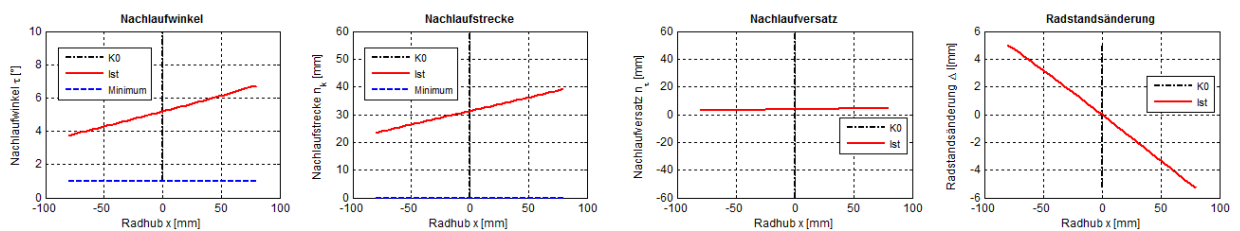


Abb. 4-21: Ergänzende Kennwertausgabe des Bewertungssystems (Teil 1)

Als Ergänzung zu den Bewertungsgrößen sind in den automatisch generierten Auswertungen von daher auch Nachlaufwinkel, Nachlaufstrecke, Nachlaufversatz, Radstandsänderung, Spreizungswinkel und Lenkrollradius der Achse jeweils in Geradeausstellung über dem vollständigen Radhub dargestellt. Dabei sind die Nachlaufgrößen insbesondere relevant für die Lenkungsrückstellung und die Stabilisierung des Geradeauslaufs. Hierfür sind insbesondere positive Nachlaufstrecken entscheidend. Der Lenkrollhalbmesser sollte betragsmäßig klein und nach Möglichkeit negativ sein (vgl. Kap. 2.4). Für einen kurzen Störkrafthebelarm ist zudem der Spreizungswinkel nicht zu groß zu wählen. Die Radstandsänderung ist verhältnismäßig klein zum Gesamtradstand, wobei aus Sicht der Längsfederung eine tendenzielle Radstandsverkürzung an Vorderachsen bzw. eine Radstandsverlängerung an Hinterachsen günstig ist.

¹⁵⁴ entsprechen den Gewichtungskriterien nach [Wim97] vgl. Anh. 4-3

¹⁵⁵ die Spurweitenänderung bleibt ohne Berücksichtigung

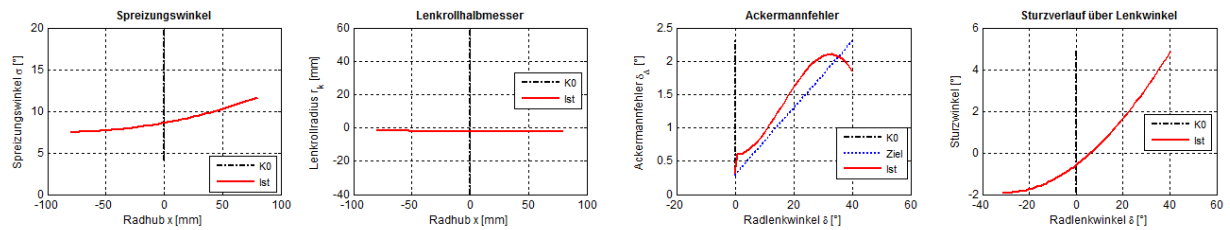


Abb. 4-22: Ergänzende Kennwertausgabe des Bewertungssystems (Teil 2)

Des Weiteren wird die Sturzwinkeländerung über den Radlenkwinkel aufgeführt. Für eine Steigerung der übertragbaren Seitenkraft bei Kurvenfahrt ist ein negativer Sturz am kurvenäußeren bzw. ein positiver Sturz am kurveninneren Rad anzustreben. Die Darstellung des häufig auch zur Bewertung herangezogenen Ackermannfehlers erfolgt an dieser Stelle nur zum Zwecke der Vollständigkeit. In der Bewertung ist der Zusammenhang bereits durch den Spurdifferenzwinkel berücksichtigt.

Fazit

Mit Hilfe der strukturierten Grundausslegung und dem automatisierten Ablauf zur Bewertung von Radaufhängungen von Basiskonfigurationen aktiver Corner-Module, gelingen frühe Machbarkeitsanalysen mit hohem Konkretisierungsgrad und fundierte Variantenvergleiche. Die abgeleiteten Erkenntnisse können je nach Anwendungsszenario zur Überarbeitung von Systemkonfigurationen herangezogen werden oder als Randbedingungen erneute Teilsystementwürfe einfließen (vgl. Kap. 4.1). Kinematiken mit ausreichender Güte bilden andererseits wichtige Teilmodelle für die Systemanalyse in der sich anschließenden Gesamtfahrzeugsimulation, bei der Konfiguration und Abstimmung von aktiven Systemkomponenten. Zudem können sie zu auskonstruierten Radaufhängungen für aktive Corner-Module weiterentwickelt werden (vgl. Kap. 7).

4.3 Analyse und Abstimmung in der Gesamtfahrzeugsimulation

An den Grundentwurf der Teilsysteme der Basiskonfiguration des aktiven Corner-Moduls – elektrische Radnabenmaschine, Reibbremse und Radaufhängung – schließt sich die Gesamtfahrzeugsimulation an. Anders als in den vorgelagerten Entwicklungsabschnitten, in denen teilsystemspezifische Bewertungsansätze genutzt wurden, kann hier das Zusammenspiel aller Subsysteme auch in komplexen Fahrmanövern untersucht werden. Ziel dabei ist es, möglichst früh eine Gesamtkonzeptbewertung zu ermöglichen und grundlegende Auswirkungen verschiedener Subsystemkonfigurationen bzw. –parametrisierungen in Hinblick auf Fahrverhalten und Energieeffizienz bewerten zu können. Neben den Teilsystemen der Basiskonfiguration schließt dies optional verschiedene aktive Fahrwerksysteme ein.

4.3.1 Simulationsumgebung und Datenaustausch

Als Simulationsumgebung für die Analyse und Abstimmung des Gesamtfahrzeugverhaltens dient IPG CarMaker® unter Nutzung der offenen MATLAB/Simulink®-Schnittstelle. Diese erlaubt die vielfältige Einbindung eigener aktiver Subsystemmodelle und entsprechender Regelungsalgorithmen. Umfangreiche Versuchsabläufe und Fahrmanöver können koordiniert, automatisiert aufbereitet und detailliert analysiert werden. Zudem sind Schnittstellen

vorgesehen, welche die Einbindung realer Systembestandteile im Sinne von HiL-Simulationen zulassen. Dazu muss das gesamte System jedoch echtzeitfähig gehalten werden [HSS13]. Zur grundlegenden Parametrisierung eines Fahrzeugs steht die einfach zu handhabende CarMaker®-GUI zur Verfügung. Auch die Einstellung des Fahrermodells für komplexere Fahrmanöver erfolgt an dieser Stelle.

Für die Darstellung und Bewertung von Systemkonfigurationen aktiver Corner-Module im Gesamtfahrzeug wurde die Grundstruktur der Simulationsumgebung erweitert (Abb. 4-23). Über eigens erstellte Simulink®-Modelle werden je nach Konfigurationsszenario spezifische Subsysteme und lokale Subsystemregler eingefügt und parametrisiert.

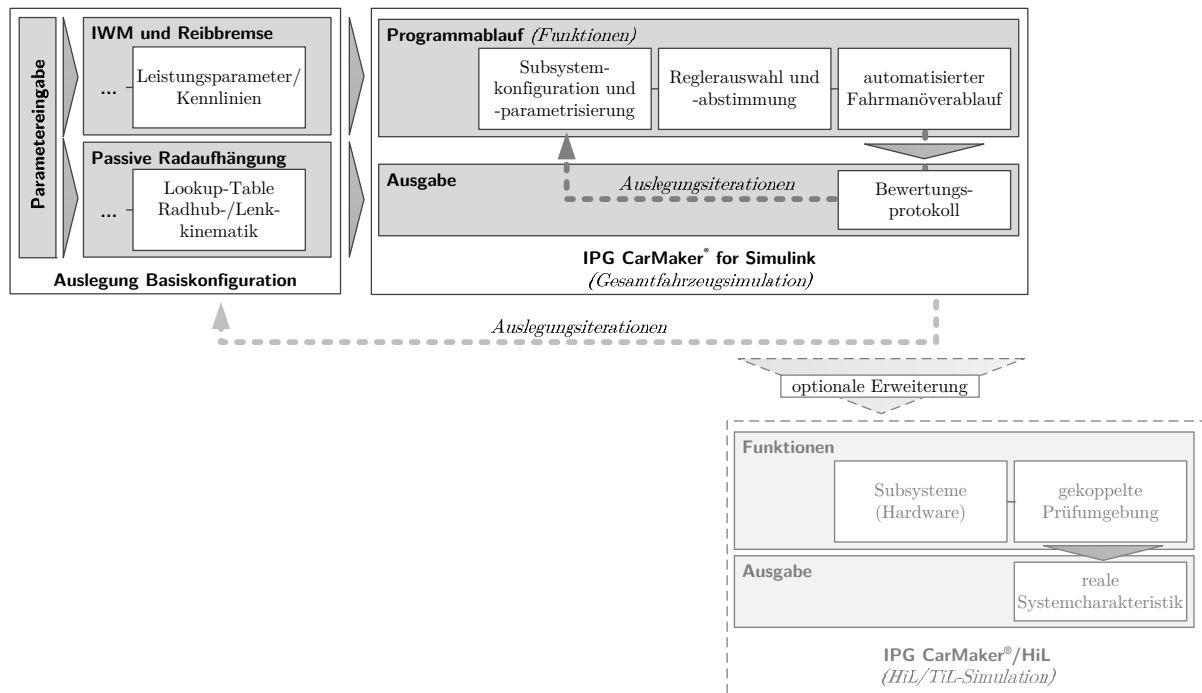


Abb. 4-23: Entwurfs- und Bewertungsablauf für aktive Corner-Module in der Gesamtfahrzeugsimulation

Grundlage bildet jeweils eine der in Kapitel 4.1 beschriebenen Antriebskonfigurationen, die jeweilige Antriebsausführung am Rad und die radindividuelle Drehmoment-Drehzahl-Charakteristik der Radnabenmaschinen, welche als Antriebsstrangmodell eingebettet werden. Der diesbezügliche Leistungs- und Energiebedarf im Antriebsfall lässt sich anhand der Rad-drehzahl, dem abgerufenem Motormoment und einer hinterlegten Wirkungsgradtabelle abschätzen. Im rekuperativen Betrieb kann jeweils das maximale negative Motormoment abgerufen werden. Die Abbildung des Reibbremssystems erfolgt über ein stark vereinfachtes Teilmodell, welches jedoch für die Umsetzung von Brake-Blending-Funktionen im Zusammenspiel mit den Radnabenantrieben vollkommen ausreichend ist.

Auch die Eigenschaften der jeweiligen passiven Radaufhängung können für das Zielfahrzeug in der Gesamtfahrzeugsimulation individuell berücksichtigt werden. Detaillierte kinematische Modelle zur Darstellung des vollen Funktionsumfangs einer Radaufhängung lassen sich prinzipiell mittels aufwendiger Co-Simulation von ADAMS CAR® über MATLAB® in IPG CarMaker® einbinden. Neben der vollständigen Detailauflösung ergibt sich so die Möglichkeit der Einbeziehung belastungsabhängiger, elastokinematischer Effekte auf das

Fahrverhalten. Da in diesem Entwurfsstadium jedoch noch keine entsprechenden Effekte berücksichtigt werden, sind diese Funktionen erst für spätere Entwicklungsiterationen interessant. Durch den damit ebenfalls zunehmenden Modell- und Berechnungsumfang, steigt zudem die Simulationsdauer erheblich an. In diesem Fall kann dann die Echtzeitfähigkeit des Gesamtsystems beeinträchtigt sein. Daneben existiert auch eine herstellereigene MKS-Software¹⁵⁶ für IPG CarMaker®, welche jedoch wiederum nicht die Implementierung des in Kapitel 4.2 vorgestellten Bewertungsablaufs ermöglicht. Von daher wurde auf ein einfach zu implementierendes Schnittstellenformat mit vergleichsweise geringer Rechenzeit zurückgegriffen. Das verwendete .skc¹⁵⁷-Dateiformat bildet dafür nicht das komplette Mehrkörpersystem einer Radaufhängung in der Gesamtfahrzeugsimulation ab, sondern stellt lediglich die Mittelpunktposition und Orientierung der Räder für verschiedene Lenk- und Federungen¹⁵⁸ über Lookup-Tabellen dar (Abb. 4-22). Die Erstellung und Konvertierung der jeweiligen .skc-Dateien zur Datenübergabe der in ADAMS CAR® gestalteten Radaufhängungsmodelle und IPG CarMaker® läuft über ein eigens erstelltes MATLAB®-File vollständig automatisiert ab.

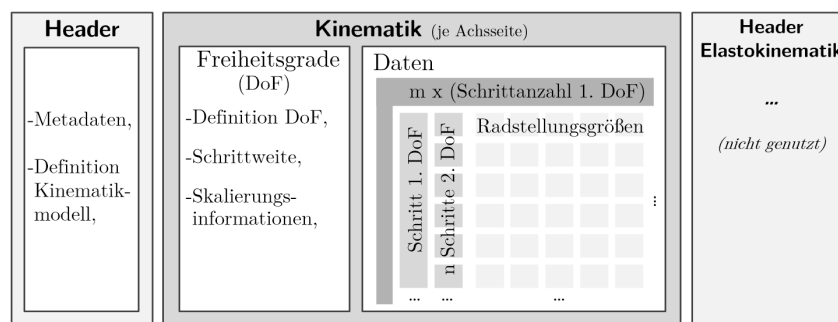


Abb. 4-24: Prinzipieller Aufbau einer .skc Lookup-Tabelle einer Radaufhängung für IPG CarMaker® [Hed14]

Somit stehen die grundlegende Radhub- und Lenkcharakteristiken der entworfenen Radaufhängungen für die Gesamtfahrzeugsimulation schnell und ohne hohen Parametrisierungsaufwand zur Verfügung. Die Wirkungen zusätzlicher Aktuatoren auf die Radstellungsgrößen, wie den Spur- oder Sturzwinkel, können der passiven Charakteristik virtuell überlagert werden.

4.3.2 Einbindung aktiver Fahrwerksysteme und Reglerauswahl

Im Entwurfs- und Bewertungsablauf für aktive Corner-Module werden neben den Radnabenantrieben und Reibbremsen optional auch verschiedene aktive Fahrwerksysteme berücksichtigt, welche das Gesamtsystemverhalten wesentlich beeinflussen können. Neben der Darstellung ihrer fahrdynamischen Wirkung ist dabei die Ableitung von elementaren Subsystemeigenschaften wie z. B. notwendigen Stellbereichen, Stelldynamikdynamiken und der zu erwartenden Leistungsaufnahme für die spätere Detailauslegung der jeweiligen Aktuatoren interessant.

Als aktive Fahrwerksysteme sind je nach Konfigurationsvorgaben die Optionen für achs- bzw. radindividuelle Überlagerungslenkungen und die radselektive, dynamische Sturzwinkelstellung

¹⁵⁶ IPG Kinematics®

¹⁵⁷ engl. Suspension Kinematics and Compliance

¹⁵⁸ bezogen auf die Radkoordinatensysteme

vorgesehen. Andere aktive Subsysteme könnten hier zukünftig ebenfalls modular ergänzt werden. Um noch keine zu starken konstruktionsspezifischen Einschränkungen vornehmen zu müssen, ist der Detaillierungsgrad minimal gehalten. Die Aktuatormodelle sind daher vereinfacht als ideal steife Ein-Massen-Systeme mit Kugelgewindetrieb für längenvariable Fahrwerklenker oder Spurstangen umgesetzt. Die durch sie zu stellenden Kräfte lassen sich über die Rückstellmomente am Rad überschläglich abschätzen. Über die erforderlichen Stellgeschwindigkeiten und die Übersetzung kann wiederum die erforderliche Motordrehzahl der Aktuatoren abgeleitet werden. Mittels hinterlegter Wirkungsgradmatrizen sind so Aussagen über den zu erwartenden Leistungsbedarf einzelner Stellglieder möglich (Abb. 4-25).

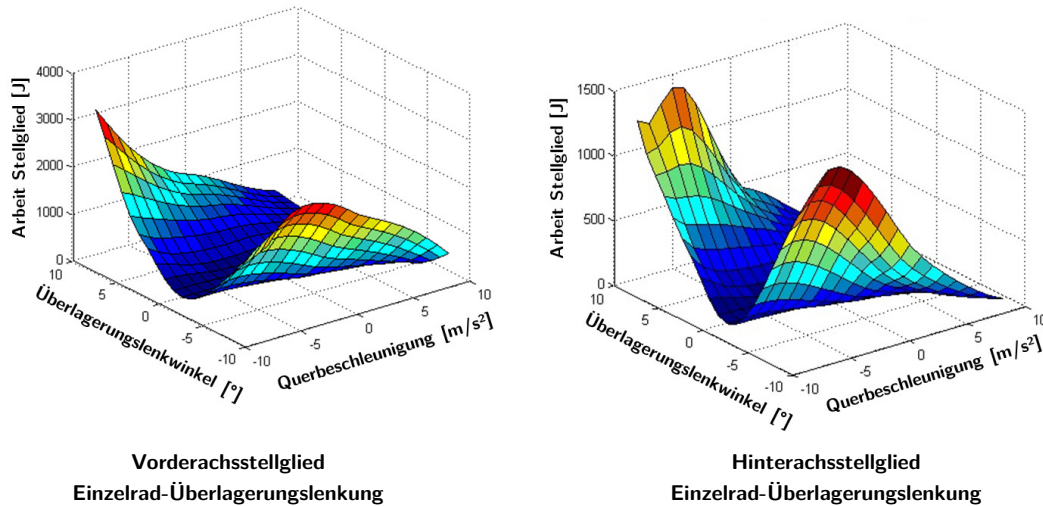


Abb. 4-25: Exemplarische Darstellung aktiver Stelleingriffe aktiver Fahrwerkstellglieder

Die simulative Untersuchung verschiedener Subsystemkonfigurationen und die angestrebte Systembewertung setzt neben der Implementierung der verschiedenen Subsystemmodelle auch eine globale Reglerstruktur voraus, welche diese effizient koordiniert und negative Beeinflussungen der Subsysteme untereinander verhindert. Für die Subsystemkoordination wurden drei verschiedene Reglerdomänen integriert. Dabei arbeiten stets ein Längsdynamikregler, ein Gierratenregler und ein Regler zur Reduktion von Fahrwiderständen zusammen.

Längsdynamikregler

Der Längsdynamikregler bestimmt die benötigten Radmomente der Radnabenmaschinen und Reibbremsen in Abhängigkeit der virtuellen Fahrervorgaben für Fahrzeugbeschleunigung bzw. -verzögerung. Ein PID-Regler übernimmt die Bestimmung der notwendigen Längskraft, welche hierfür auf die einzelnen Räder verteilt übertragen werden muss.

Gierratenregler

Die Sollgierrate des Gierratenreglers ergibt sich geschwindigkeitsabhängig aus der Lenkwinkelvorgabe des Fahrers. Dabei limitieren die Kraftschlussgrenzen der Reifen jedoch die Gültigkeit dieses Zusammenhangs. Als Grenzwert der Referenzgierrate wird daher der Ansatz von [Raj06] genutzt:

$$\dot{\psi}_{\text{ref}} = \frac{v \cdot \delta}{l_v + l_h + \frac{m \cdot v^2 \cdot (l_h \cdot C_{\alpha,h} - l_v \cdot C_{\alpha,v})}{2 \cdot C_{\alpha,v} \cdot C_{\alpha,h} \cdot l}} \quad \text{Gl. 4-33}$$

$$\dot{\psi}_{\text{grenz}} = \frac{0,85 \cdot \mu \cdot g}{v} \quad \text{Gl. 4-34}$$

Anhand dieser Soll-Gierrate und der momentanen Ist-Gierrate ermittelt ein PID-Regler zunächst ein Giermoment als verallgemeinerte Stellgröße, welches mittels Stellgrößenverteilung auf die verschiedenen Aktuatoren aufgeteilt wird.

Regler zur Reduktion der Fahrwiderstände

In der Fahrwerktechnik werden gezielt Spur- und Sturzwinkel an den Rädern eingestellt, um die daraus hervorgehenden Seitenkraftkomponenten des Zwangsschräglaufs zur Vorspannung von Elastizitäten zu nutzen. Diese bedingen jedoch Fahrwiderstandsanteile, welche durch eine aktive Korrektur der Radstellungsgrößen verringert werden können. Der entsprechende Regler nutzt die statischen Spur- bzw. Sturzwinkel als Führungsgrößen und minimiert so die schräglaufbedingten Fahrwiderstände bei Geradeausfahrt. Der dynamische Skalierungsfaktor W_{FW} verhindert dabei, dass geringfügige Lenkwinkleingaben fälschlicherweise kompensiert werden und stellt bei Kurvenfahrt die ursprünglichen Radstellungsverhältnisse wieder her.

$$W_{FW} = \min \left(1; \frac{|10 - |a_y||}{10.000 \cdot |\delta_H| + 10} \cdot \max(v - 3; 0) \right) \quad \text{Gl. 4-35}$$

Die Koordinierung der drei beschriebenen Domänen übernimmt ein implementierter Gesamtfahrzeugregler. Umgesetzt wurden dabei je ein Koexistenzansatz mit konstanter bzw. hierarchischer Sollgrößenaufteilung und ein zentralisierter Ansatz mit optimaler Aufteilung der Sollgrößen, welche wahlweise in der Simulation genutzt werden können (Abb. 4-24).

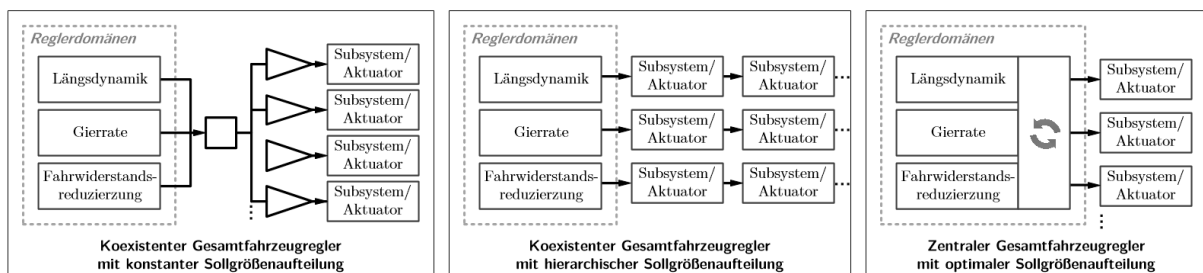


Abb. 4-26: Verschiedene Koordinierungsansätze für die Reglerdomänen [Her14]

Konstante Stellgrößenverteilung

Bei koexistenten Reglern werden die Stellgrößenvorgaben der einzelnen Aktuatoren addiert und anschließend mit den spezifischen Stellbereich- und Stelldynamikgrenzen abgeglichen. Im Fall der konstanten Stellgrößenverteilung wird den einzelnen Aktuatoren über feste Koeffizienten die Stellgröße anteilig zugewiesen. Zwischen den drei unabhängigen Reglerkomponenten erfolgt dabei kein Informationsaustausch, weshalb vom Prinzip der „friedlichen Koexistenz“ gesprochen wird [Fuh09]. Vorteil dieses Ansatzes ist die vergleichsweise einfache Umsetzung und die geringe resultierende Simulationsdauer im Fahrmanöverablauf. Dabei ist jedoch fahrsituationsabhängig eine gegenseitige negative Beeinflussung der Reglerdomänen nicht auszuschließen.

Die entsprechende Verteilung basiert auf einer zuvor durchgeführten Potentialanalyse der einbezogenen Teilsysteme und nutzt verstärkt leistungsfähige und effiziente Aktuatoren. Grundlage dafür bildet die Betrachtung von Längsschlupf, Schräglauf und Aufstandskräften an den einzelnen Reifen. Zum Erhalt von Kraftschlussreserven werden Stelleingriffe durch Längsdynamik- und Gierratenregler bevorzugt an Rädern mit niedrigem kombinierten

Schlupf und hohen Vertikalkräften vorgenommen. Dies wird nach [SW13] über einen radindividuellen Skalierungsfaktor in der Stellgrößenverteilung berücksichtigt. Eine detaillierte Aufführung aller relevanten Parameter für die Stellgrößenverteilung ist in Anhang 4-4 zusammengestellt.

Hierarchische Stellgrößenverteilung

Ein koexistenter Regler mit hierarchischer Stellgrößenverteilung versucht im Gegensatz dazu eine möglichst geringe Anzahl an Aktuatoren je Rad gleichzeitig einzusetzen. Über hinterlegte Effizienzwerte werden dabei Teilsysteme mit geringerer Leistungsaufnahme bevorzugt und erst durch weitere Aktuatoreingriffe ergänzt, wenn ihr Potential ausgeschöpft ist. Nach dem zentralisierten Ansatz von [SWL13] bzw. [SW13] können dafür alle drei Reglerdomänen gleichzeitig mit möglichst geringen Regelabweichungen betrachtet und durch Fixpunktiteration die Stellgrößenverteilung abgeleitet werden (vgl. Anh. 4-5).

Optimierte Stellgrößenverteilung

Die optimierte Stellgrößenverteilung nutzt dahingegen einen einzigen Algorithmus für alle drei Reglerkomponenten und kann so die gegenseitige negative Beeinflussung mehrerer aktiver Teilsysteme vollständig vermeiden. Ziel dabei ist die Abweichungen der Stellgrößenverteilung sowie den Umfang des Stelleingriffs auf ein Minimum zu reduzieren. Nach [LF07], [SWS13] bzw. [SWL13] kann dieses Minimierungsproblem für die zulässige Stellgrößenverteilung innerhalb gegebener Aktuatorgrenzen mittels Fixpunktiteration gelöst werden.

$$u_{\text{ref}} = \arg \min_{\underline{u}_{\text{ref}} \leq u_{\text{ref}} \leq \overline{u}_{\text{ref}}} \left(\|W_u(u_{\text{ref}} - u_{\text{des}})\|_2 + \epsilon \|W_v \cdot (B \cdot u_{\text{ref}} - v_{\text{des}})\|_2 \right) \quad \text{Gl. 4-36}$$

Die einzelnen Terme der zu lösenden Gleichung müssen dabei entweder eingangs festgelegt oder für jeden Simulationsschritt neu berechnet werden (vgl. Anh. 4-5). Die benötigten Schräglaufsteifigkeiten werden dynamisch in Abhängigkeit der aktueller Radlast und des kombinierten Schlupfs in einem Pacejka-Reifenmodell [Pac02] ermittelt.

4.3.3 Bewertungsmanöver und –kriterien

Zur Bewertung der Gesamtsystemkonfiguration für das Zusammenwirken von Subsystemen und Reglern unter den gegebenen Randbedingungen wurde auch im Ablauf der Gesamtfahrzeugsimulation ein modulares Analyse- und Bewertungssystem integriert. Als Ergebnis eines automatisierten Testablaufs mit verschiedenen Fahrmanövern gibt dieses ein kompaktes Bewertungsprotokoll aus (vgl. Anh. 7-1 ff.). Der Analyseablauf untergliedert sich dafür im Wesentlichen in die drei Bewertungskategorien Fahrdynamik/-sicherheit, Energieeffizienz und Mehrwertfunktionen. Die im Einzelnen hinterlegten Fahrmanöver liefern dabei mindestens je eine Bewertungsgröße, welche in einen prozentualen Erfüllungsgrad umgerechnet und nach Wichtung in einen globalen Gesamtbewertungsindex aufgenommen werden.

Fahrdynamik und Fahrsicherheit

Vorrangige Bewertungskriterien ergeben sich aus dem Schwerpunkt Fahrdynamik und Fahrsicherheit. Neben der Bestimmung längsdynamischer Leistungsgrenzen stehen das querdynamische Übertragungsverhalten und fahrdynamisch kritische Fahrmanöver im Fokus der Betrachtungen. Bevorzugt werden dabei Open-Loop-Manöver verwendet, bei denen das

Fahrermodell nicht in den Regelkreis einbezogen wird und somit die Vergleichbarkeit von verschiedenen Subsystemkonfigurationen und -parametrisierungen nicht beeinflusst. Um tatsächliche Fahrleistungsaussagen über die jeweiligen Radnabenantriebe darzustellen, wird die maximale Längsbeschleunigung aus dem Stand bis zu einer Endgeschwindigkeit von 100 km/h ermittelt. In einem Bremstest aus 100 km/h wird das Zusammenspiel von Radnabenantrieben und Reibbremsen im Blending-Algorithmus erprobt und über den benötigten Bremsweg bewertbar. Dies ist sowohl ohne als auch mit Schlupfregelung der hydraulischen Reibbremsen möglich. Die grundlegende Analyse des querdynamischen Verhaltens basiert auf einer Analyse des Frequenzgangs, der maximal erreichbaren Querbeschleunigung und dem Ansprechverhalten auf schnelle Lenkeingaben bzw. Lastwechsel.

Sinusanregung/Frequenzgang

Der Frequenzgang ermöglicht Aussagen über das Einlenkverhalten und wird durch eine Gleitsinusanregung¹⁵⁹ über eine Lenkradwinkelvorgabe bei konstanter Fahrgeschwindigkeit simuliert (Abb. 4-27). Ausgewertet werden dabei das Amplitudenverhältnis und der Phasengang von Gierrate und Querbeschleunigung. Die jeweilige Abweichung gegenüber vorgegebener Referenzkurven wird mittels Summe der mittleren Fehlerquadrate bewertet.

$$\text{Mag}_{a_y, \text{ref}}(i) = \text{Mag}_{\psi, \text{ref}}(i) = 1 - 0,5 \cdot \sin(0,2 \cdot f(i)) \quad \text{Gl. 4-37}$$

$$\text{Phase}_{a_y, \text{ref}}(i) = \text{Phase}_{\psi, \text{ref}}(i) = \sin(0,1 \cdot f(i)) \quad \text{Gl. 4-38}$$

Dabei geht eine Abweichung für die Amplitudenverhältnisse oberhalb der Referenzkurve mit Faktor 0,25 gewichtet, anderenfalls ungewichtet ein. Aus dem Mittelwert der vier Bewertungsgrößen wird die Gesamtbewertung des Frequenzganges gebildet.

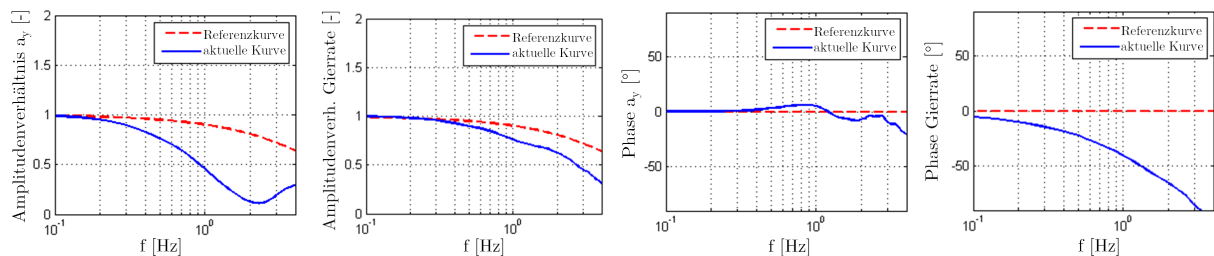


Abb. 4-27: Auswertung des Frequenzgangs im Bewertungsprotokoll

Über einen stationären Kreisfahrtversuch nach ISO 4138 wird durch langsame Steigerung der Fahrgeschwindigkeit bei konstanten Kurvenradius die maximal erreichbare Querbeschleunigung und somit eine zentrale Größe für das querdynamische Potential ermittelt. Für Aussagen in Bezug auf das Ansprechverhalten hinsichtlich schneller Lenkeingaben wird die Fahrzeugreaktion über Gierrate und Querbeschleunigung für einen Lenkwinkelsprung¹⁶⁰ untersucht. In die Bewertung gehen dabei die 90%-Ansprechzeit, die Ansprechzeit bis Maximum, die prozentuale Überschwingweite für Gierrate und Querbeschleunigung ein.

¹⁵⁹ nach ISO 7401: $v=80$ km/h, $\delta_H=40^\circ$, innerhalb 40 Perioden $f=0,2-10$ Hz, Auswertung $f=0,2-4$ Hz

¹⁶⁰ Lenkwinkelsprung nach ISO 7401: $v=80$ km/h, $\Delta\delta_H=400^\circ/s$, $a_{y, \text{sol}}=4$ m/s² entsteht,

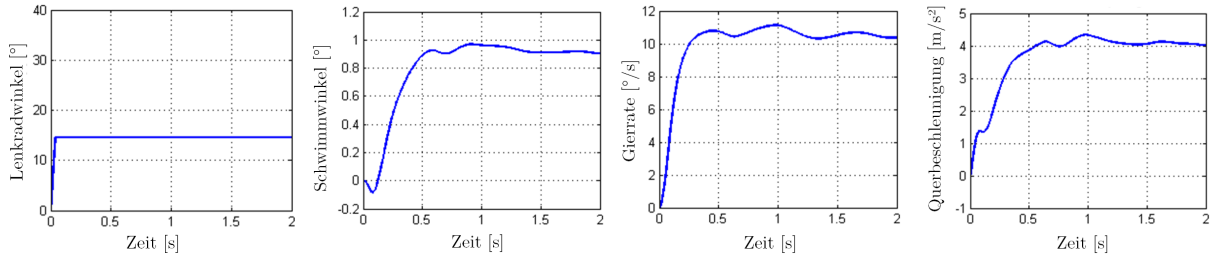


Abb. 4-28: Auswertung des Lenkwinkelsprungs im Bewertungsprotokoll

Die Fahrdynamikbewertung schließt eine Analyse des Lastwechselverhaltens nach ISO 9816 ab. Grundlage hierfür bildet die Simulation einer stationären Kreisfahrt¹⁶¹, in der die Fahrpedaleingabe sprunghaft auf null gebracht wird. Der Lenkwinkel bleibt dabei erhalten und das Fahrzeug reagiert durch ein Eindrehen zur Kurvenmitte hin, wobei die Reaktion so gering wie möglich ausfallen soll.

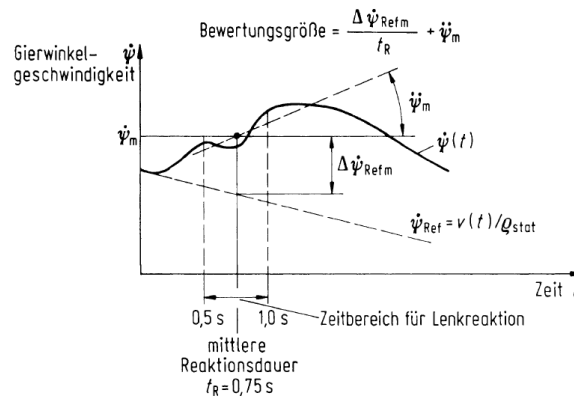


Abb. 4-29: Prinzip der Bewertung des Lastwechselverhaltens nach Otto [Mit90]

Die Bewertung dieses Manövers stützt sich auf den Ansatz von [Ott87] bzw. [Mit90], welcher die Gierratenveränderung nach dem Lastwechsel heranzieht (Abb. 4-29). Dabei wird angenommen, dass ein Fahrer innerhalb von 0,5 und 1 s nach dem Lastwechsel auf das veränderte Fahrzeugverhalten reagieren würde. Die notwendige Lenkkorrektur dafür ergibt sich aus der Veränderung von Gierrate und Gierbeschleunigung.

$$\dot{\psi}_{\text{ref}} = \frac{v(t)}{r} \tag{Gl. 4-39}$$

$$\Delta\dot{\psi}_{\text{ref,m}} = \dot{\psi}_m - \dot{\psi}_{\text{ref}} \tag{Gl. 4-40}$$

$$\ddot{\psi}_m = \frac{\dot{\psi}(1s) - \dot{\psi}(0,5s)}{0,5s} \tag{Gl. 4-41}$$

Als Referenz dient dabei die Gierrate $\dot{\psi}_{\text{ref}}$, welche sich bei verringernder Geschwindigkeit unter Beibehaltung des Kurvenradius ergeben würde. Die Gesamtbewertungsgröße b_{otto} setzt sich aus der Differenz von Referenzgierrate zu mittlerer Gierrate und der mittleren Gierbeschleunigung im Reaktionszeitfenster zusammen.

$$b_{\text{otto}} = \frac{\Delta\dot{\psi}_{\text{ref,m}}}{0,75s} + \ddot{\psi}_m \tag{Gl. 4-42}$$

¹⁶¹ bei $v=80$ km/h und $a_y=6$ m/s²

Energieeffizienz

Die Energieeffizienz des Gesamtsystems wird über die Leistungsaufnahme aller aktiven Teilsysteme für verschiedene Belastungsszenarien und Fahrmanöver abgeschätzt. Für eine reine längsdynamische Bewertung der Leistungsaufnahme von Radnabenmaschinen und deren Rekuperationsverhalten über längere Streckenprofile dient der standardisierte NEFZ¹⁶² (Abb. 4-30, li.). An dieser Stelle können über die jeweiligen Geschwindigkeitsprofile jedoch auch beliebig andere Fahrzyklen¹⁶³ implementiert werden.

Zur Beurteilung der Reduktionsoptionen für wirkende Fahrwiderstandsanteile wird eine Konstantfahrt¹⁶⁴ herangezogen, wobei der Energiebedarf zur Erhaltung der Sollgeschwindigkeit je nach Systemkonfiguration und Abstimmung dargestellt werden kann. In diesem Szenario ist der Energiebedarf insgesamt sehr gering, Effekte wie Schräglaufwiderstände durch Vorspurverluste lassen sich aber durch angepasste, aktive Radstellung optimieren. Für Systemkonfigurationen mit passiver Radaufhängung sind hier über die limitierte Abstimmung von Vorspur- und Sturz hinaus keine Vorteile zu erwarten.

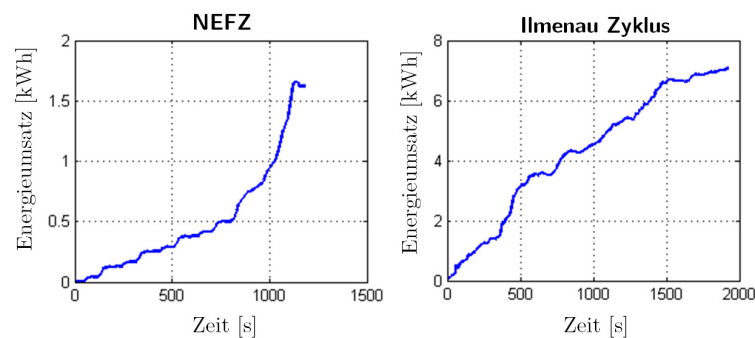


Abb. 4-30: Energieumsatz in Fahrzyklen zur Beurteilung der Energieeffizienz im Bewertungsprotokoll

Um die maximale Bordnetzbelastung durch aktive Fahrwerkstellglieder¹⁶⁵ zu untersuchen, wird das Manöver Sinuslenken verwendet. Hierbei sind vergleichsweise große Lenkwinkel bei höherer Dynamik¹⁶⁶ zu stellen. An dieser Stelle haben insbesondere überaktuierte Systeme Nachteile gegenüber passiv ausgeführten oder überlagernd wirkenden Varianten.

Für eine realitätsnahe Bewertung der Gesamtsystemleistungsaufnahme können einfache oder synthetisierte Testmanöver jedoch nur bedingt Aussagen generieren. Von daher wurde zusätzlich ein Langstreckenzyklus zur Beurteilung des Energieverbrauchs im realistischen Fahrbetrieb implementiert, welcher neben dem längsdynamischen Geschwindigkeitsprofil auch Kurven- und Steigungsverläufe berücksichtigt und so alle aktiven Teilsysteme anspricht. Dieser sogenannte „Ilmenau-Zyklus“ (Abb. 4-30, re.) basiert auf einer Gesamtstreckelänge von knapp 34 km mit ca. 39% Stadt-, 44% Landstraßen- und 17% Autobahnanteil (vgl. Anh. 4-1) und wurde für die Closed-Loop-Simulation über GPS-Daten nachgebildet.

¹⁶² kurz für: Neuer Europäischer Fahrzyklus

¹⁶³ z. B. WLTP, kurz für: Worldwide Harmonized Light-Duty Vehicles Test Cycle

¹⁶⁴ gerade, ebene Strecke $l=1$ km, $v=80$ km/h

¹⁶⁵ z. B. Lenkwinkelaktuatoren

¹⁶⁶ $v=80$ km/h, Lenkradwinkelamplitude $\delta_H=80^\circ$ bei $f=0,5$ Hz

Mehrwertfunktionen

Die konkrete Bewertung der vielfältig möglichen Mehrwertfunktionen, welche bestimmte Systemkonfigurationen und -ausführungen darstellen können, ist nur schwer in allgemein anwendbaren Testprozeduren zu erfassen. Von daher beschränkt sich der Bewertungsablauf hier auf die Betrachtung des Wende- bzw. Spurkreisdurchmessers und eine Abschätzung zu Möglichkeiten der aktiven Beeinflussung des Eigenlenkverhaltens.

Die Abschätzung des Spurkreisdurchmessers und somit der Wendigkeit des Fahrzeugs gelingt bereits durch eine entsprechende Berechnung anhand des ebenen Zweispurmodells. Die maximalen Lenkwinkelanschlüge ergeben sich dabei aus der passiven Radaufhängungs- und Lenkungsausführung. Falls vorhanden, werden ebenfalls gegenseitige Einschläge einer Hinterachslenkung bzw. aktive Überlagerungslenkwinkel berücksichtigt.

Die Wirksamkeit von Maßnahmen zur aktiven Beeinflussung des Eigenlenkverhaltens können bereits in der stationären Kreisfahrt abgeschätzt werden. Hierbei wird der benötigte Lenkradwinkel bei langsam steigender Querbeschleunigung ermittelt und mit dem Referenzmodell des Gierratenreglers $\delta_{H,ref}$ abgeglichen. Die Bewertung erfolgt je nach Güte der Nachbildung des Referenzverhaltens anhand der Abweichung zwischen tatsächlichen und vorgegebenen Eigenlenkverhalten bei Querbeschleunigungen zwischen 0,5 und 7,5 m/s² mittels Summe der mittleren Fehlerquadrate.

$$\delta_{H,ref} = \frac{l}{r} + \frac{m \cdot (C_{\alpha,h} \cdot l_h - C_{\alpha,v} \cdot l_v)}{2 \cdot C_{\alpha,h} \cdot C_{\alpha,v} \cdot l} \cdot a_y \quad \text{Gl. 4-43}$$

$$b_{eigen} = \sum_{i=1}^{end} \frac{\delta_H(i) - \delta_{H,ref}(i)}{\delta_{H,ref}(i)} \quad \text{Gl. 4-44}$$

Gesamtbewertung

Für die Bestimmung eines relativen Gesamtsystemgütegrades in der Fahrdynamiksimulation werden alle betrachteten Bewertungsgrößen jeweils gewichtet addiert. Die Gewichtung der Einzelkriterien erfolgt mittels Paarbildungsmatrix (vgl. Anh. 4-6). Die daraus abgeleitete Gewichtungsverteilung liegt zu 48% auf dem Schwerpunkt Fahrdynamik, zu 31% bei Energieeffizienz- und zu 21% bei Mehrwertkriterien. Eine individuelle Anpassung ist jedoch auch hier einfach möglich. Analog der Kinematikbewertung von Radaufhängungen werden auch in der Gesamtfahrzeugbewertung prozentuale Gütewerte ausgegeben, welche eine einfache Interpretation der Ergebnisse erlauben.

Fazit

Der Ansatz zur Gesamtfahrzeugbewertung für aktive Corner-Module ermöglicht, auf Basis der durch die Kinematikbewertung vorausgewählten Basiskonfigurationen, Aussagen zu elementaren Funktionseigenschaften in bewährten Standardversuchen und realitätsnahen Fahrsituationen zu treffen. Durch einen modularen Programmablauf sind sowohl Ergänzungen hinsichtlich zu betrachtender Fahrmanöver als auch die Einbindung weiterer aktiver Fahrwerksysteme möglich. Beispiele für die Anwendung werden in Kap. 7.4 aufgezeigt.

5 Konzeptanalyse innenumgriffener Teilbelagscheibenbremsen

Für die Fahrwerkintegration elektrischer Radnabenmaschinen sind Gestaltung, Schnittstellen und Funktionseigenschaften der Reibbremse von elementarer Bedeutung (vgl. Kap. 2.3). Im Zuge der Entwurfsmethodik ist sie in der Basiskonfiguration aktiver Corner-Module bereits Teil der ersten Auslegungssiteration. Wie bereits in Kapitel 2.3.3 beschrieben, eignet sich die Perimeterbremse als Bauform der Teilbelagscheibenbremsen auf Grund ihrer grundsätzlichen Eigenschaften gut für diese Integrationsaufgabe. Das Konzept der Perimeterbremse kann hinsichtlich der vorteilhaften Eigenschaften jedoch nur dann optimal genutzt werden, wenn ein grundlegendes Verständnis für spezifische Funktionsmechanismen und geänderte Betriebsparameter vorhanden ist. Sollen insbesondere vollleistungsfähige und zeitgleich kompakte, gewichtsreduzierte Bauformen entstehen, darf der Innenumgriff nicht als triviale Umkehr konventioneller, außenumgreifender Scheibenbremsen missverstanden werden. Dies erfordert vielmehr eine umfassende Neubetrachtung der Radbremsgestaltung hinsichtlich konzeptbedingter Eigenschaften und ebenso das Erschließen neuer Auslegungsspielräume.

5.1 Spezifische Eigenschaften und Skalierungseffekte

Der primäre Vorteil von innenumgriffenen gegenüber außenumgriffenen Teilbelagscheibenbremsen ist in der Möglichkeit zur deutlichen Erhöhung des effektiven Reibhalbmessers zu sehen (Abb. 5-1). Hierdurch kann bei gleichen Spannkraften prinzipiell ein höheres Bremsmoment generiert werden. Im Umkehrschluss reduziert sich für ein gleiches Bremsmomentniveau die erforderliche Spannkraft. Bei hydraulischen Bremssystemen lässt sich dieser Effekt z. B. durch eine Systemdruckabsenkung oder Verringerung der wirksamen Kolbenfläche nutzen. Dies wirkt sich tendenziell positiv auf den hydraulischen Volumenhaushalt, das Ansprechverhalten und auch das Pedalgefühl aus. Auf Grund des niedrigeren erforderlichen Systemdrucks sinkt potentiell der Energiebedarf für entkoppelte hydraulische Bremssysteme. Bei elektromechanischer Spannkraftgenerierung wiederum entsteht der Vorteil einer möglichen Reduzierung der Aktuatormomente bzw. der Getriebeuntersetzung.

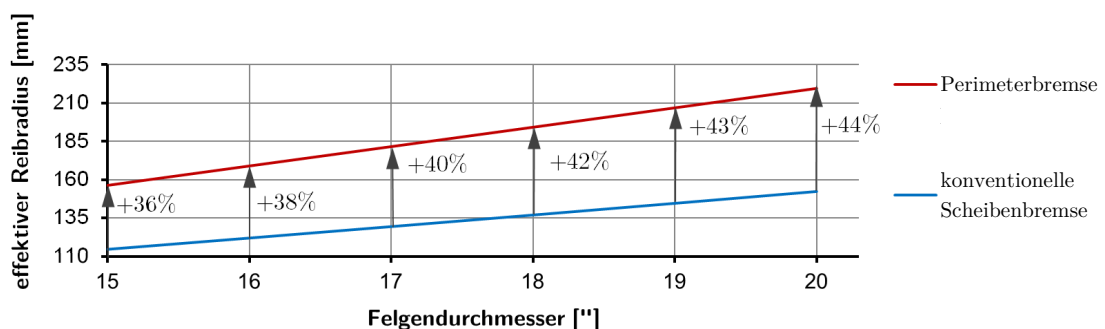


Abb. 5-1: Potentielle Erhöhung des effektiven Reibradius durch eine Perimeter-Radbremsausführung¹⁶⁷

Das Konzept Perimeterbremse ist folglich dann besonders effektiv, wenn der Außendurchmesser der Bremscheibe möglichst groß ist. Andererseits darf der Reibring radial nicht zu breit sein, um eine Anbindung der Lenker der Radaufhängung nicht zu behindern

¹⁶⁷ bei Felgenanbindung der Perimeterbremsscheibe vgl. Abb. 5-3

und eine günstige Abstützbasis für am Radträger angreifende Drehmomente zu erhalten. Die daraus resultierenden Grundgeometrien bei Ausnutzung der Durchmessererweiterung zeigt Abb. 5-2 vereinfacht im Vergleich zu konventionell außenumgriffenen Scheibenbremssätteln.

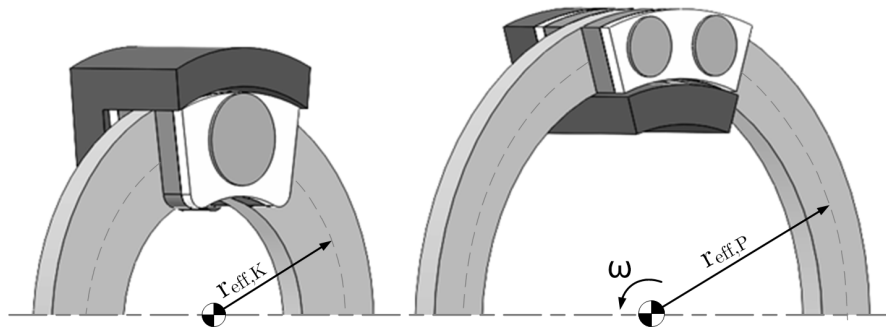


Abb. 5-2: Geometrische Größenverhältnisse zwischen außen- und innenumgriffenen Scheibenbremsen

Der konkrete Durchmesserzuwachs des Reibrings hängt dabei wesentlich von der jeweiligen Anbindung der Perimeterbrems Scheibe ab. Dafür ergeben sich grundsätzlich drei Optionen (Abb. 5-3). Soll die Brems Scheibe innerhalb der Radschüssel liegen und parallel zur Radnabenmaschine angebunden sein, so wird eine zusätzliche Brems Scheibenglocke benötigt (Abb. 5-3, b). Dies ist jedoch mit dem Nachteil zusätzlichen Gewichts und Bauraums verbunden. Eine weitere Möglichkeit, die aber auf Außenläufermaschinen begrenzt bleibt, stellt die Anbindung am Rotor der Radnabenmaschine dar (Abb. 5-3, a). Maximale Reibringdurchmesser sind unabhängig von der Bauart der Radnabenmaschine durch eine Anbindung an der Felge (Abb. 5-3, c und d), konkret an der Außenseite des Felgenhorns, zu erreichen. Dafür muss zwar die Felgenkonstruktion an die geänderten Kraftflussbedingungen angepasst werden, es entsteht jedoch ein durch die Reibbremse kaum beeinträchtigter Bauraum in der Radschüssel für die elektrische Radnabenmaschine.

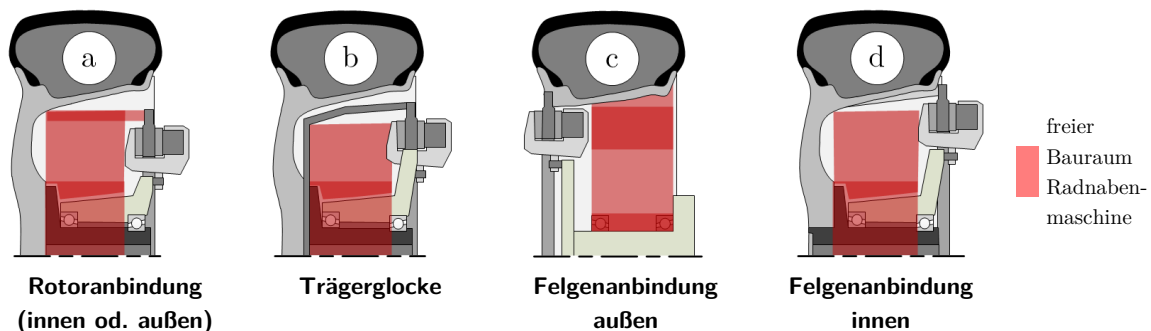


Abb. 5-3: Anbindungsvarianten der Brems Scheibe von Perimeterbremsen

Ein weiterer Effekt der höheren Brems Scheibendurchmesser ist aus Sicht des Wärmeaustauschs das verbesserte Verhältnis aus Oberfläche und Volumen des Brems Scheibenreibrings. Bei gleicher thermischer Masse der Brems Scheibe steht eine größere Oberfläche zur Konvektion zur Verfügung. In vielen Anwendungen ermöglicht dies den Verbau von Vollscheiben anstatt der aufwendigeren, ventilierten Varianten. Günstig ist dies insbesondere bei Einsatz von Scheibenwerkstoffen, welche sich nicht in komplexeren Geometrien urformen lassen¹⁶⁸.

¹⁶⁸ z. B. Verwendung niedriglegierter Edelmstähle anstatt Grauguss

Konzeptbedingte Vorteile ergeben sich ebenfalls für die Gestaltung des Bremssattels. Wegen der verringerten maximalen Spannkkräfte kann die axiale Steifigkeit der Sattelfaust angepasst werden. Daraus resultieren potentielle Einsparungen bei Baugröße und Gewicht.

Die Bremsbeläge wiederum müssen auf Grund der verringerten Reibringbreite tangential länger überdecken, da ihre Reibfläche leistungsbedingt kaum reduziert werden kann¹⁶⁹. Dafür ist wiederum eine höhere Bremskolbenanzahl, jedoch mit konzeptbedingt verringerten Bremskolbendurchmessern nötig. Dies wirkt sich insbesondere auf die Anpressdruckverhältnisse in der Reibzone aus. Hinzu kommt eine durch die Umkehr des Faustumgriffs geänderte radiale Anpressdruckcharakteristik. Bei zunehmender Spannkraft weitet die Sattelfaust axial, wodurch sich bei Sattelinnenumgriff der Druckpunkt nach innen verlagert und der effektive Reibradius belastungsabhängig sinkt.

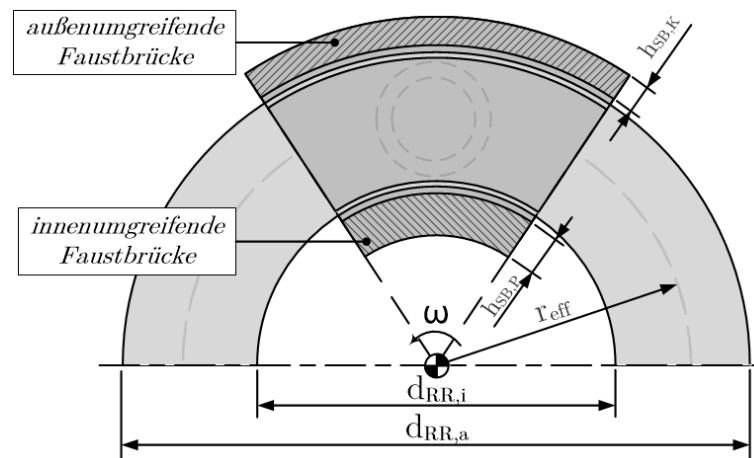


Abb. 5-4: Vereinfachter Faustbrückenquerschnitt bei außen- und innenumgriffenen Bremssätteln¹⁷⁰

Daneben muss ein geometrisches Phänomen berücksichtigt werden, welches die Gestaltung innenumgriffener Bremssättel grundsätzlich erschwert. Wird ein identisches Winkelsegment einer Bremsscheibe umgriffen, resultiert aus dem Innenumgriff ein tangential verringerter Faustbrückenquerschnitt (Abb. 5-4). Ohne konstruktive Gegenmaßnahmen ist die Weitungsteifigkeit der Sattelfaust innenumgriffener Bremssättel geringer und somit die resultierende Anpressdruckverteilung der Bremsbeläge verstärkt inhomogen. Dieser Effekt lässt sich zwar durch größere Bremsscheibeninnendurchmesser verringern, bleibt aber grundlegend vorhanden. Auch die bei außenumgriffenen Festsätteln genutzte große Winkelüberdeckung zum Erzielen sehr hoher axialer Steifigkeiten lässt sich so nicht übertragen.

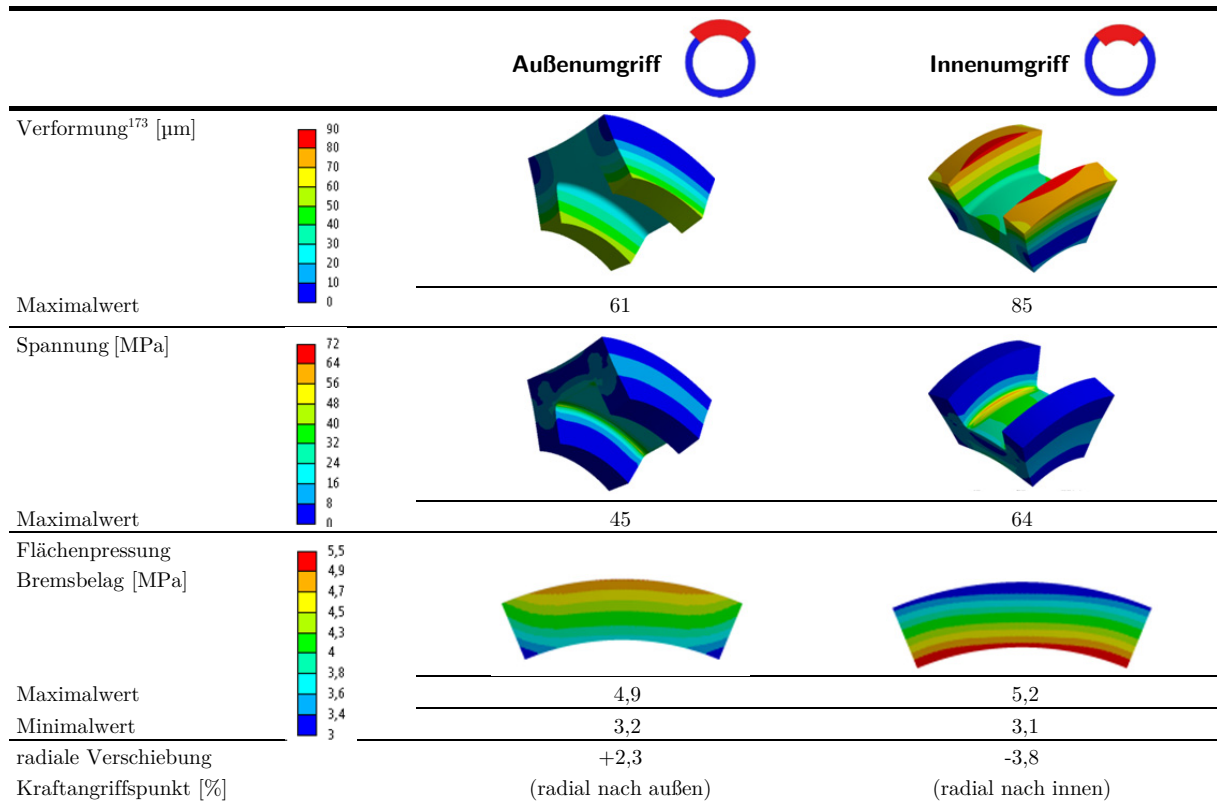
Die besondere Bedeutung einer möglichst homogenen Belaganpressdruckverteilung resultiert aus den unmittelbaren Auswirkungen auf Reibleistung, Temperaturverteilung und Verschleiß (vgl. Kap. 2.3.1). Insbesondere, da eine radial ungleich umgesetzte Reibleistung zu flächig inhomogenen Wärmeeintrag führt und so den negativen Effekt auf Grund thermisch bedingter Verformungen der Bremsscheibe¹⁷¹ selbst verstärkt. Wesentlichen Einfluss auf die Ausprägung der Anpressdruckverteilung der Bremsbeläge hat die axiale Steifigkeit der Sattelfaust, welche bei Spannkraftangriff weitet. Die prinzipielle Problemstellung wird bereits unter

¹⁶⁹ Grenzwerte mittl. flächenspezifischer Reibleistung: 0,45..0,6 kW/cm² [Trz12],[BB12] bis 1..1,25 kW/cm² [Bur91]

¹⁷⁰ bei Annahme gleicher Reibringdimensionen

¹⁷¹ Bremsscheibenschirmung, engl. Coning

weitgehender geometrischer Vereinfachung¹⁷² der Bremssattelfaust bei Vergleich von Außen- und Innenumgriff in einer FEM-Simulation deutlich (Tab. 5-1).



Tab. 5-1: Vergleich spannkraftbedingter Faustweitung außen- und innenumgriffener Bremssättel nach [Sti16]

Bei gleicher Bremsbelagreiffläche und überdecktem Winkelsegment ist die Steifigkeit der innenumgriffenen Bremssattelfaust bei gleicher Faustbrückenhöhe deutlich reduziert. Ausdruck dafür ist die ca. 39 % höhere Maximalverformung und eine ca. 42 % höhere Materialbelastung. Zudem wird die Homogenität der Anpressdruckverteilung negativ beeinflusst. Für die Perimeterbremse zeigt sich hier eine negative Tendenz durch die größere Spreizung der Maximal- und Minimalwerte und die daraus folgende stärkere radiale Verlagerung des Spannkraftangriffspunktes¹⁷⁴. Diese Nachteile können nur durch eine wesentliche Erhöhung der Faustbrückenhöhe ausgeglichen werden. Hinsichtlich des Bauraums ist dies bei innenumgriffenen Varianten durchaus möglich. Um jedoch beispielsweise eine gleiche Maximalverformung im skizzierten Konzeptvergleich zu erreichen, wäre eine um ca. 74 % gesteigerte Faustbrückenhöhe notwendig.

Diese Argumentationskette lässt sich bereits mittels eines zweidimensionalen Ersatzmodells vollkommen losgelöst von der konkreten geometrischen Ausführung des Faustumgriffs eines Perimeterbremssattel darstellen (Abb. 5-5).

¹⁷² 45° Überdeckung eines vereinfachten U-förmigen Faustsegments auf identischer Reibringgeometrie

¹⁷³ überhöhte Darstellung mit Faktor 200

¹⁷⁴ normiert auf die radiale Belagbreite

Ebenfalls auf Basis vereinfachter Berechnung sind Aussagen zu prinzipiellen Auslegungsspielräumen der Bremsscheibe möglich. Diese lässt sich geometrisch zunächst auf den eigentlichen Scheibenreibring reduzieren und anhand thermischer Lastfälle empirisch berechnen. Grundlage bildet zunächst die mindesterforderliche thermische Speichermasse m_{RR}^{176} , welche durch die anteilige Bremsleistung und die werkstoffspezifische Wärmekapazität c_{RR} beschrieben wird.

$$m_{RR} = \frac{\Phi_{VA/HA} \cdot m_{ges} \cdot v_{Fzg,max}^2}{4 \cdot \Delta T_{RR} \cdot c_{RR}} \quad \text{Gl. 5-4}$$

Dabei ist die maximal zulässige Temperatur der Reibringoberfläche T_{RR} auf maximal ca. 600 bis 650 °C limitiert, um nicht die Grenzen des thermisch stabilen Reibwertbereichs zu überschreiten¹⁷⁷ [BB12]. Die Wärmeleitfähigkeit des Bremsscheibenmaterials bestimmt dabei nicht direkt das Temperaturniveau des Reibrings, beschreibt jedoch den Temperatur- bzw. Spannungsgradienten zwischen Oberfläche und geometrischer Mittelebene des Reibringvolumens. Das sich daraus ableitende Belastungskriterium beschreibt die Zeitdauer $t_{RR,pen}$, nach welcher der Wärmestrom die Mittelebene einer Vollscheibe erreicht. Diese steigt unabhängig von der umgesetzten Bremsleistung mit zunehmender Reibringdicke quadratisch an. Eine Steigerung der Wärmeleitfähigkeit hingegen führt zu einer linearen Abnahme dieser Zeitdauer. Dabei dürfen die auftretenden maximalen thermischen Spannungen zulässige Materialgrenzwerte jeweils nicht überschreiten. Eine Zusammenfassung der üblichen Grenzwerte und die der Überprüfung zugrunde liegenden Belastungskollektive sind in Anhang 5-1 aufgeführt. Werden anwendungsspezifisch die Grenzwerte für eine Vollscheibe erreicht, kann ggf. der Übergang auf ventiliert ausgeführte Bremsscheiben den Auslegungskonflikt lösen.

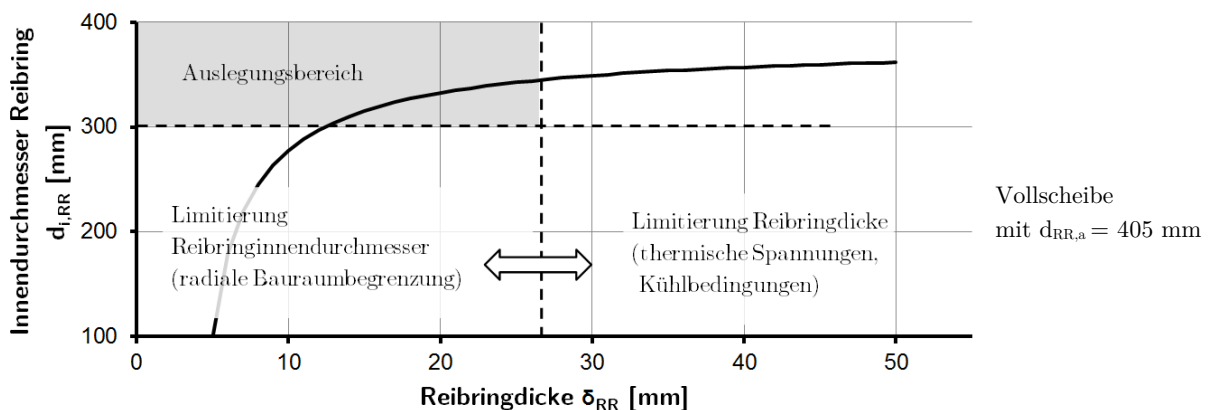


Abb. 5-7: Exemplarischer Auslegungskorridor für Reibringinnendurchmesser und -dicke¹⁷⁸ nach [Mäu15]

Bei Annahme eines durch Bauraumbeschränkungen festgelegten Reibringaußendurchmessers $d_{RR,a}$, verringert sich die Reibringoberfläche mit kleinerer Reibringbreite b_{RR} und somit die zulässige Bremsleistung.

$$b_{RR} = 0,5 \cdot (d_{RR,a} - d_{RR,i}) \quad \text{Gl. 5-5}$$

Der Scheibenreibring ist somit sowohl hinsichtlich seiner radialen Breite, als auch seiner axialen Dicke begrenzt (Abb. 5-7).

¹⁷⁶ zuzüglich axiale Verschleißzuschläge auf den Reibring

¹⁷⁷ für Grauguss-Scheibenwerkstoff und typische ECE-Reibbelagmischungen

¹⁷⁸ am Beispiel einer 17^{er} Vorderachs-Perimeterbremsscheibe für ein Kompaktklassefahrzeug nach Anh. 5-2

Neben den einfachen geometrischen Skalierungen des Perimeterprinzips gegenüber dem konventionellen Außenumgriff existiert eine Vielzahl an Einflussgrößen, welche eine triviale Skalierung der Bremsmomentwirkung verhindern. Die Ursache dafür ist im Wesentlichen auf tribologische Effekte zurückzuführen. Als elementare Einflussparameter auf die Ausbildung eines Reibwerts gelten primär Flächenpressung, Gleitgeschwindigkeit und Kontaktflächen-temperatur (vgl. Kap. 2.3.1).

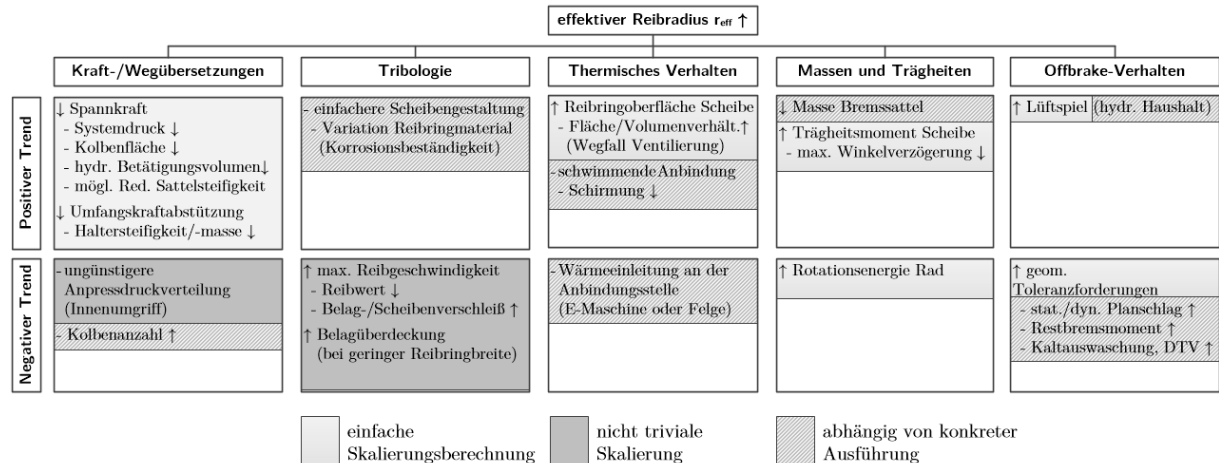


Abb. 5-8: Skalierungstendenzen von Perimeterbremsen gegenüber konventionellen Scheibenbremsen [HAA15]

Die tendenziell größeren Wirkdurchmesser von Perimeterbremsen führen zu einer nicht vernachlässigbaren Erhöhung der mittleren Gleitgeschwindigkeit in der Reibzone. Innerhalb der kleineren Reibringbreite sind die Gleitgeschwindigkeitsdifferenzen wiederum geringer. Gleichzeitig ist das mittlere Flächenpressungsniveau grundsätzlich als niedriger anzunehmen. Die Auswirkungen auf den Reibwert und damit die Bremsmomentwirkung können jedoch nur begrenzt über vereinfachte Reibwertzusammenhänge vorhergesagt werden. Konkrete Aussagen lassen sich nur über experimentelle Untersuchungen ableiten. Weiterhin sind die jeweiligen Funktionseigenschaften stark von der detaillierten konstruktiven Ausführung abhängig. Als Überblick soll Abb. 5-8 dienen, welche sowohl positive als auch negative Skalierungstrends innenumgriffener Teilbelagscheibenbremsen allgemein zusammenstellt.

Fazit

Bereits die allgemeine Betrachtung konzeptbedingter Skalierungseffekte an Perimeterbremsen zeigt, dass sich deren Auslegung keineswegs als rein geometrische und trivial zu berechnende Skalierung konventioneller Systeme darstellt. Gerade bei den aus Funktionssicht erstrebenswerten hohen effektiven Reibradien und durch die Umkehr des Sattelumgriffs werden Bremsenkonstruktion und Tribologie derart beeinflusst, dass es einer entsprechenden Berücksichtigung bei der Reibbremsauslegung bedarf. Das grundlegende Potential und die günstigen Gestaltungsdimensionen der Perimeterbremse zeichnen sich jedoch klar ab.

5.2 Technischer Entwicklungsstand

Bei der Gestaltung von Perimeterbremsen sind positive Skalierungseffekte und konzept-spezifische Konstruktionsfreiheitgrade nutzbar, welche sie für Anwendungen mit elektrischen Radnabenantrieben besonders geeignet machen. Daneben lassen sich durch die geänderten

Geometrieverhältnisse Funktionseigenschaften optimieren, welche sich durch vergleichbare konventionelle Scheibenbremsen nicht erschließen lassen.

Für einen Überblick der bisher entstandenen Perimeter-Konstruktionen soll im Folgenden der Stand der Technik analysiert werden. Dabei stehen insbesondere Ausführungen im Vordergrund, welche die konzeptspezifischen Freiheitsgrade gezielt für die vorteilhafte Gestaltung einzelner Funktionselemente nutzen. Neben Veröffentlichungen und Produktpräsentationen konnte dafür auf insgesamt über 140 Patentschriften¹⁷⁹ zurückgegriffen werden (Abb. 5-9).

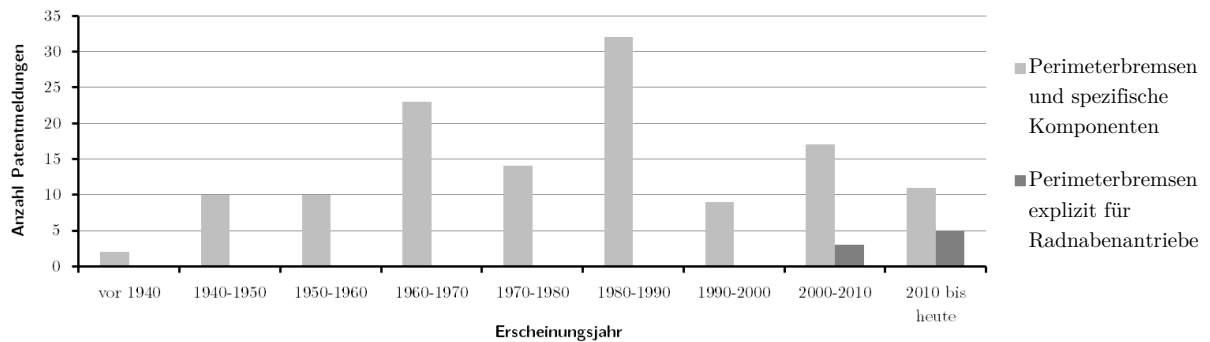


Abb. 5-9: Überblick zu Patentanmeldungen auf dem Gebiet Perimeterbremsen für Kraftfahrzeuge [HAA15]

Ersten Erwähnungen fand das Prinzip innenumgriffener Reibbremsen bereits im Jahr 1923. Die weitere Entwicklung im Automobilbau setzte jedoch erst auf die Trommelbremse, später auf außenumgriffene Scheibenbremsen, welche sich bis heute als Standardausrüstung für konventionelle PKW etabliert hat. Im gesamten Betrachtungszeitraum kam es lediglich zu einer Serienanwendung von Perimeterbremsen¹⁸⁰ und vereinzelt zur Nutzung als Nachrüstlösung. Besondere Häufungen der patentschriftlichen Offenlegungen entstanden meist durch verschiedene Ausführungsvarianten und Detailbeschreibungen einzelner Bauformen. Gerade in jüngerer Vergangenheit gehören eine Vielzahl namhafter Automobilhersteller und Zulieferer zu deren Anmeldern.

Zu den frühesten Konstruktionen von Perimeterbremsen gehört ein innenumgreifender Pendelsattel, beschrieben in einer Patentschrift aus dem Jahr 1956 (Abb. 5-10) [Luc56]. Dessen Faustbrücke ist in radialer Richtung massiv gestaltet und nutzt einen in der Bremsscheibenmittelebene liegenden Drehpunkt. Diese Anordnung der Faustlagerung erscheint insbesondere für die Verkipfung des Sattelgehäuses sinnvoll.

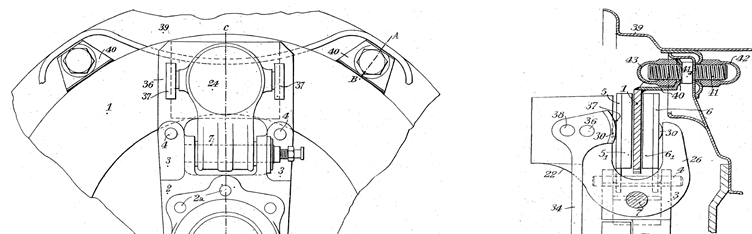


Abb. 5-10: Ausführung einer Pendelsattel-Perimeterbremse nach [Luc56]

¹⁷⁹ inhaltliche Auswertung ohne Überprüfung der aktuellen Schutzrechterhaltung

¹⁸⁰ Audi V8 (Typ 4C) Baujahr 1988 bis 1994

Eine weitere Patentschrift aus den Jahr 1961 zeigt die Ausführung eines innenumgriffenen Schwimmsattels [BSI61], dessen Faustführung mittig an der Kolbenseite des Gehäuses untergebracht ist (Abb. 5-11 li.). Bei angreifenden Kippmomenten stützt sich die Bremssattelfaust so über die Bremsbeläge am Belagträger ab.

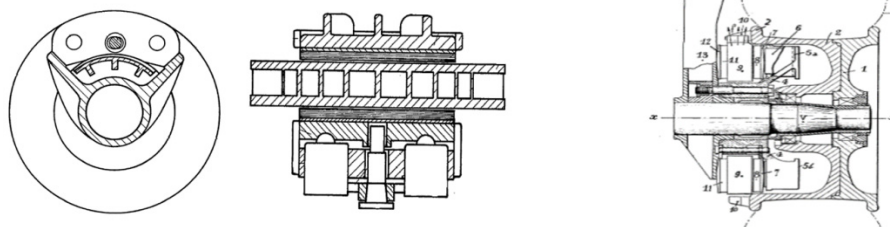


Abb. 5-11: Varianten von Schwimmsattel-Perimeterbremsen nach [BSI61] (li.) und [REP61] (re.)

Anders als bei konventionell außenumgriffenen Schwimmsätteln besteht mit der Perimeterbauform prinzipiell die Möglichkeit, die Sattelfaust zu drehen und die Kolbenseite fahrzeugaußen zu positionieren. Dies wird z. B. in [REP61] beschrieben (Abb. 5-11, re.), um die Kühlbedingungen für den Hydraulikkörper zu verbessern. Zudem wird an dieser Stelle erstmals auf die Notwendigkeit einer teilbaren Felgenkonstruktion eingegangen, welche bei felgenangebundenen Perimeter-Bremsscheiben für die Reifenmontage nötig sein kann¹⁸¹.

Mit Blick auf die Reduzierung von Restbremsmomenten erscheint eine Patentschrift aus dem Jahr 1965 interessant, welche den radial innen zur Verfügung stehenden Bauraum für die Faustführung nutzt [Kna65],[Kna69]. Für die Generierung des Lüftspiels zwischen Bremsbelägen und Scheibe wird dabei eine mechanische Nachstell- und Zentriereinrichtung genutzt (Abb. 5-12).

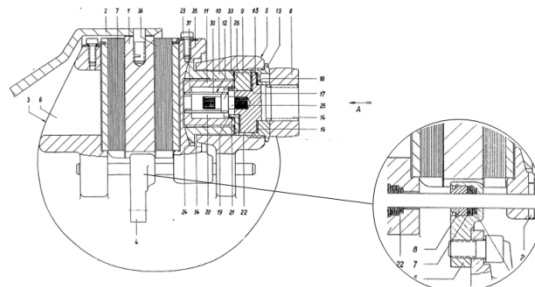


Abb. 5-12: Innenumgriffene Scheibenbremsen mit Nachstell- und Zentriereinrichtung nach [Kna65],[Kna69]

In einem 1968 veröffentlichten Patent werden explizit verschiedene Varianten der Sattelfaust- und Bremsbelagführung beschrieben [Haj68], durch welche deren Verschleiß sowie Geräusche minimiert werden sollen. Dafür sind mittig angeordnete Führungselemente im Bereich der Faustbrücke vorgesehen (Abb. 5-13). Der Bremsbelaghalter ist außermittig angebunden.

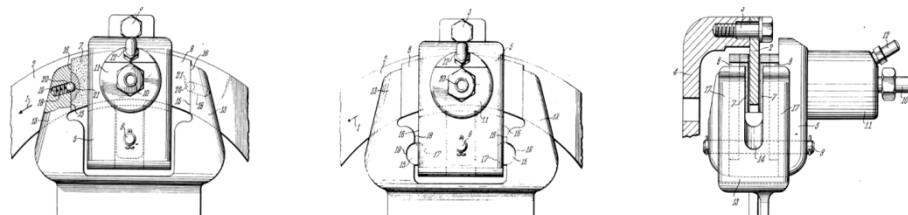


Abb. 5-13: Perimeterbremse mit verschiedenen Belag- und Faustführungen nach [Haj68]

¹⁸¹ vielfach aufgegriffener Ansatz, z. B. [Inb78],[Rat85],[ep2]

Mit der Zielstellung, Fahrzeuge mit vorhandenen Trommelbremssysteme nachzurüsten, beginnt die Firma Maico in den 1960er Jahren mit der Entwicklung der sogenannten Ringscheibenbremse (Abb. 5-14) [Ros69]. Diese stellt eine der wenigen tatsächlich umgesetzten Varianten der Perimeterbremse dar. Um die ursprünglichen Schnittstellen zu nutzen, wird die Bremsscheibe über eine glockenförmigen Trägerstruktur an der Radnabe befestigt. Besonderheit sind die zur Verbesserung der Bremsbelagrückstellung vorgesehenen Federelemente.

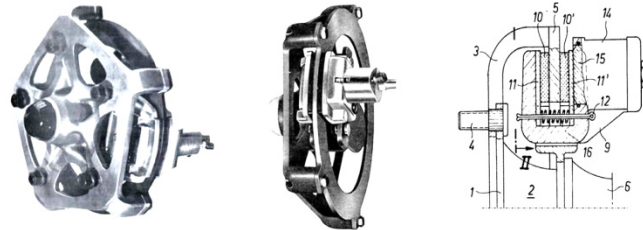


Abb. 5-14: Ringscheibenbremse mit Bremsscheibenträger und Belagrückstellung nach [Ros69],[Int25]

Aus dem Jahr 1970 stammt das Patent einer innenumgreifenden Bremsattelkonstruktion mit Fokus auf möglichst gleichmäßigen Bremsbelagverschleiß [Pea70]. Dies soll über eine radial innen liegende Faustlagerung realisiert werden, welche ein günstiges Bewegungsverhalten der Sattelfaust zulässt. Erwähnenswert ist zudem die vorgestellte Ausführung der Faustbrücke, welche eine hohe Steifigkeit der Struktur erwarten lässt (Abb. 5-15 li.). Eine ähnliche Variante mit jedoch zwei Führungen und einfacheren Montagebedingungen liegt einer Patentschrift von Ford zu Grunde [Bar71] (Abb. 5-15 re.).

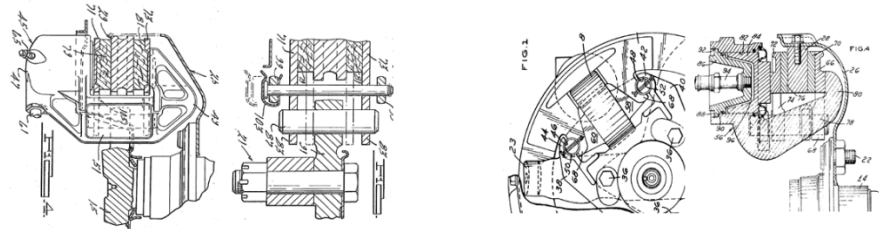


Abb. 5-15: Bremsattelfaust mit innenliegender, einfacher [Pea70] (li.) und doppelter Faustführung [Bar71] (re.)

Die bekannteste Umsetzung einer Perimeterbremse in den 1980er Jahren geht auf die Alfred Teves GmbH zurück und erklärt die Patenthäufung in diesem Zeitraum. Unter der Bezeichnung FR2¹⁸² kam sie an der Vorderachse im Audi V8 zu Serieneinsatz (Abb. 5-16). Als Vorteil der Konstruktion gegenüber konventionellen Scheibenbremsen wurden der um 15 % erhöhte Reibradius und die damit verbundene Leistungssteigerung genannt [Bur91].

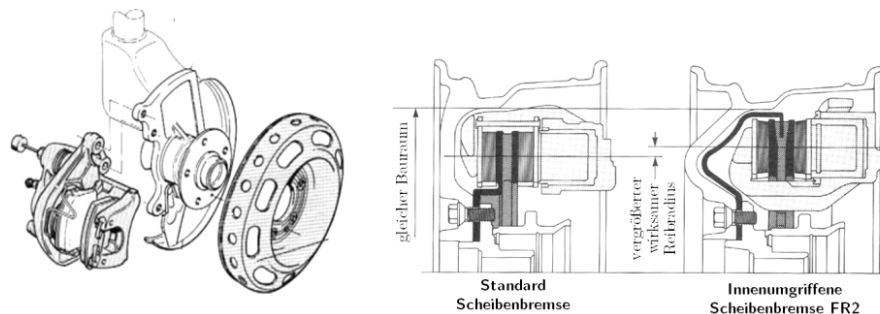


Abb. 5-16: Aufbau der Perimeterbremse FR2 nach [Bur91]

¹⁸² wegen Formgebung der Scheibenglocke häufig als „Ufo Brake“ bezeichnet

Obwohl das Konzept wegen der fertigungstechnisch aufwendigen und kostenintensiven Scheibenglocke später verworfen wurde, entstanden in dieser Zeit zahlreiche Ansätze zu deren Weiterentwicklung. So werden auf Basis radial innen verlaufender Belagträger in [Mar86] alternative Varianten der Haltergeometrie und der Faustlagerung abgeleitet (Abb. 5-17, li.).

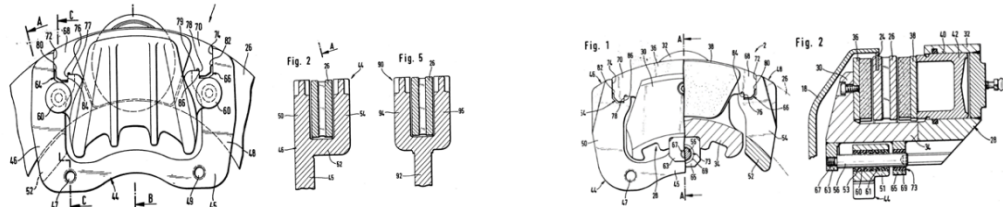


Abb. 5-17: FR2-Varianten mit radial innen verlaufendem Halter [Mar86] bzw. mittlerer Faustlagerung [Thi86]

Eine nochmals kompaktere Abwandlung des Prinzips, allerdings mit mittigem Faustführungselement folgte in [Thi86] (Abb. 5-17, re.). Dadurch können hohe Momente im Führungsbereich vermieden und Fertigungstoleranzen ausgeglichen werden. Zudem kann die Sattelfaust bei Belastung der tangentialen Drehbewegung durch die Halterverformung folgen.

Mit der Jahrtausendwende sind im Zuge der Elektrifizierungsansätze von Antrieben wieder vermehrte Entwicklungsaktivitäten und Patentanmeldungen für Perimeterbremsen zu verzeichnen. Besonderes Augenmerk gilt dabei häufig verbesserter Ventilationsbedingungen innerhalb des Rades, z. B. durch Verrippungen an Bauteiloberflächen [KS09] oder Turbinenwirkung durch Formgebung des Felgensterns.

Als Bestandteil eines aktiven Corner-Moduls wird eine integrierte Perimeterbremse erstmals 2006 von Michelin im „Active Wheel“ genannt [RL06]. Da der Radnabenantrieb als unteretzte Variante sehr kompakt ausgeführt ist, kann die Brems Scheibenanbindung weit in die Felge gerückt werden (Abb. 2-3). Es handelt sich dabei um einen Perimeter-Festsattel mit schwimmend gelagerter Edelstahl-Brems Scheibe in wahrscheinlich nur teilleistungsfähiger Ausführung (Abb. 5-18). Ähnliche Bauformen von Perimeter-Bremssystemen finden sich in Konzepten aktiver Corner-Module in [JKM14] und [HZF15]. In diesen Fällen wird insbesondere die Leichtbauausführung hervorgehoben.

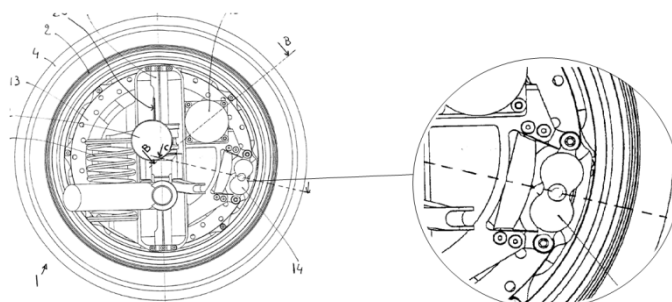


Abb. 5-18: Perimeterbremse des „Active Wheel“ von Michelin

Eine vollleistungsfähige Perimeterbremse für elektrische Radnabenmaschinen im Retrofit-Design veröffentlicht Protean Electric im Jahr 2010 (Abb. 5-19) [Fra10-2]. Durch die Außenläufer-Bauform der Maschine kann die Brems Scheibe am Rotor angebunden werden. Um die Wärmeeinleitung in die Rotorbaugruppe zu vermeiden, sind keramische Zwischenelemente in der schwimmenden Scheibenanbindung vorgesehen [FW12]. Zur weitgehenden Kompensation

der radialen Bremsabstützkräfte im Radlager sind die beiden Schwimmsättel um 180° versetzt auf dem Reibring angeordnet.

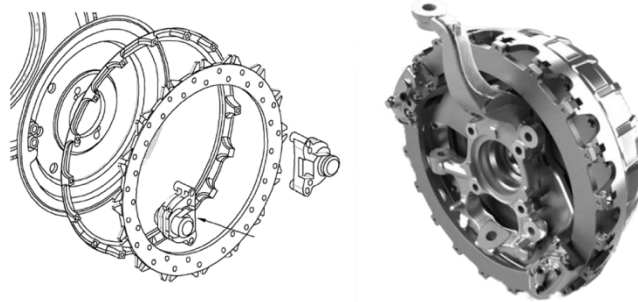


Abb. 5-19: Doppelsattel-Perimeterbremse mit rotorangebundenen Bremsscheibe [Fra10-2],[WVW10]

Als alternative Variante zur Anbindung des Scheibenreibrings stellt die Cedas GmbH im Jahr 2011 einen neuartigen Ansatz mit elastischen Verbindungselementen vor [Lat13]. Diese sind in die Kühlrippen der ventilerten Bremsscheibe eingebracht und ermöglichen neben dem spielfreien Ausgleich der radialen Dehnung eine weitgehend thermische Entkopplung von der Anbindungsstelle. Der Ansatz wird auch in [LEK14] beschrieben.

Die jüngste Veröffentlichung eines Perimeter-Bremssystems ist der Firma Brembo im Rahmen des EU-LIVE¹⁸³ Projekts zuzuordnen¹⁸⁴. Das vorgestellte Rad-End-Modul ist mit radaußen angeordnetem elektromechanischen Perimeter-Bremssattel und ventilierter Leichtbaubremsscheibe ausgerüstet. Der vergleichsweise kleine Reibradius dieser Bauform kann wahrscheinlich durch eine entsprechende Spannkrafterhöhung des Sattelaktuators ausgeglichen werden.

Fazit

Weitentwickelte Varianten des Perimeterkonzepts sind bereits zahlreich veröffentlicht worden, Anwendungen für konventionelle Fahrzeuge blieben jedoch aus. Technisch interessant sind insbesondere vorgeschlagene Schwimmsattelkonstruktionen und deren unkonventionelle Faustlagerung. In Kombination mit elektrischen Radnaben- bzw. radnahen Antrieben und aktiven Corner-Modulen wurden die Potentiale insbesondere für die Bauraumintegration erkannt und bereits in Prototypen umgesetzt.

5.3 Ableitung einer neuartigen Doppelbrücke-Perimeterbremse

Die Perimeterbremse eignet sich aufgrund ihrer typischen geometrischen Struktur augenscheinlich gut für den Verbau mit elektrischen Radnabenmaschinen. Trotz konzepteigener Vorteile verbleiben funktionale Nachteile gegenüber außenumgriffenen Scheibenbremsen. Diese gilt es durch eine geeignete Bauform weitest möglich zu kompensieren, bestenfalls die Eigenschaften konventioneller Radbremmen zu übertreffen. Hauptaugenmerk liegt neben der Bauraumintegration für verschiedene Ausführungsoptionen von Radnabenantrieben auf konsequentem Leichtbau, um den bestehenden Konflikt hinsichtlich der reifen-gefederten Radmassen nicht weiter zu belasten. Zudem gilt es als Konsequenz aus den

¹⁸³ „Efficient Urban Light Vehicles“ des Horizon 2020 Forschungs- und Innovationsprogramms

¹⁸⁴ präsentiert auf der Internationalen Automobil Ausstellung (IAA) in Frankfurt 2015

geänderten Nutzungsintervallen und -intensitäten die Reibbremse hinsichtlich Verschleiß und Fahrwiderstand, konkret das Restbremsmoment in den nicht betätigten Phasen, zu reduzieren. Dabei sollten Lösungen nach Möglichkeit die Gesamtsystemkomplexität nicht unnötig erhöhen. Hydraulisch aktuierte Bauformen bleiben daher aus Sicht der Systemintegration, der zu erwartenden Systemkosten und hinsichtlich der funktionalen Sicherheit eine bevorzugte Lösungsoption. Wesentlichste Funktionsanforderung stellt zunächst eine uneingeschränkte Volleistungsfähigkeit dar (vgl. Kap. 3.3). Eine Option zur Leistungsreduzierung sollte für rekuperationsunterstützende Systeme aber durch Skalierung des Lösungsansatzes enthalten sein. Durch genaue Analyse von Wirkprinzipien und Funktionsphänomenen sowie der konsequenten Anpassung für den vorgesehenen Einsatzbereich, soll im Weiteren ein optimiertes Konzept – die Doppelbrücke-Perimeterbremse – abgeleitet werden.

5.3.1 Innenumgreifende Schwimmsattelfaust in Doppelbrücke-Ausführung

Ein elementarer Nachteil des Innenumgriffs ist die vergleichsweise geringe Grundstruktursteifigkeit der Sattelfaust, welche selbst bei reduzierten Spannkraften problematisch ist (vgl. Kap. 5.1). Dem kann zunächst durch eine Steigerung der Faustbrückenhöhe entgegen gewirkt werden, was aus Sicht des Radverbaus und des Mehrgewichts jedoch limitiert bleiben muss. Da eine hohe Weiteungssteifigkeit und geringe radiale Druckpunktverlagerung im Sinne der Flächenpressungshomogenität der Bremsbeläge grundlegend erforderlich sind, muss ein leistungsfähiges Konzept zunächst dieses Grundproblem lösen.

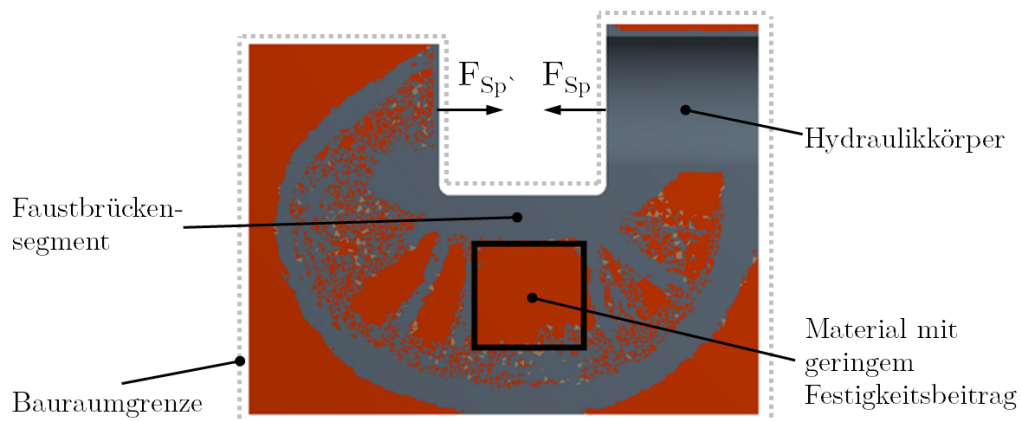


Abb. 5-20: FEM-Topologieoptimierung eines Sattelfaustkörpers einer Perimeterbremse im Querschnitt

Zur ersten Orientierung einer möglichen Strukturüberarbeitung der Sattelfaust kann in der FEM-Simulation die Topologieoptimierung dienen. Ausgehend von einem stark vereinfachten, überdimensionierten Faustgrundkörper lassen sich so Bereiche identifizieren, in denen Materialreduzierungen nur geringen Einfluss auf die Weiteungssteifigkeit haben (Abb. 5-20).

Dabei zeigt sich insbesondere innerhalb der neutralen Faser der Faustbrücke eine sehr geringe Materialausnutzung. Als Konsequenz bietet sich folglich eine untergliederte Faustbrücke an, welche sich belastungsabhängig aus einem radial innenliegenden Druckstrang und einem außenliegenden Zugstrang zusammensetzen. Die aus dem großen radialen Querschnitt resultierende hohe Weiteungssteifigkeit bei vergleichsweise geringem Gewicht ist charakteristisches Merkmal der im Folgenden als Doppelbrücke bezeichneten Sattelfaust. Für deren fertigungstechnische Realisierung bietet sich eine zweiteilige Ausführung an, welche sich für die gezielt werkstoffliche Abstimmung der beiden Einzelteile eignet.

Diese sogenannte Verbundbauart¹⁸⁵ ist bereits für konventionelle Schwimmsättel bekannt, um in den einzelnen Sektionen der Sattelfaust gezielt verschiedene Werkstoffe einsetzen zu können. Bei konventionellen Bremsätteln kommt überwiegend Sphäroguss zum Einsatz. Die Vorteile dessen kostengünstiger Herstellung, des günstigen Dehnungsverhaltens und die Realisierbarkeit verhältnismäßig geringer Wandungsstärken bergen jedoch den Nachteil des hohen spezifischen Gewichts. Aus Sicht des Leichtbaus sind daher hochfeste Aluminiumlegierungen interessant, welche aber eine deutlich geringere Steifigkeit besitzen. Eine Kombination beider Werkstoffe kann die jeweiligen Steifigkeits- bzw. Gewichtsvorteilen nutzen. Als Trennstelle eignen sich für die Doppelbrücke-Sattelfaust die Geometrieübergänge zwischen Hydraulikkörper und Faustbrücke. Beide Teile sind dann über eine Dehnschraubverbindung miteinander zu verbinden, deren hohe Vorspannung des Materials trotz Leichtbauweise sehr steife Sattelfaustkonstruktionen ermöglichen [Bur91].

Ein weiterer positiver Effekt der mehrteiligen Sattelfaust ist zudem der Wegfall der bei vielen einteiligen Fauststrukturen von Schwimmsätteln erforderlichen Aussparung der Faustfinger zur besseren Fertigbarkeit von Zylinderbohrung und Dichtringnut. Somit steigt die fingerseitige Weiteingussteifigkeit und die Fertigung der eng tolerierten Bremszylinder wird vereinfacht. Zudem wirkt die voll ausgeführte Fingersektion dank der höheren Steifigkeit positiv auf das Geräuschverhalten [Thi88].

5.3.2 Symmetrische Halterstruktur

Neben der Option hoher Faustbrückenquerschnitte bietet das Perimeterkonzept auch für die Struktur des Bremsattelhalters neue Auslegungsfreiheitsgrade. Im konventionellen Fahrwerkverbau ist die Gestalt außenumgriffener Scheibenbremsen weitgehend vorbestimmt (vgl. Kap. 2.4). Einschränkungen zeigen sich jedoch nicht nur in den notwendig geringen radialen Höhen der Faustquerschnitte. Allen konventionellen Haltergeometrien von außenumgriffenen Schwimmsattelkonzepten ist gemein, dass ihre Anbindung an den Radträger auf der zum Fahrzeug hin orientierten Seite der Brems Scheibe¹⁸⁶ liegt. Somit ist die Grundstruktur des Halters in Längsrichtung zwangsläufig asymmetrisch und weist unterschiedliche Kraglängen auf der Fingerseite Δy_{FS} und der Kolbenseite Δy_{KS} auf (Abb. 5-21). Dies erzeugt wiederum Differenzen in der tangentialen Abstützungssteifigkeit zwischen kolben- und fingerseitigem Bremsbelag. Bei Abstützung der Bremsumfangskräfte verformt der Halter daher stärker auf der Fingerseite und der dortige Bremsbelag wird weiter in Scheibendrehrichtung verlagert¹⁸⁷ (Abb. 5-21, re.).

¹⁸⁵ auch Komposit-Bauweise

¹⁸⁶ engl. Inboard

¹⁸⁷ lt. [Haa12] bis zu 18-fach erhöhte tangentiale Verlagerung des fingerseitigen Bremsbelags

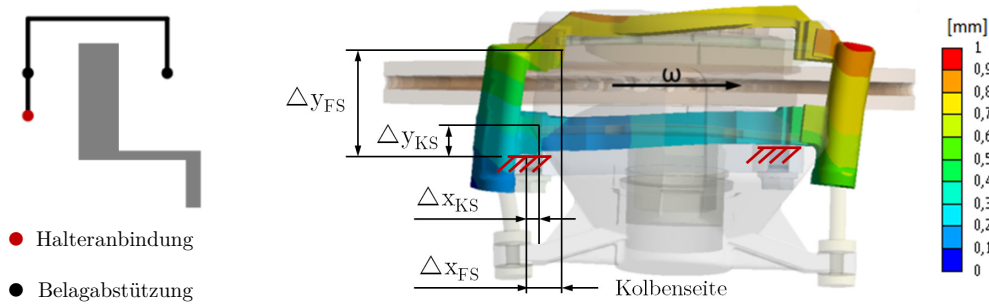


Abb. 5-21: Prinzip und Verformungsverhalten des Halters einer konventionellen Schwimmsattelbremse¹⁸⁸

Das Verformungsverhalten des Halters wirkt zudem über Reibkräfte in den Kontaktbereichen Bremskolben/Belagrückenplatte und Faustfinger/Belagrückenplatte auf das Verlagerungsverhalten und die Kräfteverhältnisse der Sattelfaust. Daraus leiten sich Phänomene wie das sogenannte Satteldrehen um die Hochachse¹⁸⁹ ab, durch welches es zu einem verstärkten Tragverhalten der Auslaufseite des fingerseitigen Belags und der Einlaufseite des kolben-seitigen Belags kommt (Abb. 5-22). Negative Auswirkungen auf das Reib-, Geräusch- und Verschleißverhalten können die Folge sein.

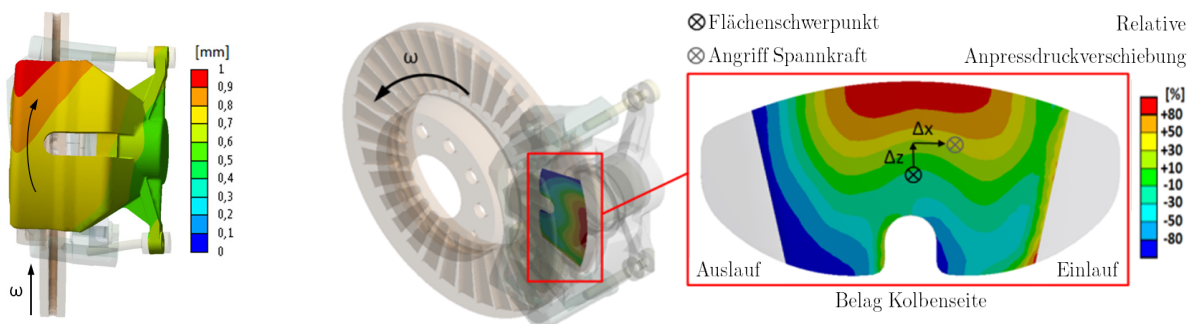


Abb. 5-22: Satteldrehen und resultierende Anpressdruckverschiebung eines konventionellen Schwimmsattels

Verstärkt wird dieser Effekt noch durch Reibkräfte in den jeweiligen Belagabstützstellen, welche je nach Ausführung auf Auslauf- bzw. Einlaufseite der Bremsbeläge der Zuspannkraft entgegenwirken. Die Steifigkeit der Halterarme bestimmt dabei die Verlagerung dieser Abstützstellen unter wirkender Tangentialkraft und die tangential Belaganpressung.

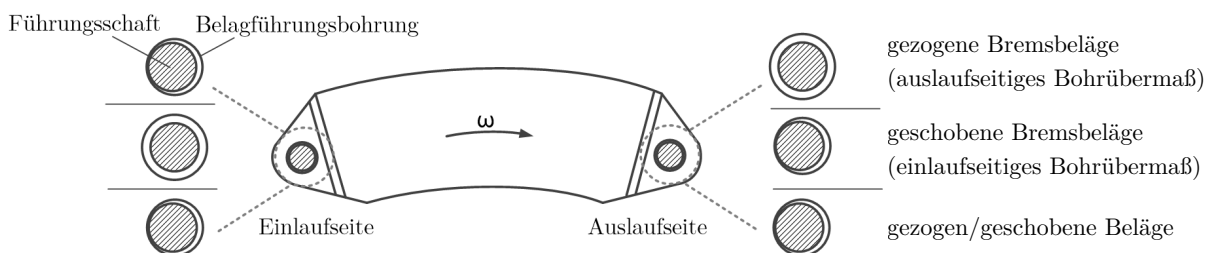


Abb. 5-23: Grundvarianten der Belagabstützung und Tangentialkraftaufteilung anhand einer Schaftführung¹⁹⁰

Grundsätzlich lässt sich zwischen geschobenen, gezogenen sowie gleichzeitig gezogen und geschobenen¹⁹¹ Bremsbelägen unterscheiden (Abb. 5-23). Somit erfolgt die Tangentialkraft-

¹⁸⁸ FEM-Simulation eines Schwimmrahmensattel mit geschobenen Bremsbelägen bei Bremsmoment 2,5 kNm

¹⁸⁹ tangentiales Verkippen

¹⁹⁰ engl. Slide Pins

abstützung jeweils an den auslaufseitigen, einlaufseitigen bzw. ein- und auslaufseitigen Halterarmen. Je nach Ausführungsform wirken sich dabei elementare tribologische und geometrische Auslegungsgrößen des Bremsbelags und seiner Abstützung auf die Güte der tangentialen Belaganpressdruckverteilung aus (Tab. 5-2).

Einflussgröße	Belagreibwert		Abstützreibwert		Reibbelagdicke		Reibbelaglänge		Abstützabstand	
	↑	↓	↑	↓	↑	↓	↑	↓	↑	↓
Variation (Steigerung/Reduzierung)	↑	↓	↑	↓	↑	↓	↑	↓	↑	↓
geschobene Beläge	↑	↓	↑	↓	↓	↑	↑	↓	↑	↓
gezogene Beläge	↓	↑	↓	↑	↓	↑	↓	↑	↓	↑
Gezogen/geschobene Beläge	↑	↓	$M_{Br,RP}$		↓	↑	$M_{Br,RP}$		$M_{Br,RP}$	

Tab. 5-2: Einflussgrößen auf die Güte der tangentialen Belaganpressdruckverteilung¹⁹²

Für die charakteristischen Reibringgeometrien¹⁹³ und die damit größeren Bremsbelaglängen sind für Perimeterbremsen dementsprechend Varianten gezogener Bremsbeläge vorzuziehen. Allgemein gilt diese Abstimmung als vorteilhaft hinsichtlich Leistungsfähigkeit, Lüftverhalten, Belagverschleiß und Geräuschbildung [GHU12],[GOL11],[Bur91]. Für hohe Tangentialkräfte kann zudem der verformungsbedingte Übergang zu anteilig auslaufseitig tragenden Halterarmen die Belastungen optimal verteilen.

Insgesamt sollte es Ziel der konstruktiven Gestaltung des Bremssattelhalters sein, eine weitgehende Entkopplung der beiden Hauptfunktionsmechanismen zu ermöglichen. Das heißt die Realisierung einer Tangentialkraftabstützung der Bremsbeläge mit homogener Anpressdruckverteilung und möglichst geringen Rückwirkungen auf die spannkraftaufprägende Sattelfaust. Wegen der radial innenliegenden Halters von Perimeterbremsen lassen sich wesentliche Teile dieser Problemstellung lösen. Durch eine tangential als auch radial symmetrische Ausgestaltung des Halters gelingt es, die Hebelverhältnisse der Tangentialkraftabstützung und die Abstützungssteifigkeiten zwischen beiden Bremsbelägen zu homogenisieren (Abb. 5-24).

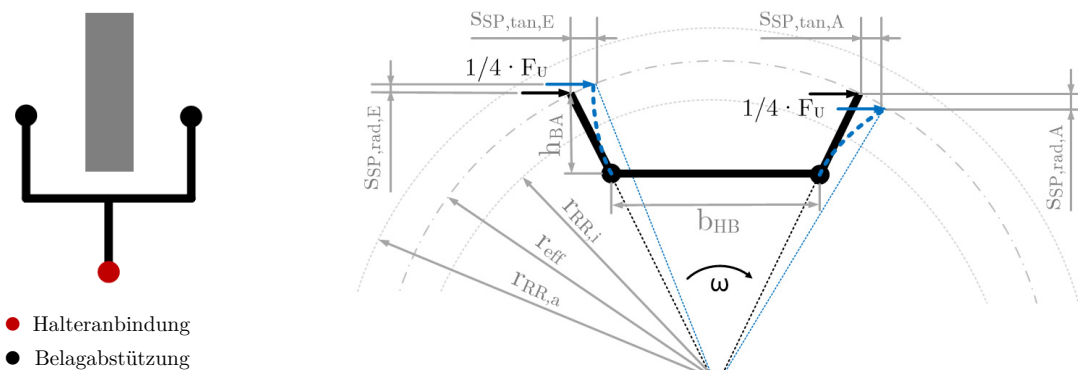


Abb. 5-24: Prinzip und Wirkverhältnisse des symmetrischen Bremssattelhalters

Dies bietet sich insbesondere zusammen mit der Doppelbrücke-Sattelfaust an, da die radiale Ausparung des Brückensegments eine innenliegende Anordnung des Haltermittelsegments zulässt.

¹⁹¹ engl. Push-Pull (-Prinzip)

¹⁹² anhand Parameterstudie für Eckwerte der spezifischen Belaganpressung [Mäu15]

¹⁹³ große effektive Reibhalbmesser bei geringen radialen Reibflächenbreiten

Alternativ dazu wären zwar auch radial außen um die Sattelfaust geführte Verbindungselemente zwischen den Halterarmen denkbar¹⁹⁴. Dies eröffnet jedoch einen Zielkonflikt zu den geforderten großen Reibradien und zieht daher zwangsläufig geringe radiale Querschnitte der Haltermittelstruktur nach sich. Das radial innenliegende Haltermittelsegment umgeht diese Problemstellung und ermöglicht höhere Struktursteifigkeiten. Aufgrund der damit auch möglichen höheren Halterquerschnitte gelingt dies selbst bei Ausführungen in Leichtbauwerkstoffen.

5.3.3 Integrierte Faustführung in Brems scheibenmittelebene

Auch wenn es zu starke Wechselwirkungen zwischen Sattelfaust und -halter zu vermeiden gilt, müssen doch Führungselemente beide Bauteile gegeneinander in ihrer Lage definieren. Typischerweise wird dies bei Schwimmsätteln über Bolzenführungen umgesetzt, welche neben der axialen Ausgleichsbewegung durch ausreichende Elastizitäten Zwang bei geringen Verkippen vermeiden. Neben dem Verschleißausgleich des fingerseitigen Bremsbelags ist diese axiale Beweglichkeit der Sattelfaust Voraussetzung einer gleichseitigen Lüftspielverteilung. Wie die Halteranbindung, so sind bei außenumgriffenen Scheibenbremsen auch diese Führungselemente an Kolbenseite, also der fahrzeuginneren Seite des Halters, angebracht. Während der Bremsung werden durch die Spannkraft F_S und die Reibwerte an den Belagrückenplatten $\mu_{RP,FS}$ und $\mu_{RP,KS}$ bei Verlagerung der Bremsbeläge in Umfangsrichtung anteilig Tangentialkräfte $F_{U,FS}$ und $F_{U,KS}$ auf die Sattelfaust übertragen (Abb. 5-25).

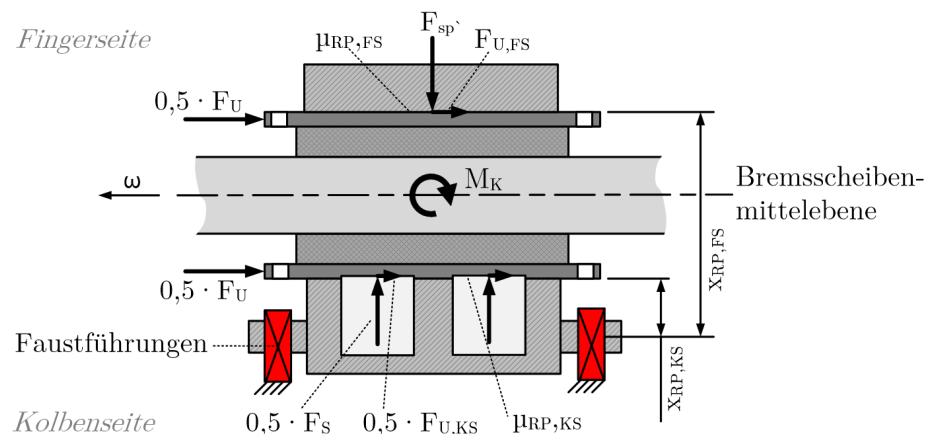


Abb. 5-25: Kräfte und Momente während der Bremsung bei kolbenseitiger Lagerung der Sattelfaust

Dabei entsteht durch die Hebelarme $x_{RP,FS}$ und $x_{RP,KS}$ zwischen Kraftangriffspunkt und Lagerstelle der Sattelfaust ein Kippmoment M_K , welches zur Verdrehung des Brems sattels führt.

$$M_K = M_{RP,FS} + M_{RP,KS} = x_{RP,FS} \cdot F_{U,FS} + x_{RP,KS} \cdot F_{U,KS} \quad 5-6$$

Dieses Hochachsmoment stützt sich wegen der elastischen Faustlagerung zunächst über die Bremsbeläge an der Scheibe ab, führt dort aber wiederum zu tangential inhomogener Flächenpressung zwischen Ein- und Auslaufseite der Bremsbeläge und in Folge dessen zu Schrägverschleiß. Dieser Effekt verstärkt sich daher mit zunehmendem Belagverschleiß, sodass sich Anteile des Kippmoments dann auch über die Faustlagerung abstützen. Dort resultieren letztlich erhöhte Verschiebekräfte und somit Wirkungsgradverluste bei der Spannung.

¹⁹⁴ z. B. Perimeterbremsattel FR2 [Thi89] (vgl. Kap. 5.2)

Bei einer symmetrischen Halterstruktur (vgl. Kap. 5.3.2) lässt sich die Faustführung hingegen unmittelbar in das Mittelsegment des Halters integrieren. Diese sehr kompakte und gegenüber Umwelteinflüssen abschirmende Variante schwächt das im Wesentlichen auf Biegung belastete Mittelsegment durch die dafür notwendigen Führungssitze nur unwesentlich. Mit der Lagerung in der virtuellen Bremsscheibenmittelebene werden jedoch die Hebelarme $x_{RP,FS}$ und $x_{RP,KS}$ der anteiligen Umfangskräfte $F_{U,FS}$ und $F_{U,KS}$ gleich groß und somit das resultierende Kippmoment M_K theoretisch¹⁹⁵ vollständig eliminiert (Abb. 5-26).

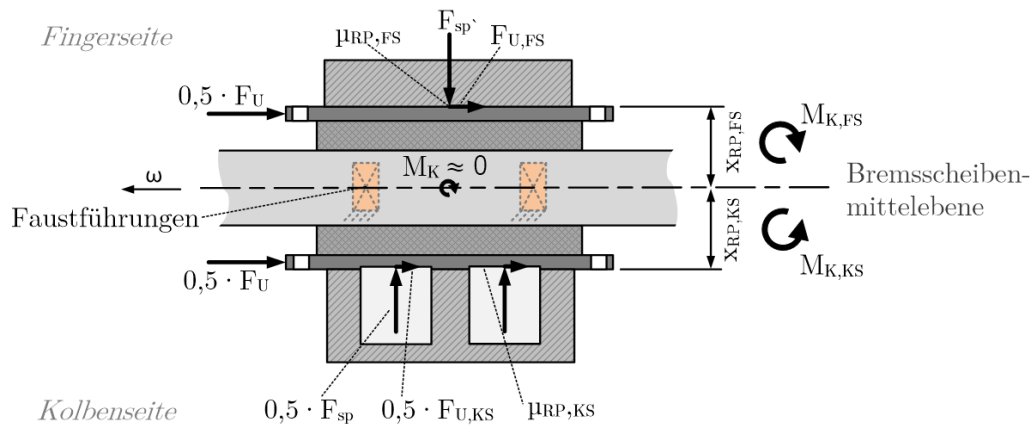


Abb. 5-26: Kräfte und Momente während der Bremsung bei Faustlagerung in der Bremsscheibenmittelebene

Zusätzlich zu den positiven Effekten der symmetrischen Halterstruktur können damit die Kinematiken des kolben- und fingerseitigen Bremsbelags auch über die beschriebene Faustführung weiter angeglichen werden. Für den Fall einer ein- und auslaufseitigen Bremsbelagabstützung setzt sich bei gezielter geometrischer Gestaltung die tangential Verlagerungsbewegung des Bremssattels während der Bremsung dann aus einer Parallelverschiebung der Bremssattelfaust $s_{FL,tan,E}$ und einer Verlagerung der Bremsbeläge auf einer der Bremsscheibe annähernd konzentrischen Kreisbahn $s_{SP,tan,E}$ zusammen (Abb. 5-27). Insgesamt sind damit besonders homogene Belaganpressung und -verschleiß zu erwarten.

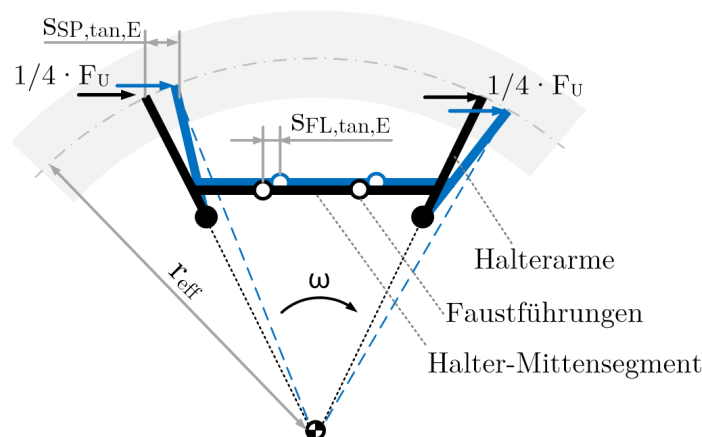


Abb. 5-27: Ideales Verformungsverhalten der Halterstruktur mit Faustführung während der Bremsung

Darüber hinaus kann für eine Faustführung in Scheibenmittelebene ein weiterer Aspekt diskutiert werden, welcher insbesondere während der Offbrake-Phase¹⁹⁶ Einfluss auf das zu

¹⁹⁵ nur bei identischen Reibwerten und reibungsfreier Faustlagerung

¹⁹⁶ engl. für nicht aktivierte Betriebsphase einer Reibbremse

erwartende Verlagerungsverhalten der Sattelfaust hat. Konventionelle Schwimmsättel bewegen sich in den Faustführungen hauptsächlich in axialer Richtung. Ein freies Kippen der Sattelfaust in der Offbrake-Phase ist unerwünscht und wird häufig durch stark vorgespannte Federelemente unterbunden. Bei der Doppelbrücke-Perimeterbremse ist der Freiheitsgrad des Kippens um die tangential Achse aufgrund der geringeren Trägheitsmomente durchaus interessant und kann über die Beeinflussung der Kippsteifigkeit des Führungselastomers gezielt in die Auslegung einbezogen werden (vgl. Kap. 5.4.2). Somit wird eine Art hybrider Bauform von Schwimm- und Pendelsattelprinzip realisierbar.

Fazit

Die drei charakteristischen Merkmale des Doppelbrücke-Perimeterkonzepts sind die Ausführung der Sattelfaust in Doppelbrücke-Bauart, eine innenliegende, symmetrische Halterstruktur und die in deren Mittensegment angeordnete Faustführung. Abgeleitet aus vereinfachten Modellen sind bereits erhebliche positive Funktionseigenschaften abzusehen.

5.4 Modellierung mit kombinierter Finite-Elemente- und Mehrkörpersimulation

Auf Basis der zuvor erörterten Merkmale der Doppelbrücke-Perimeterbremse sollen sich im Folgenden die modellbasierte Ableitung konstruktiver Parameter und die virtuelle Vorabstimmung der einzelnen Komponenten anschließen. An dieser Stelle sei bereits auf die in Kapitel 6 und 7 folgenden Überlegungen zu Baukastenansätzen für aktive Corner-Module hingewiesen, welche später modulare Anpassungen auf verschiedene Anwendungs- und Konfigurationsszenarien die Radbremskonstruktion einschließen sollen. Ziel ist es daher nicht nur eine konkrete Konstruktion abzuleiten, sondern Modellvorstellungen von Komponenten und Funktionseigenschaften mit angemessenem Auflösungsgrad in der Simulation zusammenzufassen. Dafür hat sich die Nutzung von CAE¹⁹⁷-Methoden im Entwicklungsprozess moderner Bremssysteme in der Vergangenheit bereits fest etablieren können [Noa03] und trägt heute wesentlich zur Reduktion von Entwicklungszeiten und -kosten bei [Geb11]. So lassen sich nicht nur verschiedene Betriebszustände mit hoher Auflösung und Reproduzierbarkeit analysieren, sondern es werden auch Funktionsgrößen messbar, deren Untersuchung in der messtechnischen Praxis nicht oder nur sehr aufwendig möglich sind. Als Beispiel sei hier insbesondere die Bestimmung der bereits diskutierten Belaganpressdruckverteilung zu nennen, für welche es zwar Messverfahren gibt [Bur91],[Deg07],[Hei12], die Auslegung sich jedoch im Wesentlichen auf die Simulation stützt.

Für umfangreiche Untersuchungen von Funktionseigenschaften, beginnend mit vereinfachten Modellen des Bremsstatts, eignen sich insbesondere kombinierte FE/MKS¹⁹⁸-Modelle (Abb. 5-28). Bei der finiten Elemente Methode wird durch Vernetzung ein komplexes Bauteil in eine endliche Anzahl von einfach beschreibbaren Teilbereichen zerlegt, für welche jeweils Steifigkeiten bestimmt werden können. Die Kopplung dieser Elemente erfolgt über Knoten, deren Verschiebungen im Raum in je drei Richtungen beschrieben werden können und aus denen sich Verformungen und Spannungen ableiten lassen [Geb11]. Über die gewählte Netz-

¹⁹⁷ engl. Computer-Aided Engineering,

¹⁹⁸ kurz für Finite-Elemente- und Mehrkörpersimulation

dichte sowie den Grad der Ansatzfunktion bestimmt sich die Ergebnissenauigkeit, aber auch der notwendige zeitliche Berechnungsaufwand. Besonders Kontaktbereiche zwischen Bauteilen erhöhen diesen Aufwand erheblich.

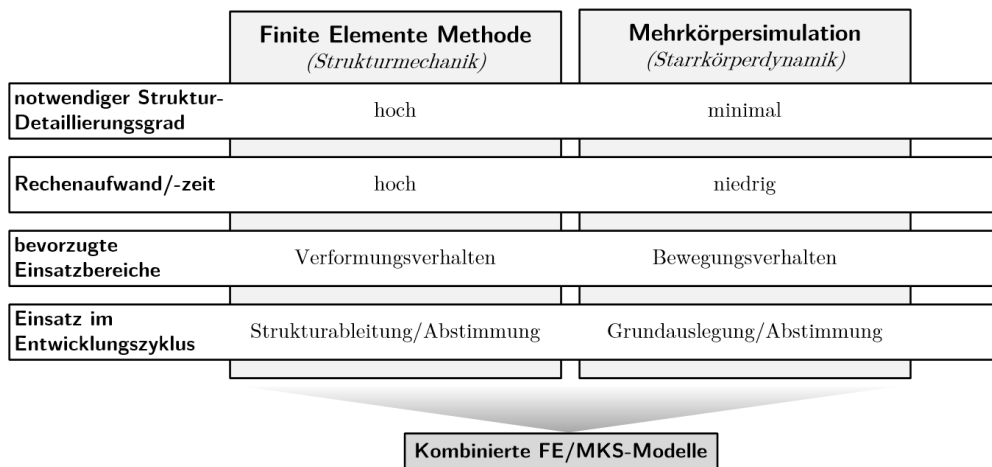


Abb. 5-28: Domänen und Eigenschaften der Finite-Elemente- und Mehrkörpersimulation¹⁹⁹

Die Mehrkörpersimulation hingegen nutzt massebehaftete Körper, die über masselose Verbindungselemente gekoppelt sind und welche die Steifigkeiten der jeweiligen Translations- oder Rotationsfreiheiten definieren (vgl. Kap. 4.2.2). Die Reduktion der Freiheitsgrade und die einfache Kontaktdefinition zwischen Bauteilen führen zu erheblich verkürzten Rechenzeiten. Um die zu starke Modellvereinfachung durch Starrkörper zu verhindern, besteht zudem die Option, Bauteile in mehrere starre Teilkörper zu zerlegen [RS10].

Mit der Kombination FE/MKS lassen sich somit Modelle generieren, die einerseits durch Vereinfachungen geringere Modellierungs- und Rechendauern erfordern, andererseits die FE-Modellierung relevanter Bereiche mit Berücksichtigung von Verformungen und Reibkontakten erlauben. Damit bildet die FE/MKS eine effiziente, der klassischen FEM-Analyse vorgelagerte Entwicklungsiteration für die Untersuchung größerer Parameterräume. Für die Modellierung der Doppelbrücke-Perimeterbremse ist es in Anbetracht der verschiedenen Betriebszustände und -parametern sinnvoll, grundlegend zwischen On- und Offbrake-Modellen²⁰⁰ zu unterscheiden.

5.4.1 Simulation des Onbrake-Verhaltens

Das Onbrake-FE/MKS-Modell soll Einflussfaktoren auf Funktionsgrößen während Bremsungen abbilden. Zentral betrifft dies die Wirkkette der Bremsmomentgenerierung über Zuspännkraftaufprägung, Belagreibwertaufbau bis hin zur Tangentialkraftabstützung. Als wesentliche Ergebnisgrößen dienen das Verformungs- bzw. Bewegungsverhalten der Einzelbaugruppen und die Anpressdruckverteilung, mit dem Ziel, die in Kapitel 5.3 beschriebenen Funktionsvorteile von Doppelbrücke, symmetrischer Halterstruktur und mittiger Faustführung nachzuweisen. Die hierzu notwendigen Modellannahmen- und vereinfachungen sind symbolisch in Abb. 5-29 dargestellt.

¹⁹⁹ begrenzt auf relevante Auszüge

²⁰⁰ engl. für aktivierte und nicht aktivierte Betriebsphase einer Reibbremse

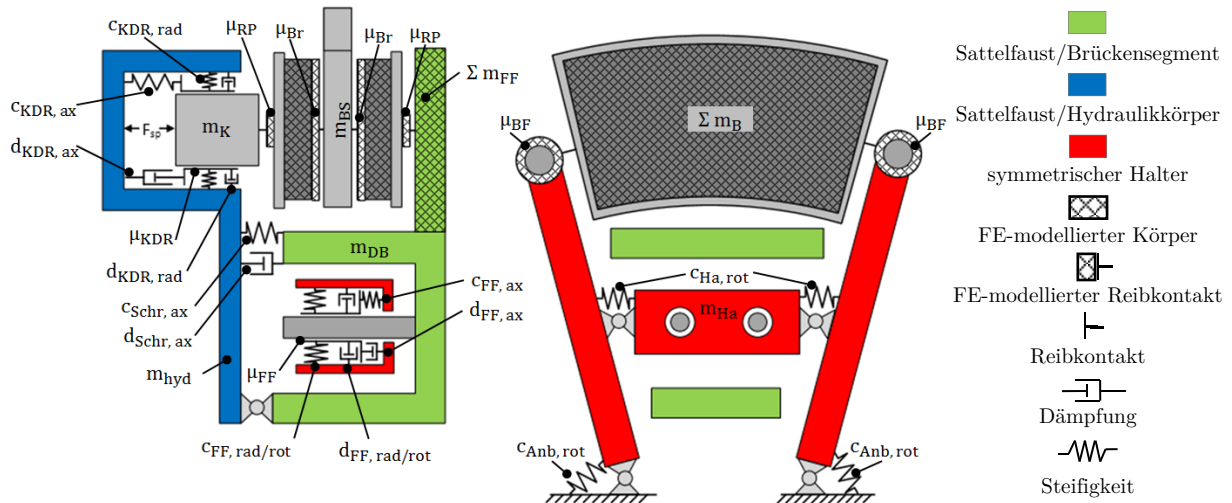


Abb. 5-29: FE/MKS-Modell der Doppelbrücke-Perimeterbremse für die Onbrake-Analyse

Die Doppelbrücke-Faust wird dabei in ein starres Element des Hydraulikkörpers und ein Brückensegment unterteilt, welche an ihren Fußpunkten gelenkig miteinander verbunden sind. An Stelle der Schraubverbindung treten Federelemente entsprechender Federrate und Vorspannung. Die in Voruntersuchungen für die radiale Druckpunktverschiebung entscheidend herausgestellte Struktur des Faustfingers wird durch FE vernetzt. Die zwei Halterarmelemente des symmetrischen Halters werden mittels Torsionssteifigkeiten über ein starres Mittelsegment miteinander verbunden. Die Tangentialkraftabstützung an den Halterarmen ist als gezogenes Belagpaar implementiert, welches mit zunehmender Last anteilig auch auslaufseitig abstützen kann. Für die Darstellung tangentialer Druckpunktverlagerungen finden dabei auch die Reibkräfte in den der Belagführungen Eingang in das Modell. Zudem sind FE-modellierte Kontakte zwischen Faustfinger und Bremsbelagelag sowie Bremskolben und Bremsbelag vorgesehen. Die Reibmatrix der Bremsbeläge selbst ist näherungsweise über anisotropische Werkstoffparameter nach [Lan10] definiert. Um die Ergebnislage zu veranschaulichen, sollen im Folgenden exemplarisch Aussagen über die Belaganpressdruckverteilungen anhand von Parametern der Bremsbeläge, Schraubverbindung und Faustfinger-ausführung vorgestellt werden. Allgemein ersichtlich sind die während der Bremsung stattfindenden Abweichungen vom mittleren Anpressdruck hin zu verstärkt tragendem Verhalten radial innen durch die Faustweitung und tangential einlaufseitig auf Grund der Belagabstützung (Abb. 5-30).

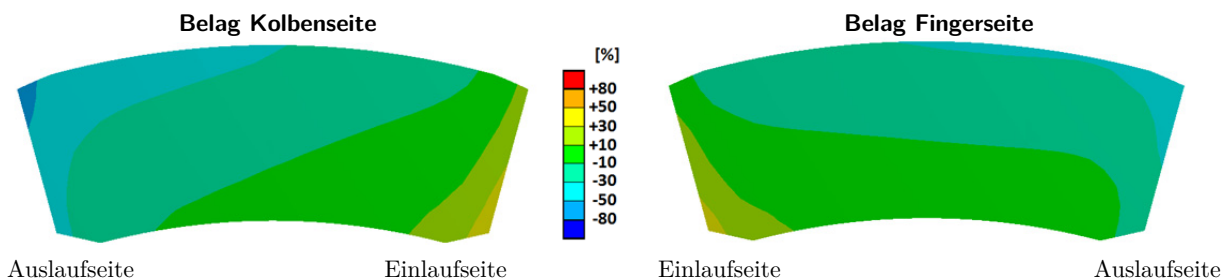


Abb. 5-30: Beispiel der relativen Anpressdruckverteilung²⁰¹ der Doppelbrücke-Perimeterbremse in der FE/MKS²⁰²

²⁰¹ Darstellung normiert auf Abweichung vom mittleren Anpressdruck

Für eine übersichtliche Visualisierung und zur besseren Vergleichbarkeit verschiedener Ausführungen werden die Anpressdruckverteilungen im Weiteren über die Verschiebung des Druckmittelpunktes, bezogen auf die radiale Belagbreite und tangentielle Belaglänge, beschrieben. Auf diese Weise ist die Darstellung der belastungsabhängigen Druckpunktverlagerung beider Bremsbeläge über den gesamten Betriebsbereich²⁰³ in einem Diagramm möglich (Abb. 5-31).

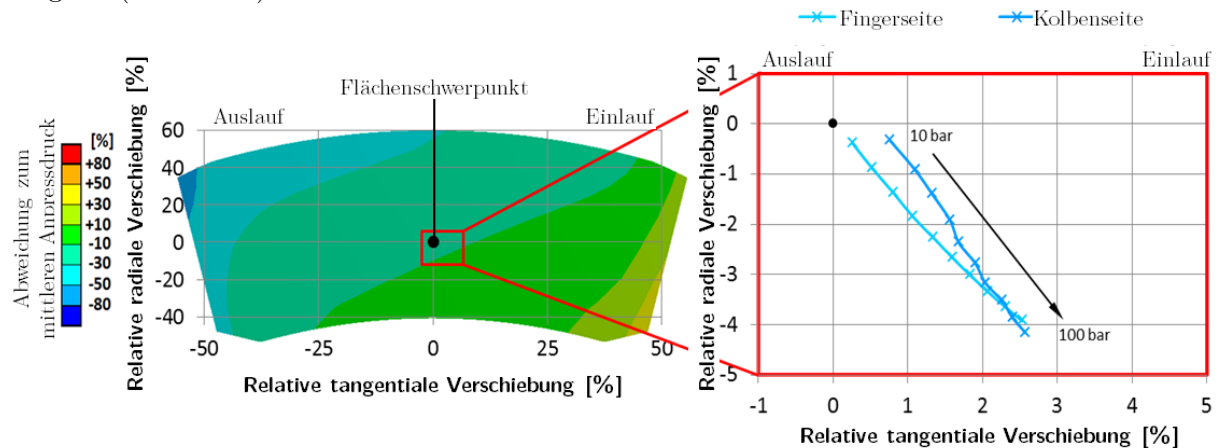


Abb. 5-31: Darstellung der Belaganpressdruckverteilung und der Druckpunktverschiebung

Für die weitere Auslegung lassen sich nun verschiedene Parameter gezielt auf ihren Einfluss auf das Tragverhalten hin analysieren. Die radiale Druckpunktverschiebung ist wie bereits beschrieben insbesondere von der Weitungssteifigkeit der Sattelfaust abhängig. Konzeptbedingt bedeutet dies bei der zweiteiligen Sattelfaust der Doppelbrücke-Perimeterbremse, neben der werkstofflichen Ausführung der beiden Fausthälften, einen starken Einfluss der Faustverschraubung. In Abbildung 5-32 sind daher Simulationsergebnisse der Druckpunktverlagerungen für verschiedene Schraubenvorspannkkräfte und Faustwerkstoffe dargestellt.

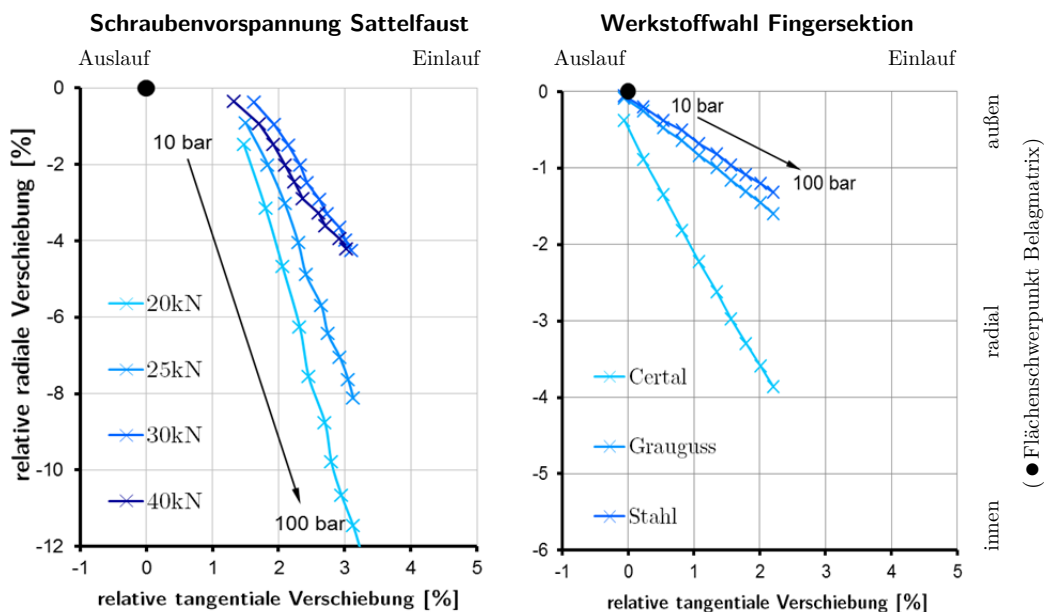


Abb. 5-32: Druckpunktverlagerung in Abhängigkeit der Schraubenvorspannung und der Werkstoffwahl

²⁰² Spannkraft 20 kN , Bremsmoment 3 kNm, Material Cortal, Schraubenvorspannung 30kN

²⁰³ Bremsdrücke bis 100 bar und entsprechende Bremsmomente bis ca. 3 kNm

Im Falle zu geringer Vorspannkraft durch die Verschraubung zwischen Hydraulikkörper und Doppelbrücke steigt die Inhomogenität der Anpressdruckverteilung in radialer Richtung überproportional an, da die Zuspaukraft z. T. die Schraubenvorspannkraft übersteigt (Abb. 5-32, li.). Liegt die Vorspannung jedoch über der hydraulischen Spannkraft, so ist deren Einfluss auf die radiale Anpressdruckverteilung vergleichsweise gering. Weiterhin kann z. B. der Einfluss verschiedener Werkstoffkombinationen für die Fingersektion untersucht werden, aus denen Hinweise für die konstruktive Ausführung ableitbar sind (Abb. 5-32, re.).

Als einer der Vorteile des Perimeterkonzepts kann die gegenüber konventionellen Bremsätteln mögliche, geringere axiale Brückenweite gesehen werden, da z. T. auf die Ventilierung der Bremsscheibe bzw. auf große Verschleißzugaben an den Bremsbelägen verzichtet werden kann (vgl. Kap. 5.1). Dabei wirkt die axiale Belaghöhe als Hebelarm für die tangentielle Druckpunktverschiebung. Je geringer die Reibbelaghöhe, umso geringer folglich die tangentielle Druckpunktverlagerung (Abb. 5-33). In radialer Richtung stellt sich der Zusammenhang jedoch umgekehrt dar. Hier sorgt eine größere Belaghöhe homogenisierend auf die Anpressdruckverteilung, da die Kompressibilität der Reibmatrix mit zunehmender Höhe steigt und sich somit eine bessere Schmiegun an die radiale Schrägun aufgrund der Sattelfaustweitung einstellen kann.

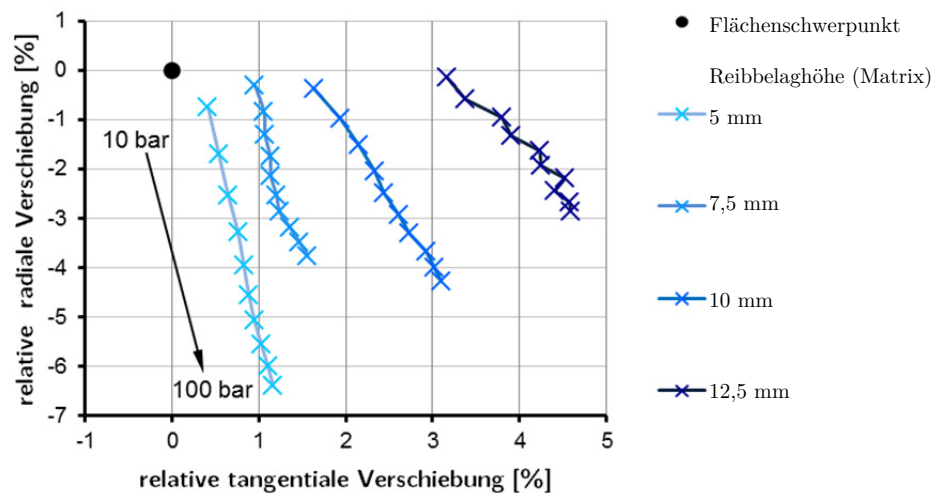


Abb. 5-33: Einfluss der Reibbelaghöhe auf die relative Druckpunktverschiebung

Darüber hinaus lassen sich weitere wesentliche Einflüsse auf die tangentielle Druckpunktverschiebung mit Hilfe der FE/MK-Simulation ableiten. So wirkt bereits eine Änderung der Belagreibwerte gegenüber der Bremsscheibe auf die tangentielle Druckpunktverschiebung (Abb. 5-34, li.). Je höher der Belagreibwert, desto mehr Tangentialkraft muss folglich an den Halterarmen abgestützt werden. Dabei spielt die konkrete Ausführung der ein- und auslaufseitigen Abstützanteile der Push-Pull-Belagabstützung eine wesentliche Rolle. Konstruktiv kann dieser Effekt z. B. über verschiedene Führungsspiele in den Bremsbelagbohrungen genutzt werden. Der last- bzw. verformungsabhängige Übergang von gezogenen auf gezogen/geschobene Beläge ist damit gezielt einstellbar.

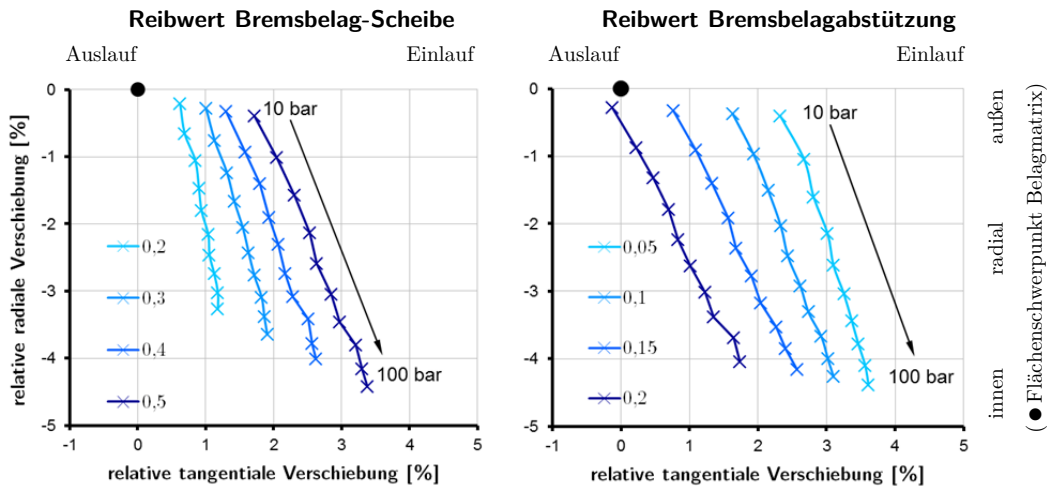


Abb. 5-34: Druckpunktverschiebung in Abhängigkeit von Belagreibwert (li.) und Belagabstützungsreibwert (re.)

Als weiterer Abstimmungsparameter der tangentialen Druckpunktverschiebung kann zudem der Reibwert in der Belagabstützung herangezogen werden. Geringere Abstützreibwerte wirken dabei tendenziell dem positiven Effekt des Übergangs von gezogenen auf gezogen/geschobenen Belägen entgegen (Abb. 5-34, re.).

5.4.2 Simulation des Offbrake-Verhalten

Aufgrund der sehr viel geringeren Kräfte und Verformungen bei jedoch deutlichen Relativbewegungen, unterscheidet sich das FE/MKS-Modell für das Verhalten des Bremssattels bei nicht aktiver Bremse vom bereits betrachteten Onbrake-Modell. Der Betrachtungsfokus liegt dabei auf der Darstellung von Wirkmechanismen des Restbremsmoments und der diesbezüglichen Abstimmungsparameter. Da für den zu betrachtenden Betriebsbereich strukturellen Verformungen vollständig vernachlässigt²⁰⁴ werden können, vereinfacht sich das FE/MKS-Modell entsprechend. Besonderer Wert muss hingegen auf die Nachbildungen des Bewegungsverhaltens und der Elastizitäten von Kolben- und Faustführungen, sowie des dynamischen Anregungsverhaltens durch den Bremscheibenplanschlag gelegt werden (Abb. 5-35).

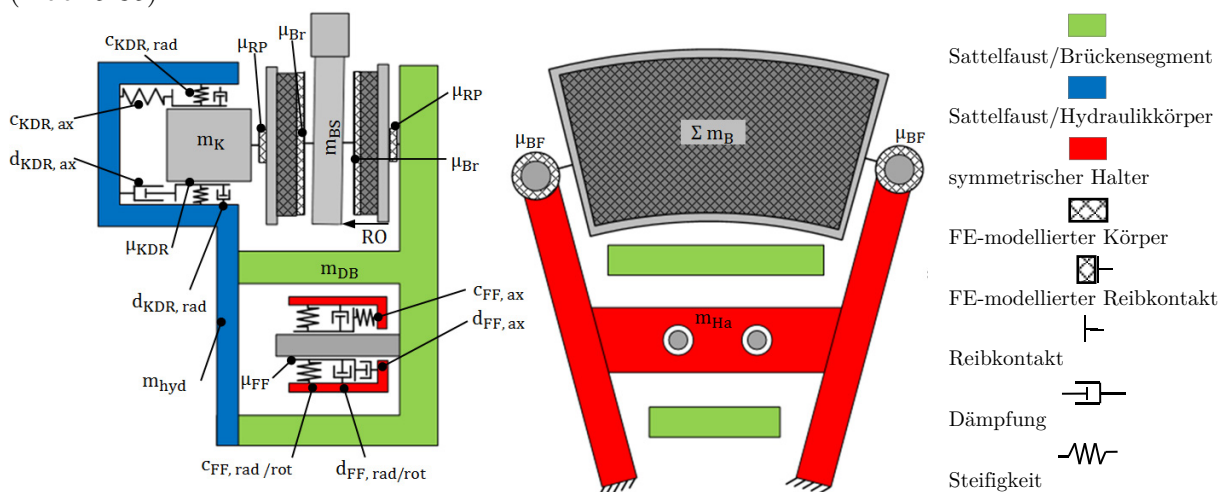


Abb. 5-35: FE/MKS-Modell der Doppelbrücke-Perimeterbremse für die Offbrake-Analyse

²⁰⁴ Effekte auf das Lüftspiel, wie Relaxation der Sattelweitung, erfordern detaillierte FEM-Modelle

Wie in Kapitel 2.3.1 beschrieben, entstehen Restbremsmomente an Schwimmsattelbremsen immer dann, wenn das durch den Kolbendichtring erzeugte Lüftspiel des kolbenseitigen Bremsbelags im Verhältnis zum Planschlag der Bremsscheibe zu klein ist bzw. nicht ausreichend auf den fingerseitigen Belag übertragen werden kann. Dabei soll das Lüftspiel in diesem Zusammenhang vereinfachend als eindimensionale Größe²⁰⁵ betrachtet werden. Anders als im Offbrake-FE/MKS-Modell für konventionelle Faustsättel von [Hei12], ist für die Doppelbrücke-Perimeterbremse der in Kap. 5.3.3 erwähnte Freiheitsgrad des Kippens der Faust in ihrer Führung um die Längsachse spezifisch berücksichtigt. Zudem sind in den Faustführungen rückhubgenerierende Elemente vorgesehen, welche den fingerseitigen Lüftspielanteil gezielt einstellen sollen. Anders als Gesamtlüftspiel erhöhende Mechanismen [WKW14], verteilt diese Einrichtung das vorhandene Lüftspiel gleichmäßig auf beide Belagseiten. Im Folgenden soll dafür der Begriff der Lüftspielhomogenisierung gebraucht werden.

Auf Basis des Simulationsmodells sind nun nicht nur Aussagen zur gesamten Wirkkette der Restbremsentstehung möglich, sondern es lassen sich konkrete konstruktive bzw. werkstoffliche Ausführungen optimal abstimmen. So zeigt sich in der Simulation die Abhängigkeit des Restbremsmomentverlaufs vom initial generierten Lüftspiel und dem Planschlag der Bremsscheibe (Abb. 5-36).

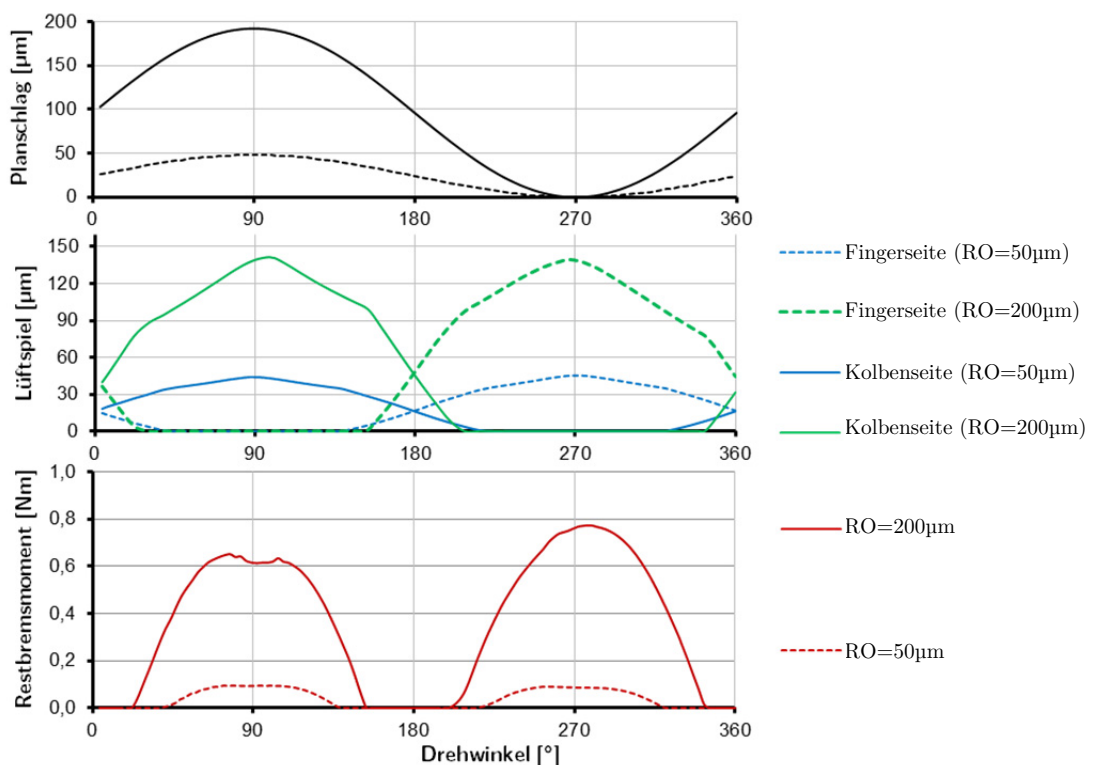


Abb. 5-36: Simulation des Restbremsverhaltens bei verschiedenen Planschlaganregungen der Bremsscheibe

Bei geringer Planschlaganregung der Bremsscheibe ergeben sich kürzere Kontaktperioden am kolben- und fingerseitigen Bremsbelag bei geringen Kontaktkräften, bzw. dementsprechend kleinen Restbremsmomenten. Bei stark erhöhtem Planschlag verringert sich das effektive Lüftspiel und es verlängern sich die Kontaktperioden bei deutlich höheren Kontaktkräften.

²⁰⁵ Offbrake-Abstand zwischen Bremsbelag und Bremsscheibe im Flächenschwerpunkt des Bremsbelags

Insgesamt fallen dabei die in Summe vergleichsweise niedrigen Absolutwerte des Restbremsmoments im Vergleich zu typischen Werten von konventionellen Schwimmsattelbremsen²⁰⁶ auf, obwohl konzeptbedingt ein deutlich vergrößerter effektiver Reibradius vorhanden ist. Diese Simulationsergebnisse bedürfen selbstverständlich zunächst einer Validierung durch Prüfstandsmessungen (vgl. Kap. 6.3). Das simulierte RBM-Niveau lässt sich jedoch nicht allein durch eine funktionierende Lüftspielhomogenisierung erklären, welche sich auch bei konventionellen Bauarten nach längeren Offbrake-Phasen mit drehender Bremscheibe prinzipiell einstellen kann. Vielmehr erscheint der positive Effekt des Kippens der Sattelfaust bei Planschlaganregung der Bremscheibe zum niedrigen Restbremsniveau beizutragen. Um die Wirkung dieses zusätzlichen Bewegungsfreiheitsgrades der Sattelfaust nachzuweisen, wurden die Kippsteifigkeiten der Faustführung gezielt variiert (Abb. 5-37).

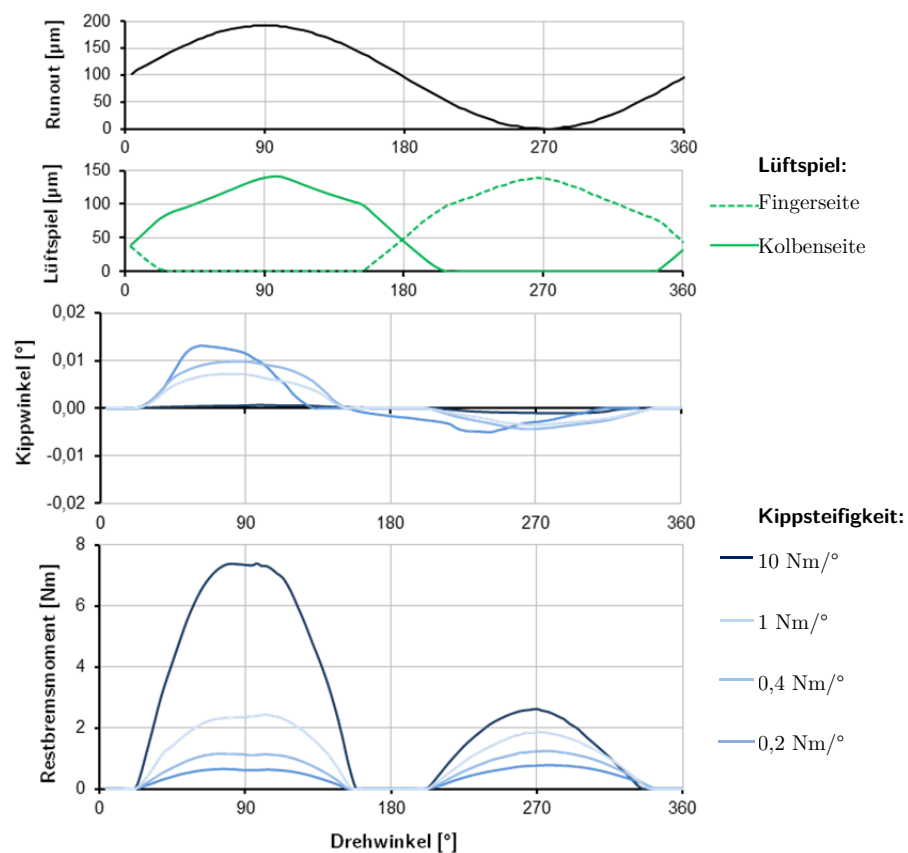


Abb. 5-37: Einfluss der Sattelkippsteifigkeit auf das Restbremsmoment der Doppelbrücke-Perimeterbremse

Dabei ist eine deutliche Korrelation zwischen Kippsteifigkeit der Faustführung, den sich einstellenden Kippwinkeln und den resultierenden Restbremsmomenten zu erkennen. Je geringer die Kippsteifigkeit, desto größer die Kippwinkel, welche durch ihre Ausgleichsbewegung die Normalkräfte im Reibkontakt heruntersetzen und somit die Restbremsmomente deutlich reduzieren. Zudem zeigen sich bei höheren Kippsteifigkeiten stärkere Unterschiede zwischen kolben- und fingerseitigem Ausschlagen des RBM-Verlaufs. Dies ist mit der effektiven kolbenseitigen Steifigkeit²⁰⁷ zu erklären, welche sich als Reihenschaltung aus axialer Steifigkeit des Kolbendichtrings und der Kippsteifigkeit der Faustführung zusammensetzt.

²⁰⁶ fingerseitig 4,7 Nm bzw. kolbenseitig 1,2 Nm lt. Messung und Simulation an konventioneller Faustsattelbremse unter ähnlichen Randbedingungen [Hei12]

²⁰⁷ auch Pushback-Steifigkeit

Somit ist die resultierende Steifigkeit in Richtung der Kolbenseite stets geringer als die der Fingerseite. Spätere Umsetzungen der Doppelbrücke-Perimeterbremse können diesen Effekt z. B. durch Elastomerelemente in den Faustführungen gezielt nutzen. Der Auslegung sind jedoch durch die Notwendigkeit einer sicheren Sattelführung auch bei Flieh- oder Stoßkräften gewisse Grenzen gesetzt.

5.4.3 Modellkonkretisierung und Detailuntersuchungen

Nachdem aus Konzeptableitung und Parameterstudien in der FE/MKS wesentliche Gestaltungshinweise methodisch abgeleitet worden sind, soll im Weiteren die FEM-Simulation einer konkreten Konstruktion der Doppelbrücke-Perimeterbremse analysiert werden. Der Nachweis der diskutierten Vorteile des Konzepts soll anhand eines direkten Vergleichs mit einem konventionellen Schwimmrahmensattel²⁰⁸ aktueller Bauart geführt werden. Beide betrachteten Ausführungen sind für Kompaktklassefahrzeuge²⁰⁹ ausgelegt und werden in den gleichen Lastfällen betrachtet.

Stattelfaustweitung

Zunächst soll der statische Lastfall der Spannkraftaufprägung bei stehender Bremscheibe untersucht werden. Auf diese Weise lässt sich die spannkraftbedingte Sattelfaustweitung ohne tangential Überlagerungen bewerten. Abbildung 5-38 stellt für Doppelbrücke-Perimeterbremse und Referenzbremse die Faustweitung und die normierten Belaganpressdruckverteilung bei einer 100 bar Druckapplikation dar.

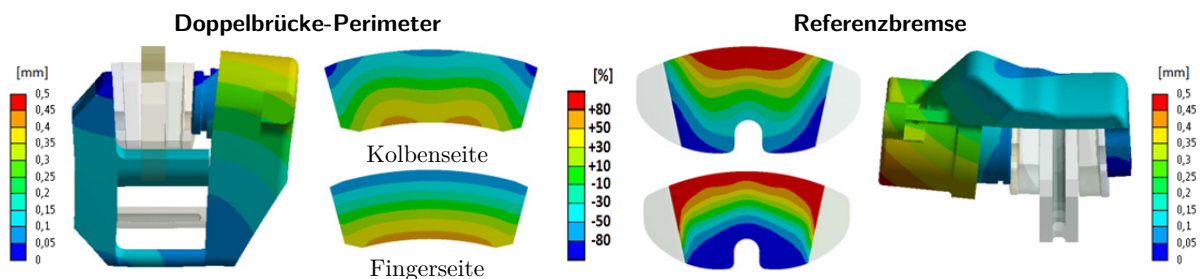


Abb. 5-38: *Sattelfaustweitung²¹⁰ und normierter Belaganpressdruck von Doppelbrücke-Perimeter (li.) und konventioneller Referenz (re.) bei statischer Druckapplikation²¹¹*

Es resultieren für beide Sättel radiale Druckpunktverschiebungen durch die Faustweitung, welche bezogen auf die jeweiligen Belagbreiten dargestellt sind (Abb. 5-39). Diese unterscheiden sich wegen der Orientierung des Faustumgriffs zunächst durch die umgekehrte radiale Tendenz in der Anpressdruckverteilung. Des Weiteren sind die Abweichungen, bezogen auf die mittlere Flächenpressung, bei der konventionellen Bauart deutlicher ausgeprägt als für den Doppelbrücke-Perimetersattel.

²⁰⁸ im Weiteren als konventionelle Scheibenbremse bezeichnet

²⁰⁹ Zielfahrzeugparameter vgl. Anh. 5-2

²¹⁰ dargestellte Verformungen 25-fach überhöht

²¹¹ Bremsdruck 100 bar bei stehender Bremscheibe

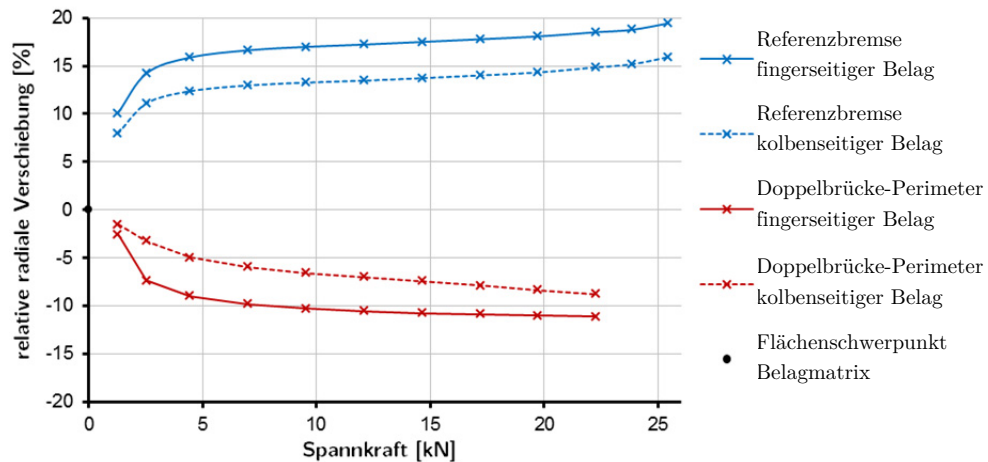


Abb. 5-39: Vergleich der simulierten relativen radialen Druckpunktverschiebungen bei Spannkraftangriff

Dieser positive Trend bei der Doppelbrücke-Perimeterbremse zeichnet sich über den gesamten Spannkraftbereich ab und ist trotz der Verwendung einer hochfesten Aluminiumlegierung anstatt des typischen Stahlguss möglich. Begründet liegt dies in der insgesamt höheren strukturellen Steifigkeit der Doppelbrücke sowie den geringeren radialen Belagbreiten und der verkürzten axialen Fausttiefe.

Tangentialkraftabstützung

Die Vorteile der symmetrischen Halterstruktur der Doppelbrücke-Perimeterbremse liegen im tangential und axial weitgehend gleichen Verformungsverhalten, welches sich positiv auf Belagbewegung und -anpressdruckverteilung auswirkt. Deutlich zeigen sich diese Unterschiede bereits anhand des Verformungsverhaltens der Halter (Abb. 5-40).

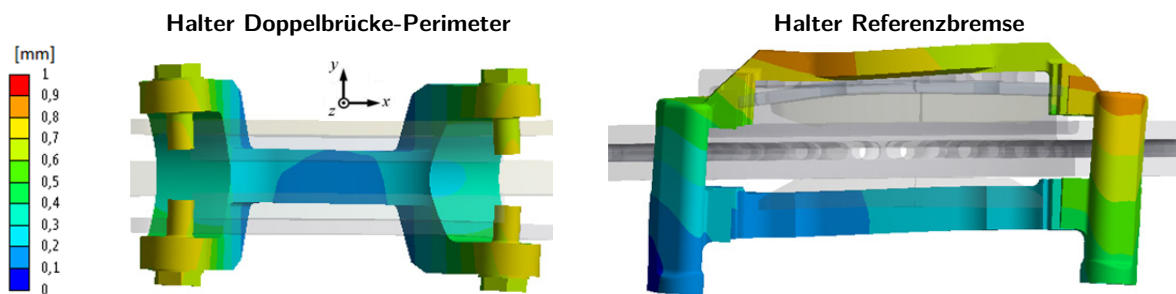


Abb. 5-40: Vergleich der FEM-Simulationen²¹² der Halterverformung bei Umfangskraftabstützung²¹³

Die symmetrische Halterstruktur mit Push-Pull-Abstützung führt im Idealfall zum Ausgleich der Hochachsmomente an den Bremsbelägen, welche aus den Reibkräften an den Slide-Pins resultieren. Tangentiale Inhomogenitäten der Belaganpressung haben dann ihre Ursache allein im Hebelarm der Belaghöhe, welche daraufhin angepasst werden kann (vgl. Kap. 5.4.1).

Zum direkten Vergleich sind die auf die jeweiligen Bremsbelaglängen bezogenen tangentialen Druckpunktverschiebungen in Abhängigkeit des abgestützten Bremsmoments dargestellt (Abb. 5-41). Die Referenzbremse weist hierbei sowohl die höheren Druckpunktverschiebungen, als auch die größere Differenz zwischen finger- und kolbenseitigen Belag auf.

²¹² Verformungen 25-fach überhöht

²¹³ bei Bremsmoment 2 kNm

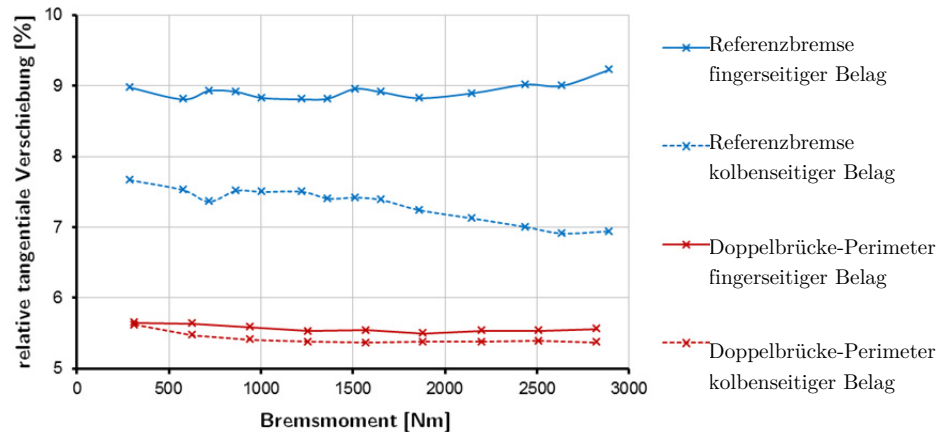


Abb. 5-41: Vergleich der simulierten tangentialen Druckpunktverschiebungen in Abhängigkeit des Bremsmoments

Eine noch weitergehende Minderung der ungleichmäßigen tangentialen Flächenpressung wird auch für die Doppelbrücken-Perimeterbremse durch ein lastabhängiges Abstützkonzzept von gezogen auf gezogen/geschobene Belagabstützung ermöglicht (vgl. Kap 5.3.2). Damit kann das Kompensationsmoment der gezogenen Abstützung genutzt werden, ohne die Halterstruktur an der Einlaufseite bei hohen Tangentialkräften zu überlasten. Möglich wird dies konstruktiv durch eine gezielte Spielanpassung zwischen auslaufseitigem Führungsbolzen und Bohrung der Belagrückenplatte.

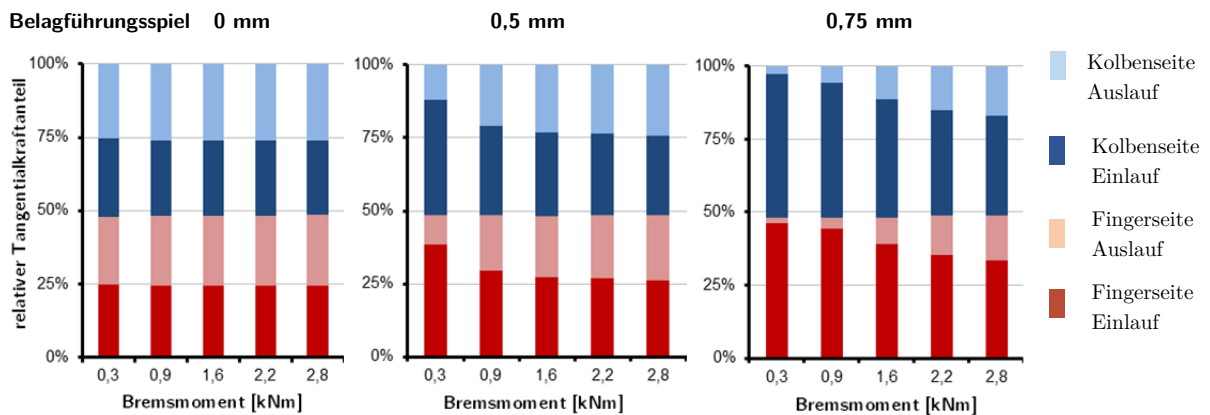


Abb. 5-42: Simulierte relative Tangentialkraftverteilung in Abhängigkeit des auslaufseitigen Belagführungsspiels

Ohne Differenz im Belagführungsspiel von Ein- und Auslaufseite tragen alle vier Halterarme annähernd den gleichen Tangentialkraftanteil über den gesamten Belastungsbereich (Abb. 5-41, li.). Jedoch erzeugt bereits eine geringe Erhöhung des auslaufseitigen Führungsspiels im unteren Lastbereich einen deutlichen Abstieg der Traganteile der einlaufseitigen Halterarme (Abb. 5-41, mi.). Erst ab ca. 1,5 kNm stellt sich wieder eine Gleichverteilung ein. Wird darüber hinaus das auslaufseitige Spiel deutlicher erhöht, bestehen über den gesamten Betriebsbereich proportional größere einlaufseitige Tangentialkraftanteile (Abb. 5-41, re.).

Dieser Effekt lässt sich ebenfalls über die tangentiale Druckpunktverschiebung darstellen (Abb. 5-43). Für ein- und auslaufseitig gleichverteiltes Belagführungsspiel ist eine weitgehend konstante Druckpunktverschiebung zu erkennen. Mit zunehmenden, auslaufseitigen Spiel wird diese wiederum geringer. Optimalausführungen können somit als Kompromiss zwischen geringer Druckpunktverschiebung und zulässiger Halterarmbelastung definiert werden.

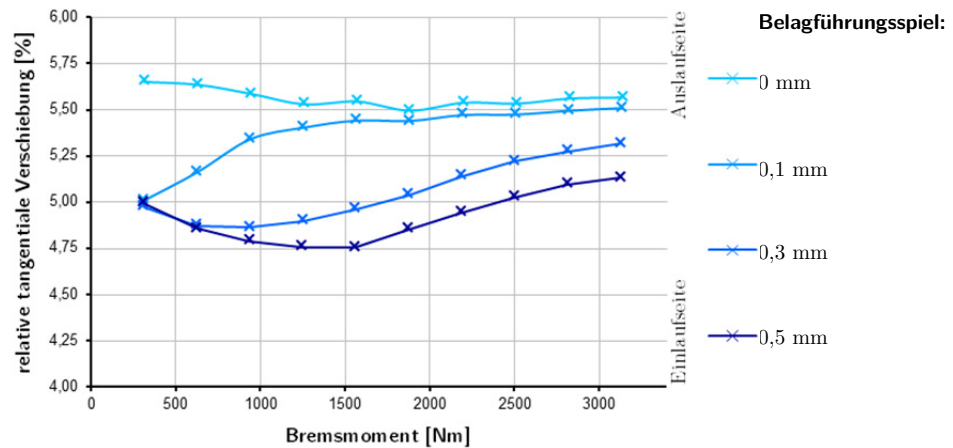


Abb. 5-43: Tangentiale Druckpunktverschiebung bei Erhöhung des auslaufseitigen Belagführungsspiels

Satteleindrehen

Das Onbrake-Phänomen des Eindrehens der Sattelfaust um ihre Hochachse tritt bei überlagerter Sattelfaustweitung und Tangentialkraftabstützung auf (vgl. Kap. 5.3.3). Gekoppelt sind beide Anteile über Reibkräfte an den Belagrückenplatten. Folge des Satteleindrehens sind Relativbewegungen zwischen Sattel und Halter bzw. Druckpunktverlagerung der Bremsbeläge. Darüber hinaus sind die überlagernden Kräfte bzw. Momente von Bedeutung, welche durch Sattelfaust- und Halterverformungen auf den Kontakt zwischen Bremskolben und Zylinder wirken. Diese können zum Klemmen des Kolbens und somit zur Reduktion der effektiven Spannkraft führen.

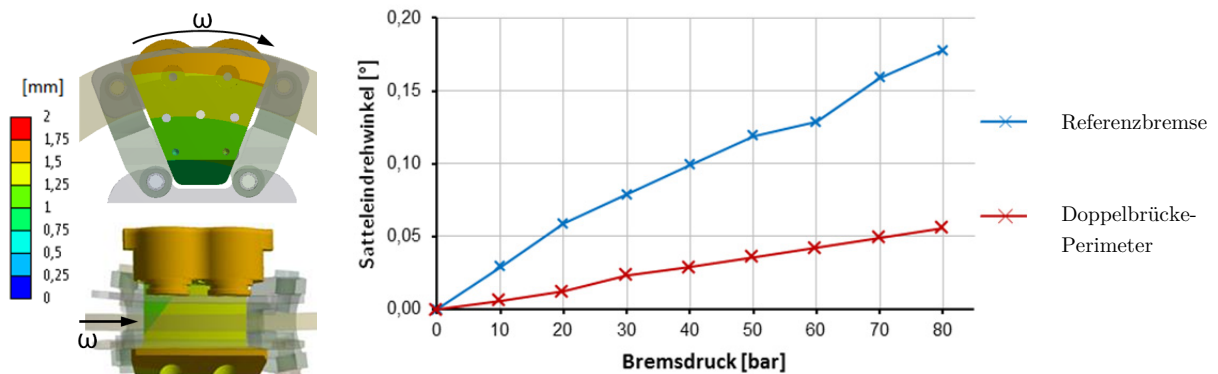


Abb. 5-44: Simulation²¹⁴ der tangentialen Sattelmovement (li.) und des Satteleindrehens um die Hochachse²¹⁵ (re.)

Aufgrund der symmetrischen Halterstruktur ist die Eindrehung der Sattelfaust um die Hochachse sehr gering ausgeprägt. Der unmittelbare Vergleich der simulierten Satteleindrehwinkel zur konventionellen Referenzbremse zeigt diesen wesentlichen Vorteil des Doppelbrücke-Konzepts (Abb. 5-44, re.). Zudem zeigt die Doppelbrücke-Sattelfaust ein annähernd konzentrisches Bewegungsverhaltens in Bezug auf die Scheibendrehung und somit kaum radiale Belagbewegungen gegenüber dem Brems scheibenreibring (Abb. 5-44, li.). Ein weiterer Vorteil hinsichtlich des zu erwartenden Verschleiß- und Geräuschverhaltens.

²¹⁴ Verformungen in der rechten Abbildung sind 25fach überhöht

²¹⁵ Randbedingungen: Bremsdruck 80 bar bzw. Bremsmoment ca. 2,5 kNm

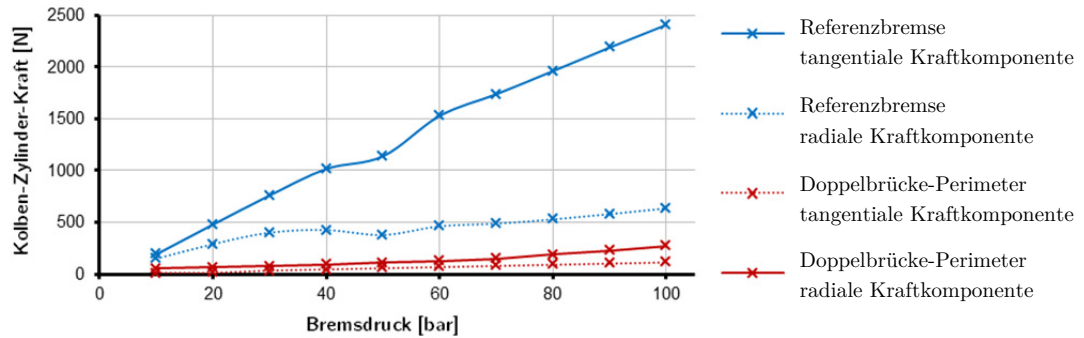


Abb. 5-45: Belastungsabhängige tangentielle und radiale Zwangskräfte zwischen Kolben und Zylinder

Als Folge des optimierten Verformungsverhaltens des Doppelbrücke-Sattels lassen sich so auch die Zwangskräfte zwischen den Bremskolben und dem Zylinder im Sattelgehäuse deutlich verringern (Abb. 5-45). Dies verringert einerseits die Gefahr des Verkippens der Bremskolben und steigert andererseits den Zuspannkraft-Wirkungsgrad.

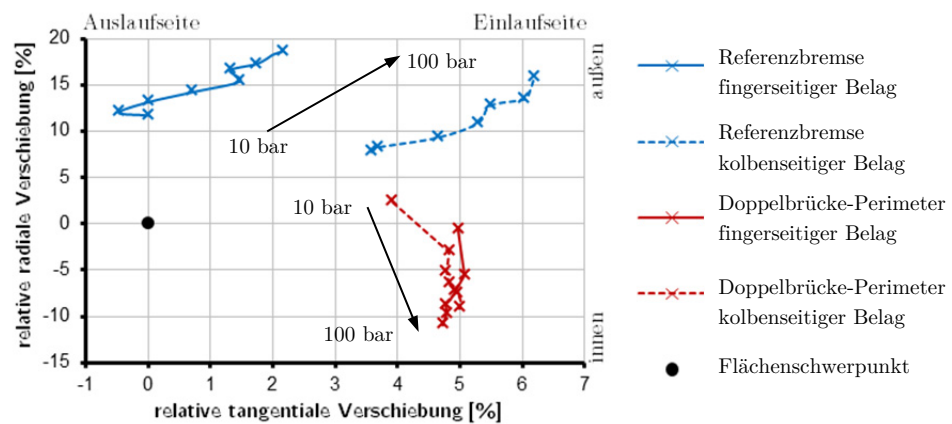


Abb. 5-46: Simulation überlagerter Druckpunktverschiebungen von Doppelbrücke-Perimeter und Referenzbremse

Die Auswirkungen der überlagernden Einzeleffekte auf die belastungsabhängigen Druckpunktverschiebungen der Bremsbeläge von Doppelbrücken-Perimeter und Referenzbremse sind in Summe in Abb. 5-46 dargestellt. Die Druckpunktverschiebung bei steigender Belastung fällt bei der Doppelbrücke-Perimeterbremse sowohl in tangentialer als auch in radialer Richtung im Vergleich deutlich geringer aus. Auch die geringe Differenz zwischen kolben- und fingerseitigem Bremsbelag wird ersichtlich. Für eine weitere Kompensation des tangentialen Verschiebungsniveaus sind darüber hinaus verschiedene Sekundärmaßnahmen, wie geringfügige tangentielle Schrägungswinkel in der Fingeranlage, noch erschließbar.

Fazit:

Durch die konsequente Analyse charakteristischer Struktureigenschaften von Teilbelagscheibenbremsen unter der Berücksichtigung der spezifischen Bauraumverhältnisse in aktiven Corner-Modulen wurde das Konzept der Doppelbrücke-Perimeterbremse mit symmetrischer Halterstruktur abgeleitet. Umfangreiche Simulationen legen bereits Vorteile im On- und Offbrake-Verhalten im Vergleich zu konventionellen Lösungen nahe. Der Entwurf gekoppelter FE/MKS-Modelle für das Bremsenkonzept bildet die Voraussetzung für die Konstruktion eines Prototyps und später die Ableitung von Varianten für Modulbaukästen zur deutlichen Reduzierung von Entwicklungsaufwendungen.

6 Experimentelle Untersuchung und Optimierung des Radbremsmoduls

In Anschluss an die Konzipierung und die simulative Analyse des Doppelbrücke-Perimeterkonzepts ist eine Validierung der abgeleiteten Modelle aus Kapitel 5.4 erforderlich. Um angestrebte Funktionen und reale Betriebseigenschaften der vorgestellten Perimeterbremse nachzuweisen, sollen im Weiteren die Ergebnisse umfassender Prüfstandsuntersuchungen vorgestellt und die besondere Eignung für den Einsatz in aktiven Corner-Module nachgewiesen werden. Primäres Ziel dabei ist die Modellvalidierung und -präzisierung zur Absicherung der angestrebten Baukastenentwicklung und modularen Anpassung für den Verbau zusammen mit elektrischen Radnabenmaschinen. Darüber hinaus erweitern die durchgeführten Versuche das Verständnis für spezifische Eigenschaften unter realen Einsatzbedingungen und geben somit Möglichkeiten für konkrete Feinabstimmungen. Die in diesem Kapitel vorgestellten Versuche wurden im Wesentlichen auf einem Schwungmassenbremsenprüfstand mit besonderen Prüfaufbauten durchgeführt. Des Weiteren werden verschiedene Komponentenprüfstände zur Vermessung einzelner Bauteile bzw. Baugruppen einbezogen.

6.1 Umsetzung eines technischen Prototyps

Um auch experimentell nachweisbare Vorteile des Doppelbrücke-Perimeterkonzepts in Relation zu konventionellen Scheibenbremsen darstellen zu können, muss der Reifegrad der Ausführung eines technischen Prototyps bereits möglichst hoch sein. Insbesondere sollten keine Leistungs- oder Funktionseinschränkungen vorhanden sein, welche das Untersuchungsergebnis und die Vergleichbarkeit zu konventionellen Referenzen einschränken. Das dafür betrachtete Anwendungsszenario soll ein an beiden Achsen mit elektrischen Radnabenantrieben ausgerüstetes Fahrzeug der Kompaktklasse sein (B- bzw. C-Segment). Alle dafür relevanten Parameter sind im Detail in Anhang 5-2 zusammengestellt. Die folgend betrachtete Umsetzung entspricht dabei einer vollleistungsfähigen Reibbremse für die Vorderachse der Zielanwendung an einer 17“ Felge (Abb. 6-1).

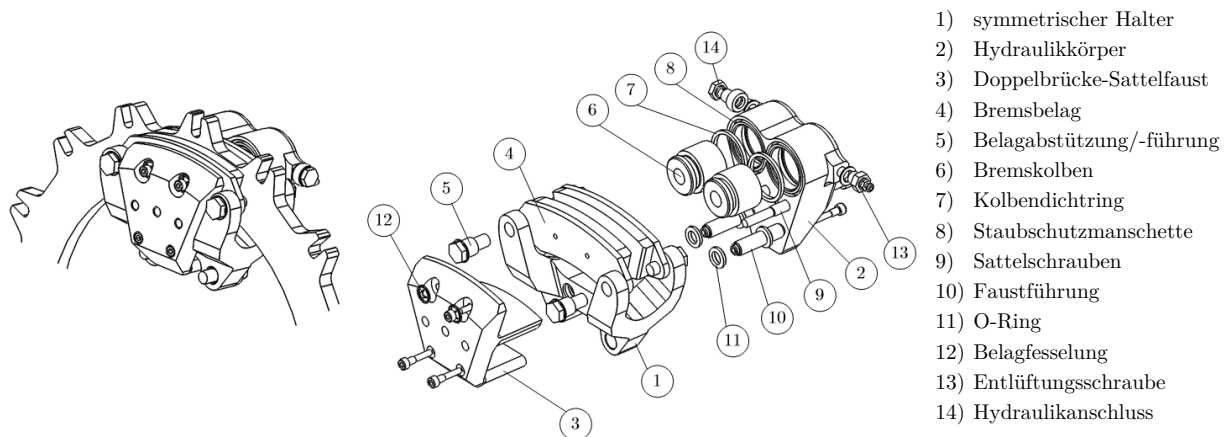




Abb. 6-1: Doppelbrücke-Perimeterbremse im Zusammenbau und in der Explosionsdarstellung

Als Referenz zur Bewertung der Onbrake- und Offbrake-Eigenschaften dient der bereits in Kapitel 5.4 beschriebene, außenumgriffene Schwimmrahmensattel, welcher ebenfalls in der Zielfahrzeugkategorie, jedoch für konventionelle Fahrzeuge, eingesetzt wird²¹⁶. Da insbesondere Reibwerteigenschaften die Grundlage jeden Konzeptvergleichs unter den Radbremsen bilden, wurde versucht, die Reibpaarungen beider Bremsen möglichst exakt gleich zu halten. Hierzu wurden die originalen Reibmatrizen der konventionellen Beläge auf die geometrischen Anforderungen der Perimeterbremse umgearbeitet. Geringfügige Kompromisse waren lediglich hinsichtlich der Reibbelagfläche nötig, welche jedoch aufgrund der insgesamt niedrigeren Maximalgeschwindigkeit des Zielfahrzeugs zu vernachlässigende Auswirkungen haben. Auch für die Perimeterbremscheibe wurde ein typisch legierter Grauguss mit lamellarem Grafit verwendet, welcher dem Werkstoff der konventionellen Bremscheibe im Wesentlichen entspricht²¹⁷. Auf den Einsatz von Edelstählen oder beschichteten Stählen wurde an dieser Stelle daher zunächst gezielt verzichtet. Dies ist zudem aus Sicht der Reibwertstabilität, der Verschleiß- bzw. Geräuscheigenschaften, sowie einer seriennahen Fertigung durchaus zweckmäßig.

Für die Anbindung der Perimeterbremscheibe wurden radiale Nuten durch Fahnen am Außendurchmesser vorgesehen. In diesem sitzen mit dem Felgenadapter verschraubte Gleitsteine, welche bei Temperaturbeaufschlagung des Reibrings eine schwimmende Lagerung zur Kompensation der thermischen Dehnung erlaubt. Die Anzahl der Anbindungsfahnen ist für den Prototyp deutlich überdimensioniert worden²¹⁸, um eventuellen Materialfehlern²¹⁹ vorzubeugen. Gegenüber der konventionellen, ventiliert ausgeführten Bremscheibe konnte die Perimeterbremscheibe zudem auf Grund ihres günstigeren Oberfläche-Volumen-Verhältnis als Vollscheibe ausgeführt werden. Die wesentlichen Parameter sind in Tabelle 6-1 zusammengestellt.

	Referenzbremse	Perimeter-Prototyp	Veränderung
			
Bauart	ventiliert	Vollscheibe	-
äußerer Reibringdurchmesser $d_{RR,a}$ [mm]	288	382	+33%
innerer Reibringdurchmesser $d_{RR,i}$ [mm]	166	298	+80%
effektiver Reibradius r_{eff} [mm]	116,2	170,8	+47%
Bremscheibendicke δ_{RR}	25	12,5	-50%
Reibringbreite (radial) b_{RR}	61	40	-35%
Bremscheibenmasse m_{BR} [kg]	7,4	4,8 ²²⁰	-36%

Tab. 6-1: Daten der Bremscheiben von Referenzbremse und Perimeter-Prototyp für 17“ Felge

²¹⁶ TRW Premium Colette PC-57 17“

²¹⁷ GG15HC mit Feinabstimmung der Legierungsbestandteile C, Si, Mn, Cr, Cu

²¹⁸ statt 16 Anbindungsfahnen sind nach FEM-Simulation bereits 6 ausreichend

²¹⁹ z. B. Gusslunker oder bearbeitungsbedingte Anrisse

²²⁰ ohne Berücksichtigung eventl. entstehenden Mehrgewichts durch notwendige Felgenmodifikationen

Die Sattelfaust muss bei Doppelbrücke-Perimetersätteln konzeptbedingt zweiteilig zusammengesetzt werden, da in der Faustaussparung der Halter mit Faustführung liegen soll (vgl. Kap. 5.3). Die Ausführung der Faustkörperhälften des Doppelbrücke-Perimetersattels erfolgte in Certal^{®221}, einer hochfesten Aluminiumlegierung, welche sich neben hoher Festigkeit durch gute Zerspanbarkeit für den Prototypenbau anbietet (Abb. 6-2).

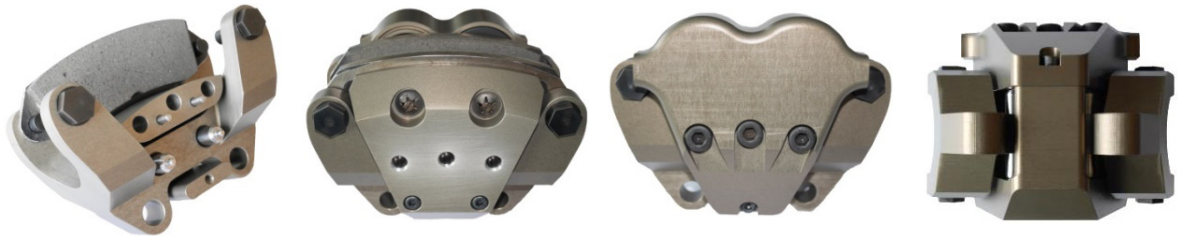


Abb. 6-2: Doppelbrücke-Perimeterbremsattel als vollfunktionsfähiger technischer Prototyp²²²

Um die Oberflächenhärte und Verschleißfestigkeit zusätzlich zu steigern, bzw. die chemische Beständigkeit gegen die aggressive Bremsflüssigkeit zu verbessern, wurden die Einzelteile zudem durch elektrolytische Oxidation harteloxiert²²³. Die Faustverschraubung von Hydraulikkörper und Doppelbrücke ist über hochfeste Schaftschrauben realisiert, welche zusätzliche Drahtgewindeeinsätze nutzen (Abb. 6-3). Der Verzicht auf Dehnschrauben erklärt sich durch die Notwendigkeit, die Verschraubung zur Bestückung der Faustlagerung im Versuch häufig lösen zu müssen. Die ebenfalls aus Aluminium gefertigten Bremskolben werden über einen rechteckförmigen Kolbendichtring abgeschlossen und verfügen über Staubschutzmanschetten.

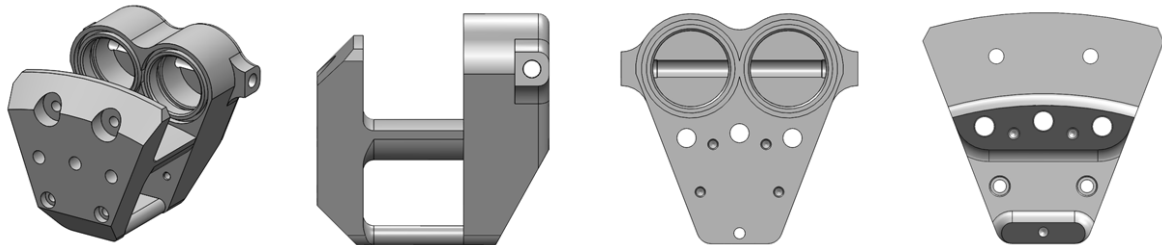


Abb. 6-3: Gestaltung der zweiteiligen Doppelbrücke-Sattelfaust in Zweikolben-Ausführung²²⁴

Der radial innen liegende Halter mit Faustlagerung ist ebenfalls in Certal[®] ausgeführt. In den projizierten Ansichten lässt sich die tangential und axial symmetrische Struktur erkennen (Abb. 6-4). Die H-förmige Anordnung²²⁵ der Halterarme und des Mittelbereichs erzeugt besonders hohe Abstützsteifigkeit der Belagführungen (vgl. Kap. 5.3.2), deutlich besser als dies z. B. über eine U-förmige Halterstruktur möglich wäre. Dabei sind die Halterarme zur Radträgerverschraubung entsprechend der Konzeptuntersuchung exakt radial angestellt. Die gestellfesten Außenlager der Faustführung wurden in der Mittelsektion des Halters integriert.

²²¹ basierend auf EN AW-7022 (3.4345) DIN: AlZnMgCu0,5 / AlZn5Mg3Cu

²²² v. re. n. li.: ohne Hydraulikkörper und kolbenseitigen Bremsbelag, Fingerseite, Kolbenseite, radial innen

²²³ Schichtstärke 40 µm

²²⁴ v. re. n. li.: zweiteilige Doppelbrücke-Sattelfaust, Hydraulikkörper, Doppelbrücke/Faustfinger

²²⁵ engl. H-styled bracket bzw. U-styled bracket

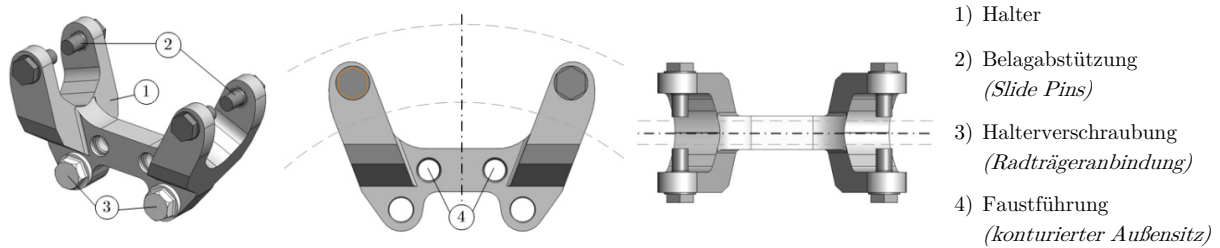


Abb. 6-4: Realisierung der radial und tangential symmetrischen Halterstruktur

Für die Umsetzung der Lüftspielhomogenisierung, also der gezielten Einstellung des fingerseitigen Lüftspiels, wurde ähnlich den Kolbendichtringen das Prinzip elastisch verformbarer Elemente in speziell ausgeformten Sitzen genutzt. Dafür liegen in den mit Nuten konturierten Faustlagerbohrungen des Halters Elastomerringe mit kreisförmigem Querschnitt (Abb. 6-5). Anders als komplexe Elastomerformteile erlaubt diese einfache Geometrie zunächst weitreichende Variationsmöglichkeiten hinsichtlich Abmessungen, Reibwerten, Härte und Steifigkeiten der Ringe gegenüber den Führungsschäften. Durch die Nutgrundanstellung verspannen sich die Ringe während einer Bremsung und generieren bei Entlastung eine justierbare Rückhubbewegung der Sattelfaust in Richtung Fingerseite. Ähnlich dem Kolbendichtring ist dieses Prinzip praktisch stufenlos verschleißnachstellend, da die Führungsschäfte bei zu starker Auslenkung durchrutschen können. Durch kraftschlüssige Verbindungen mittels Formfedern werden die Rückhubbewegungen der Bremskolben und der Sattelfaust jeweils auf die kolben- bzw. fingerseitigen Bremsbeläge übertragen. Zusammen erlaubt dies eine sehr gute und genau abstimmbare Lüftspieleinstellung.

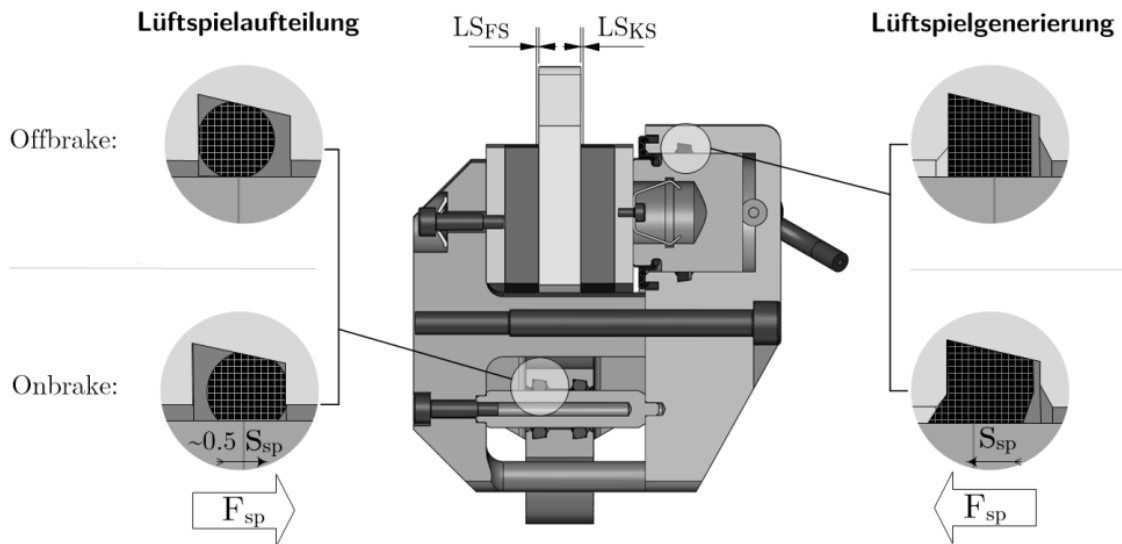
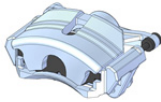



Abb. 6-5: Prinzip der Lüftspielgenerierung und -homogenisierung am Doppelbrücke-Perimeterbremsattel [HAS16]

Insgesamt erlaubt der Doppelbrücke-Perimeterbremsattel durch die konzeptbedingte Spannkraftreduzierung, die günstige Grundstruktur und den kompakten Aufbau eine wesentliche Gewichtsreduzierung (Tab. 6-2). Dabei muss jedoch erwähnt werden, dass die für den Vergleich herangezogene Referenzbremse auch über die Zielfahrzeuganwendung hinaus hohe Leistungsreserven besitzt. Das erhebliche Leichtbaupotential der Perimeterausführung ist jedoch anhand der Gewichtsbilanz klar zu erkennen.

	Referenzbremse	Perimeter-Prototyp	Veränderung
			
Bauart	Außenumgriffener Schwimmrahmensattel	Innenumgriffener Schwimmsattel	Vergleich
Breite b_{BS} [mm]	155	110	-29%
Höhe h_{BS} [mm]	120	120	-
Länge l_{BS} [mm]	210	150	-29%
Werkstoff	Stahlguss	Certal®	-
Kolbenanzahl/-durchmesser $i_K \times d_K$ [mm]	1 x 57	2 x 36	-20% (eff. Kolbenfläche)
Gesamtmasse m_{BS} [kg] ²²⁶	6,71	2,58	-62%

Tab. 6-2: Daten des Referenzbremssattels und des Doppelbrücke-Prototypen für 17“ Felge

Dieser grundlegende Gewichtsvorteil bleibt selbst bei Nutzung von Sphäroguss²²⁷ anstatt der hochfesten Aluminiumlegierung für Halter und Sattelfaust erhalten. Werden die möglichen geringeren Wandungsstärken durch die höhere spezifische Steifigkeit berücksichtigt, so liegt der Gesamtgewichtsvorteil des Doppelbrücke-Perimetersattels weiterhin bei ca. 35..40 %. Mit der zweiteiligen Sattelfaust bietet sich zudem die Ausführung als Verbundbremssattel an, bei welchem Hydraulikkörper und Doppelbrücke aus verschiedenen Werkstoffen bestehen. So lassen sich werkstoffspezifische Steifigkeits- und Gewichtsvorteile kombiniert nutzen.

6.2 Experimentelle Funktionsuntersuchungen auf dem Bremsenprüfstand

Im Zentrum der Bewertung einer Fahrzeugbremse steht der Fahrsicherheit geschuldet immer die Absicherung der umfassenden Leistungsfähigkeit, das heißt letztlich die Fähigkeit der sicheren Fahrzeugverzögerung in allen relevanten Betriebssituationen, auch unter widrigen Randbedingungen. Wesentlich dafür ist die Reibcharakteristik, welche Grundlage der primären Funktion einer Reibbremse darstellt. Dies schließt über die Reibleistung und die jeweilig verwendeten Werkstoffe der Reibpartner, insbesondere das thermomechanische Verhalten bis in den Hochtemperaturbereich, ein. Darüber hinaus ist das Verschleißverhalten der Reibpartner ein weiterer bedeutender Versuchsfokus, welcher zusammen als komplexes Wechselspiel nur im Prüfstandsversuch erfasst werden können.

Aussagen zur grundlegenden Reibcharakteristik werden typischerweise durch den standardisierten AK-Master-Versuch²²⁸ auf dem Schwungmassenbremsenprüfstand gewonnen [BB12]. Zur Konditionierung der Bremsbeläge erfolgt zunächst eine Einlaufphase²²⁹ bei moderaten Spannkraften und niedrigen Anfangsgeschwindigkeiten, mit dem Ziel der Ausbildung eines ausreichenden Tragflächenanteils und einer stabilen Reibschicht für die folgenden Untersuchungen. Kern der Versuchsprozedur bilden temperaturgeführte

²²⁶ mit unverschlissenen Bremsbelägen

²²⁷ z. B. EN-GJS-500-7 bzw. EN-GJS-600-3

²²⁸ Arbeitskreis Reibbelagindustrie nach VDA 285-1: 2001-02

²²⁹ engl. Bedding

Bremstungen unter Geschwindigkeits- und Druckvariation über den gesamten Betriebsbereich, sodass Auswirkungen verschiedener Flächenpressungen und Relativgeschwindigkeiten auf das Reibwertverhalten dargestellt werden können. Dabei werden maximale Reibringtemperaturen von mindestens 500°C erreicht. Über den gesamten Testzyklus wird schließlich ein nomineller Reibwert²³⁰ ermittelt, welcher sich aus den verschiedenen Versuchsblöcken zusammensetzt [AKM98].

In Abb. 6-6 sind zum Vergleich zwischen Doppelbrücke-Perimeterbremse und Referenzbremse Ausschnitte des AKM-Prüfablaufs mit Reibwertangaben und Bremsmomentverläufen gegenübergestellt. Dabei sind die geometrische Skalierung des effektiven Reibradius und der hydraulisch wirksamen Kolbenfläche des Prototyps berücksichtigt²³¹, sodass eine theoretische Gesamtmomentskalierung von 1,18 auf Grund der konkreten Konstruktionsparameter besteht (vgl. Tab. 6-1 und 6-2). Die aufgeführten Bremsungen sind druckgeführt²³², wodurch das zu erwartende Bremsmoment der Perimeterbremse ca. 18% höher als die Referenz sein sollte.

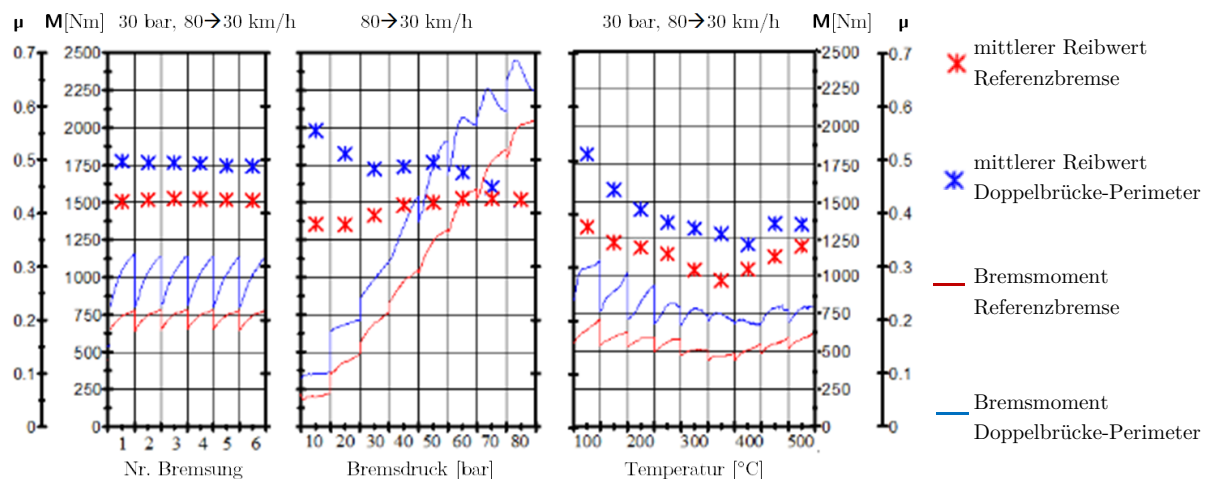


Abb. 6-6: Vergleich des Reibverhaltens in Auszügen des AKM-Versuchs

Die aus den gemessenen Bremsdrücken und -momenten bestimmten Reibwerte zeigen insgesamt Abweichungen zu Gunsten der Doppelbrücke-Perimeterbremse. Da wie beschrieben mit identischen Reibwerkstoffen gearbeitet wurde, können die Reibwertdifferenzen zum Teil den günstigeren Belaganpressdruckverteilungen zugeschrieben werden, wie sie in Kapitel 5.4.1 dargestellt sind. In Abb. 6-6 li. wirken lediglich moderate Bremsmomente, wodurch sich die Tangentialkraftabstützung im Bereich der gezogenen Tendenz befindet und tangentiale Inhomogenitäten der Anpressdruckverteilung gemindert werden. Abb. 6-6 mi. zeigt einen Versuchsblock mit ansteigenden Bremsmomenten, wobei der Effekt einer gezogenen Tendenz immer weiter abnimmt und bei hohen Bremsmomenten mit den Reibwerten der Referenzbremse übereinstimmt. Dieses grundlegend positive Reibverhalten bleibt selbst bei hohen Reibringtemperaturen erhalten (Abb. 6-6 re.).

Darüber hinaus konnte das Leistungsverhalten der Doppelbrücke-Perimeterbremse im Versuch auch im Hochleistungsbereich nachgewiesen werden. Dazu diente der sogenannte

²³⁰ Doppelbrücke-Perimeterbremse: $\mu_{\text{nom}}=0,46$

²³¹ Skalierungsfaktor effektiver Reibradius 1,49 und Kolbenfläche 0,8 vgl. Tab. 6-2

²³² konstanter hydraulischer Bremsdruck während einer Bremsung

AMS-Test²³³ [BB12], welcher im Wesentlichen aus zwei Blöcken mit jeweils einer Reihe zeitgeführter Folgebremungen besteht. Auf Grund der kurzen Abkühlzeiten und der hohen Verzögerungen²³⁴ werden dabei die Reibringtemperaturen über 600°C getrieben.

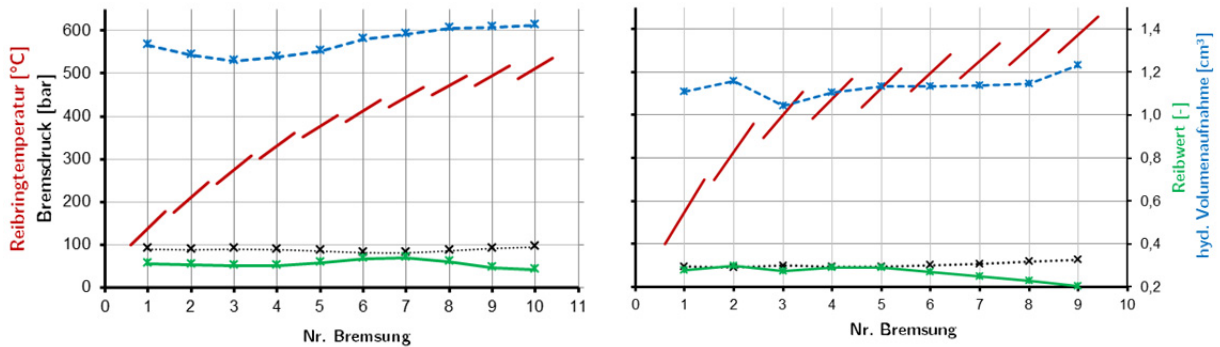


Abb. 6-7: Messung des Temperaturverhaltens während Hochbelastungsversuchen AMS (li.) und HAMS (re.)

Im AMS- und High-Speed-AMS-Test blieben Reibwert- und Temperaturverhalten der Doppelbrücke-Perimeterbremse als auch die hydraulische Volumenaufnahme deutlich im Rahmen typischer Grenzwerte (Abb. 6-7). Auch die Verschleißbilder von Bremsbelägen- und Bremsscheibe zeigten keinerlei Auffälligkeiten.

Darüber hinaus bestätigen die gemessenen Temperaturverläufe die simulativ ermittelte Werte aus der FE-Simulation (Abb. 6-8). Wegen der thermischen Trägheit der in der Scheibenoberfläche eingestemten Thermoelemente²³⁵ können dabei hohe Temperaturgradienten nur bedingt aufgelöst werden. Die geringen zeitlichen Abweichungen sind auf die Prüfstandssteuerung zurückzuführen. Hinzu kommen die bei realer Betrachtung sinkenden Reibwerte bei höheren Temperaturen, welche so in der Simulation nicht berücksichtigt sind.

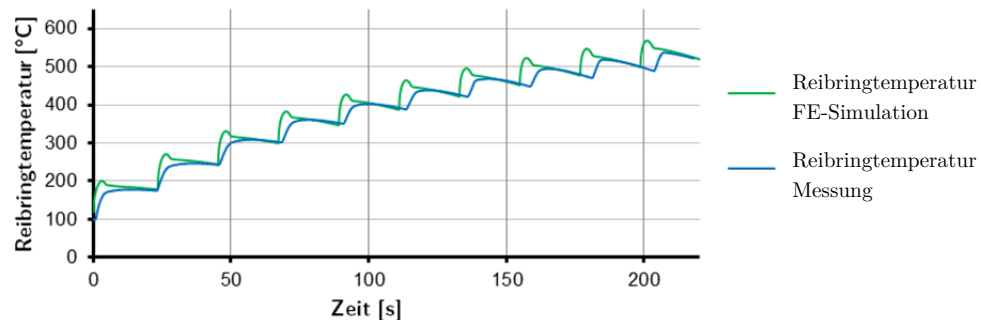


Abb. 6-8: Gegenüberstellung von Reibringtemperaturverläufen zur Validierung des FE-Simulationsmodells²³⁶

Dabei ist die genaue simulative Vorhersage der Temperaturen am Bremssattel nicht nur für das Reibverhalten auslegungsrelevant. Bei hydraulisch aktuierten Systemen ist die maximal zulässige Temperatur der Bremsflüssigkeit durch deren Siedepunkt²³⁷ und die Gefahr der Dampfblasenbildung limitiert. Dass auch dieses Kriterium trotz der verwendeten Leicht-

²³³ kurz für Auto, Motor und Sport Test, z. T. als „Zeitungstest“ bezeichnet

²³⁴ Block 1: Anz. Br. 10 / $T_0=100^\circ\text{C}$ / $v_0=100\text{ km/h}$ / $v_E=0\text{ km/h}$ / $b=9,81\text{ m/s}^2$;
Block 2: Anz. Br. 9 / $T_0=100^\circ\text{C}$ / $v_0=0,5 \cdot v_{\text{max}}$ / $v_E=0\text{ km/h}$ / $b=4,9\text{ m/s}^2$

²³⁵ Miniaturthermoelement Typ K

²³⁶ am Beispiel des AMS-Versuchs

²³⁷ DOT4 Siedepunkt 230°C [BB06]

bauwerkstoffe²³⁸ und der hohen Bauraumausnutzung klar eingehalten werden kann, zeigt Abb. 6-9. Zwar folgt die gemessene Temperatur zwischen Belagmatrix und Rückenplatte der Tendenz der Reibringtemperatur, die Bremsflüssigkeitstemperatur bleibt jedoch in einem deutlich unkritischen Bereich.

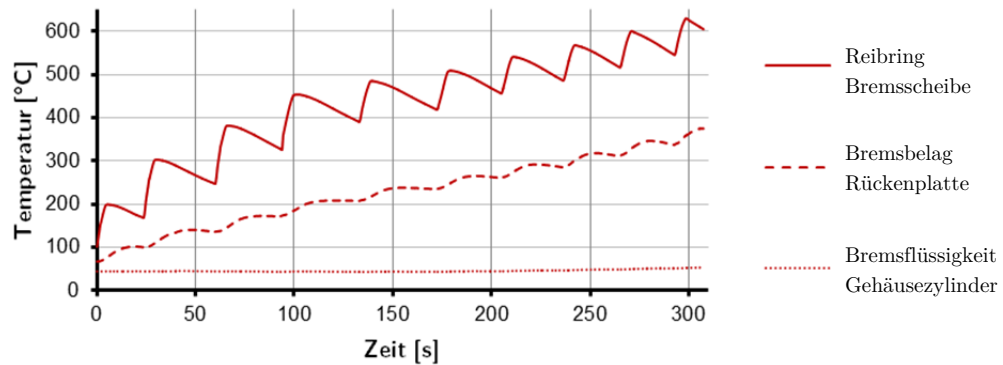


Abb. 6-9: Gemessene Temperaturverläufe am Doppelbrücke-Perimeterbremsattel während Folgebremungen

Ebenfalls in den Bereich des thermomechanischen Verhaltens fällt das Verformungsverhalten der Perimeterbrems Scheibe im Sinne des sogenannten Schirmungseffekts. Auf Grund eines inhomogenen Wärmeeintrages in den Reibring und hohen Temperaturgradienten zum angrenzenden Anbindungsbereich, verformt sich die Brems Scheibe konisch in axiale Richtung. Wegen des Entfalls der Topfstruktur und durch die schwimmende Anbindung der Perimeterbrems Scheibe können diese thermischen Dehnungen des Reibrings in radiale Richtung fast ungehindert ausgeglichen werden. Die Messung des Schirmungswertes bzw. des Schirmungswinkels²³⁹ zeigt deutlich geringere Werte für die Perimeterbrems Scheibe im Vergleich zur topfangebundenen Brems Scheibe der Referenzbremse (Abb. 6-10), was letztlich positive Auswirkungen auf Anpressdruckverteilung und Verschleißbild²⁴⁰ der Bremsbeläge hat.

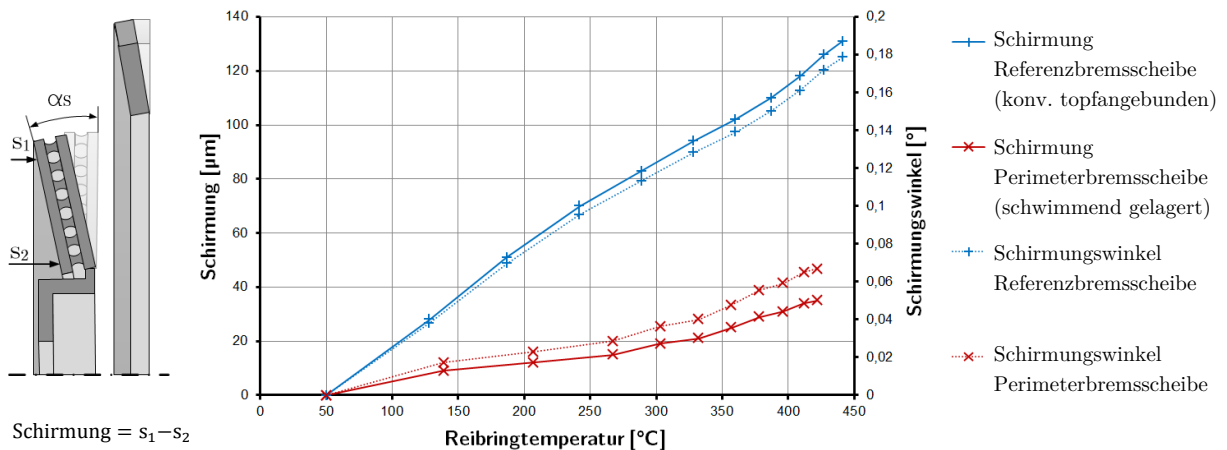


Abb. 6-10: Vergleich der gemessenen Scheibenschirmung bei Hochtemperaturbelastung

Die besondere Bedeutung einer homogenen Anpressdruckverteilung und die diesbezüglichen Vorteile des Doppelbrücke-Perimeterkonzepts wurden bereits in Kapitel 5.4.1 simulativ aufgezeigt. Messtechnisch ist diese jedoch nur mit erheblichem Aufwand durch bremsbelag-

²³⁸ Wärmeleitfähigkeit Certal® 120..150 W/m · K

²³⁹ berücksichtigt jeweilige Reibringbreite

²⁴⁰ radialer Schrägverschleiß, engl. Taper Wear

integrierte Kraftmesssysteme im Betrieb nachzuweisen [Bur91], [Deg07], [Hei12]. Zudem sind diese Messsysteme hinsichtlich der möglichen Belastungen limitiert und insbesondere für die sehr kompakte Anordnung des Doppelbrücke-Perimetersattels am Schwungmassenprüfstand nur sehr schwer implementierbar. Um trotzdem die in Kap. 5.4.1 beschriebenen Simulationsmodelle validieren zu können, sollen über Verformungsmessungen an der Sattelstruktur indirekt auf die Anpressdruckverteilung geschlossen werden. Dafür wurden kapazitive als auch lasertriangulatorische Abstandssensoren auf dem Prüffeld verbaut, welche berührungslos hochauflösende Verformungs- und Bewegungsmessungen im gesamten Betriebsbereich erlauben (Abb. 6-11) [CAP16], [OPT16].

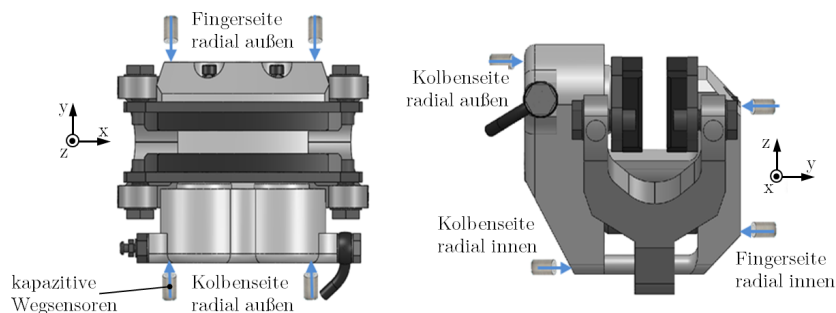


Abb. 6-11: Anordnung der gestellfesten Wegsensoren zur Messung der Faustbewegung und -verformung

Auf diese Weise gelingt zunächst der Nachweis der erhöhten Weitungssteifigkeit durch Darstellung der Sattelfaustweitung im statischen Zuspanszustand in Abhängigkeit des hydraulischen Betätigungsdrucks. Durch Verrechnung der gemessenen Wegdifferenzen vor und während einer Druckapplikation können Weitungslängen, bzw. zur besseren Vergleichbarkeit verschiedener Bremsättel auch Gesamtweitungswinkel bestimmt werden. In Abb. 6-12 sind die gemessenen Werte der Faustweitung des Doppelbrücke-Perimetersattels und des Referenz-sattels gegenübergestellt. Trotz der Verwendung von Leitbauwerkstoff zeigt der Doppelbrücke-Perimetersattel bei gleichem Betätigungsdruck eine um ca. 40 % geringere Faustweitung und bestätigt damit auch die Aussagen der Simulation. Die Abweichungen im Bereich hoher Lasten sind insbesondere geringfügigen, lokalen plastischen Setzungen der Faustverschraubung zuzuschreiben.

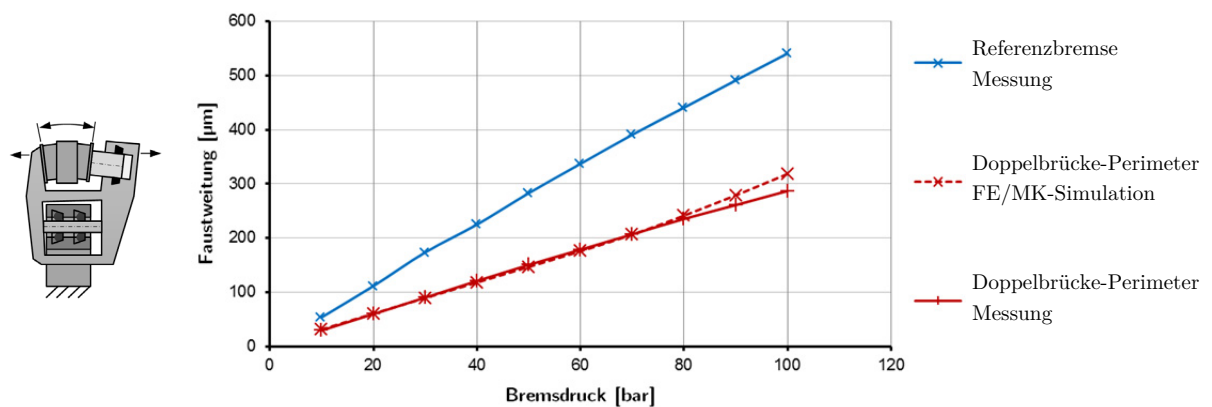


Abb. 6-12: Vergleich der bremsdruckabhängigen Sattelfaustweitung [HAS16]

Die höhere Weitungssteifigkeit ist darüber hinaus nicht nur für die Anpressdruckverteilung günstig, sondern wirkt über die geringeren Bremskolbenwege zum Ausgleich der

Faustweitung auch auf die hydraulische Volumenaufnahme. Eine hohe Volumenaufnahme wiederum erzeugt ein schwammiges Pedalgefühl und verschlechtert die Dosierbarkeit für den Fahrer [Tru07]. Über die Messung des Hauptbremszylinderwegs, bei bekannten Kolbendurchmessern, lässt sich dieser Effekt hydraulisch aktiver Radbremsen einfach messtechnisch bestimmen. Der ebenfalls vorhandene Einfluss der Kompressibilitäten von Bremsflüssigkeit und Belagmatrizen kann an dieser Stelle vernachlässigt werden, da für beide Bremssättel identisches Reibmaterial verwendet wurde. Der direkte Vergleich der Bremssättel bestätigt somit den diesbezüglichen Vorteil der Struktureigenschaften des Doppelbrücke-Perimetersattels (Abb. 6-13).

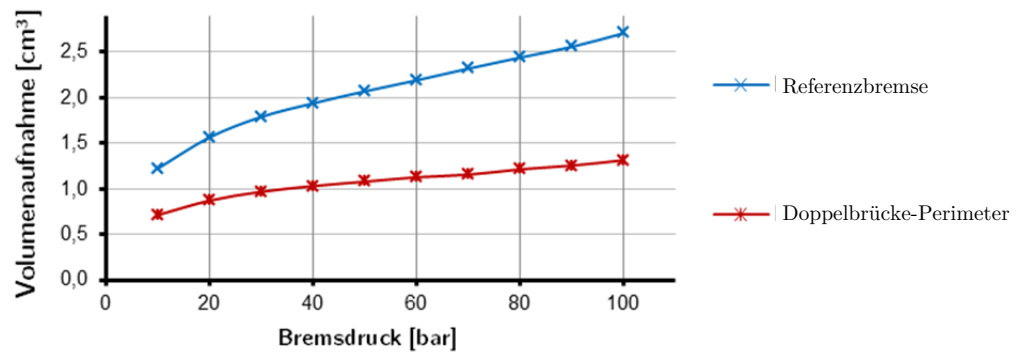


Abb. 6-13: Gegenüberstellung der gemessenen, bremsdruckabhängigen Volumenaufnahme [HAS16]

In veränderter Anordnung können die Abstandssensoren auch zur Validierung des Modells der Tangentialkraftabstützung durch die Halterverformung genutzt werden. Dazu kommen an allen Halterarmen tangential orientierte, kapazitive Wegsensoren zum Einsatz (Abb. 6-14). Nach dem Simulationsmodell aus Kap. 5.4.1 sind die tangentialen Verformungen der Halterarme proportional zu den jeweilig wirkenden Abstützkraftanteilen und erlauben so Rückschlüsse über die Abstützkraftverteilung und die tangentiale Verschiebung der Anpressdruckverteilung.

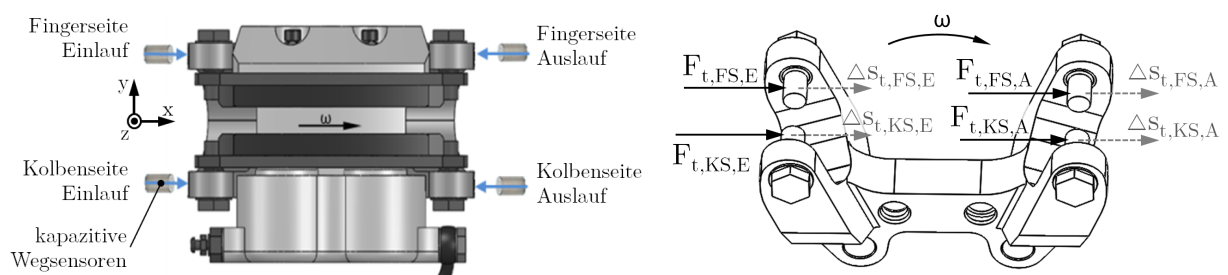


Abb. 6-14: Anordnung der gestellfesten Sensoren zur Messung der dynamischen Halterverformung

Der Vergleich von gemessenen und simulierten Werten der Halterarmverformungen über den gesamten abzubildenden Bremsmomentbereich zeigt eine gute Übereinstimmung (Abb. 6-15). Geringe Abweichungen erklären sich dabei hauptsächlich durch reibwertbedingte Schwankungen der Schraubenvorspannkraft der Halteranbindung bzw. Positionierungsfehlern im Sensorverbau.

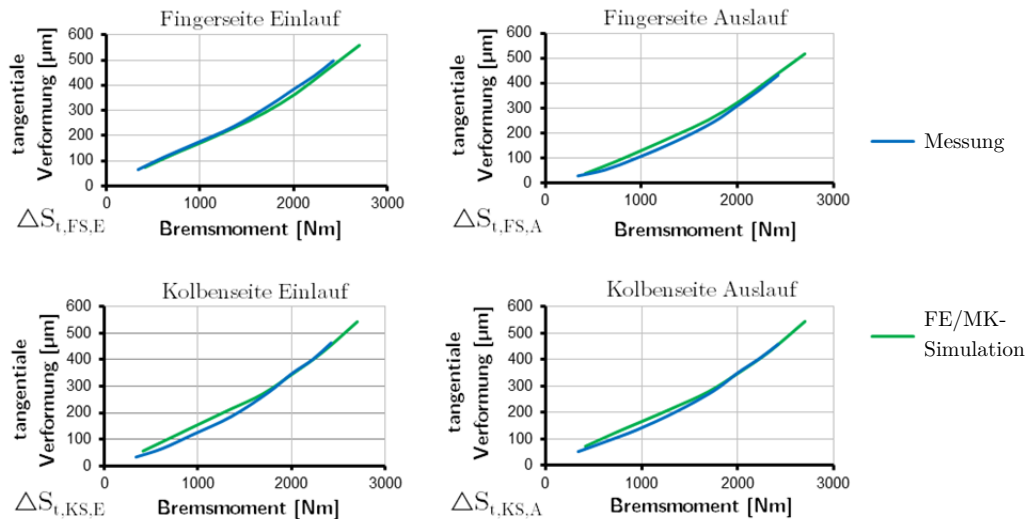


Abb. 6-15: Vergleich gemessener und simulierter Halterarmverformungen über den Bremsmomentenbereich

Werden nun die gemessenen Verformungen der einzelnen Halterarme im Verhältnis zur summierten Gesamtverformung betrachtet, lassen sich Aussagen zur Verteilung der Tangentialkräfte ableiten (Abb. 6-16). Dabei wird ersichtlich, dass im gesamten Belastungsbereich die finger- und kolbenseitigen Halterarme symmetrisch verformen und damit je Belagseite ca. 50% der Abstützkräfte tragen. Somit ist ein elementares Ziel der symmetrischen Haltergestaltung erfüllt. Über die beschriebenen Wirkketten sind die aufgeführten Vorteile hinsichtlich der verbesserten Belaganpressdruckverteilung somit nachgewiesen und praktisch darstellbar.

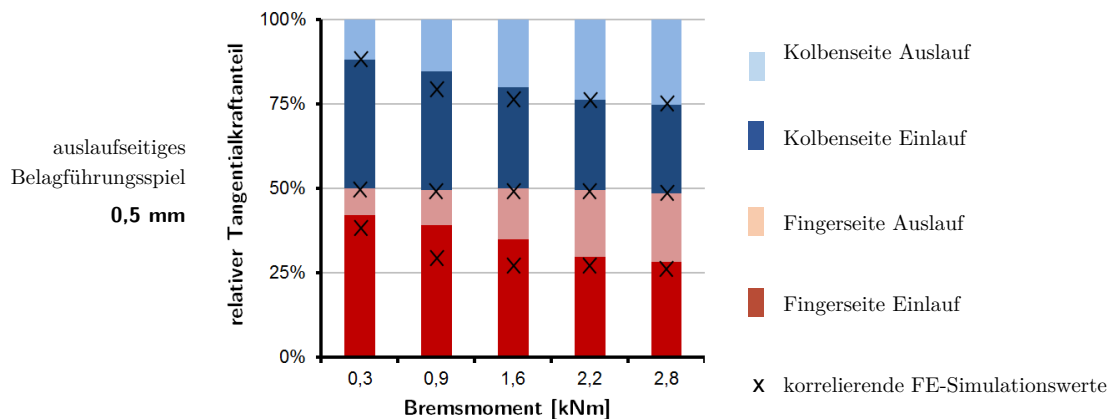


Abb. 6-16: Validierung relative Tangentialkraftverteilung auf den Halterarmen der Doppelbrücke-Perimeterbremse²⁴¹

Darüber hinaus können dem Grundprinzip der Bremsbelagabstützung folgend, die tangentialen Abstützkräfte definiert auf die ein- und auslaufseitigen Halterarme verteilt werden. Wie in Kap. 5.4.1 erläutert, gelingt dies theoretisch bereits durch eine gezielte Anpassung der Führungsbohrungen der Bremsbeläge (vgl. Abb. 5-23), z. B. mit einem geringen Bohrungsübermaß. Für den Prototyp wurde daraufhin ein auslaufseitiges Übermaß der Belagführungsbohrung von 0,5 mm gewählt (vgl. Abb. 5-42). Dadurch gelingt im Niederlastbereich die Umsetzung der günstigen gezogenen Belagabstützung, welche im Hochlastbereich zur gleichverteilenden Push-Pull-Abstützung tendiert.

²⁴¹ am Beispiel von Bremsbelägen mit auslaufseitig erhöhtem Spiel an den Belagführungsbolzen

Die Messung bestätigt damit im Grundsatz die Simulationsergebnisse und letztlich die Wirksamkeit dieser Abstimmungsmaßnahme (Abb. 6-16). Im Bereich geringer Lasten weisen beide Bremsbeläge die angestrebte gezogene Abstützcharakteristik auf, d. h. die jeweiligen einlaufseitigen Abstützanteile überwiegen deutlich. Mit zunehmender Belastung steigen dann die Traganteile der Auslaufseite und die Gesamtbelastung wird auf alle Halterarme weitgehend homogen verteilt. Die Messwerte zeigen gegenüber der Simulation lediglich im mittleren Lastbereich Differenzen, welche sowohl mit den realen Anbindungsbedingungen des Sattelhalters als auch mit der begrenzten Ortsauflösung²⁴² der verwendeten kapazitiven Abstandssensoren erklärt werden kann.

Als weiteres indirektes Beurteilungskriterium für die Güte der tangentialen Belaganpressung wurde bereits das Hochachsverdrehen der Sattelfaust während der Bremsung angesprochen, welches in der Simulation bereits die Vorteile der symmetrischen Halterstruktur abbilden konnte (vgl. Kap. 5.4.1). Auch dieser Effekt wurde im Prüfstandsversuch durch entsprechend angebrachte Abstandssensoren gegenüber der Sattelfaust untersucht.

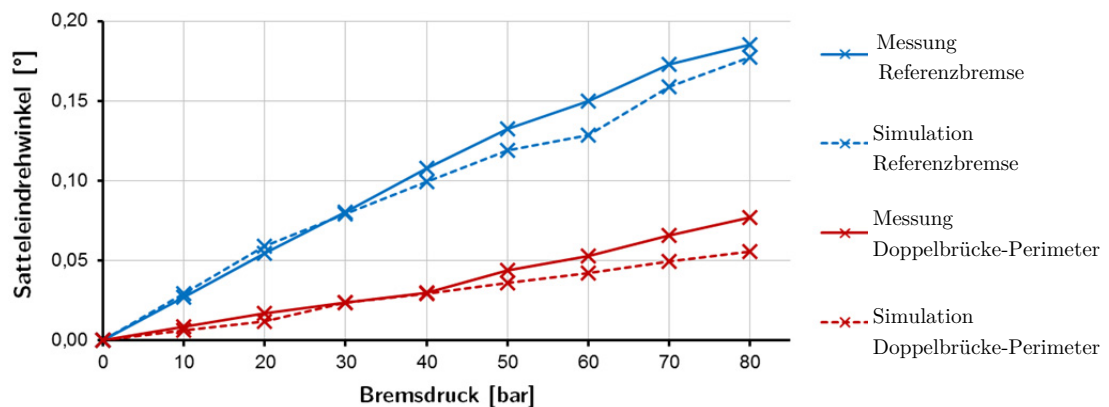


Abb. 6-17: Messung und Vergleich des belastungsabhängigen Hochachsverdrehens der Sattelfaust

Im Vergleich zur konventionellen Referenzbremse zeigt sich für die Doppelbrücke-Perimeterbremse über den gesamten gemessenen Lastbereich ein deutlich geringerer Fausteindrehwinkel (Abb. 6-17). Neben dem messtechnischen Nachweis des Phänomens und somit der positiven Auswirkung der symmetrischen Haltergestaltung zeigt sich hier auch die Güte der Onbrake-Simulation. Trotz der vorgenommenen Vereinfachungen, insbesondere im Bereich der Elastomerkomponenten der Faustführung, zeigt das FE/MKS-Modell hinreichende Genauigkeit zur Auslegung und Vorabstimmung des Systems.

Fazit

Die Gesamtheit der durchgeführten Prüfstandsversuche mit Schwerpunkt Reibwert- und Leistungsverhalten bestätigt die angestrebte Volleistungsfähigkeit der Doppelbrücke-Perimeterbremse und ihre funktionale Eignung für den Einsatz in aktiven Corner-Modulen. Trotz erheblicher Gewichtsreduktion konnten deutliche strukturelle Vorteile des Konzepts hinsichtlich Verformungs- und Bewegungsverhalten von Sattelfaust und -halter nachgewiesen werden. Die Messungen dienen darüber hinaus als Basis zur Validierung der FE/MKS-Simulationsmodelle, welche somit die Voraussetzungen für die spätere Variantenableitung erfüllen.

²⁴² Durchmesser Sensormessfleck ca. 6 mm [CAP16]

6.3 Abstimmung des Restbremsverhaltens

Neben den Onbrake-Eigenschaften zeichneten sich für den Doppelbrücke-Perimeterbremsattel bereits in der Simulation Vorteile für das Restbremsverhalten in nicht aktuierten Betriebsphasen ab (vgl. Kap. 5.4.2). Dieses steht mit Blick auf die Energieeffizienz und mit dem Hintergrund der durch das Brake Blending entstehenden geringeren Nutzungshäufigkeiten der Reibbremse im besonderen Entwicklungsfokus. Darüber hinaus besteht für das Entwicklungsziel „Zero Drag Torque“²⁴³ die Attraktivität verringerten partiellen Brems Scheibenverschleißes²⁴⁴ und somit Minderung der Hauptursachen des niederfrequenten NVH-Phänomens Bremsenkaltrubbeln.

Eine der dazu nutzbaren Elemente ist die besondere Faustführung des Doppelbrücke-Bremsstatts, welche dazu beiträgt, ein konzeptbedingtes Problem von hydraulisch aktuierten Schwimmsattelbremsen weitgehend zu kompensieren. Da die Rückhubbewegung des elastischen Kolbendichtrings lediglich am inneren, kolbenseitigen Bremsbelag ein initiales Lüftspiel erzeugt, muss dieses anschließend erst durch Planschlagbewegungen der Brems Scheibe auf beide Seiten verteilt werden²⁴⁵. Daraus resultiert ein für Schwimmsattelbremsen charakteristische erhöhtes Restbremsmoment, meist durch das Touchieren des äußeren, also fingerseitigen Belags an der Brems Scheibe. Ohne aufwendige Mechanismen oder aktive Einrichtungen zur Vergrößerung des sich einstellenden Lüftspiels und damit ohne zusätzliche Erhöhung der hydraulischen Volumenaufnahme, erlaubt der Doppelbrücke-Bremsattel die Lüftspielhomogenisierung durch Elastomerelemente in den Faustführungsbohrungen (vgl. Kap. 6.1). Dem praktischen Funktionsnachweis und der Validierung der entsprechend vorgestellten Simulationsmodelle dient dieses Kapitel.

6.3.1 Voruntersuchungen

Bereits die simulativen Betrachtungen des Restbremsverhaltens in Kapitel 5.4.2 konnten die axiale Steifigkeit der elastischen Faustführungselemente und den erforderlichen Weg bis zu deren Durchrutschen als entscheidende Parameter der Lüftspielhomogenisierung identifizieren. Darüber hinaus ist die tangential Kippsteifigkeit der Faustführung entscheidend, welche bei Kontakten zwischen Brems Scheibe und Belag die Höhe der resultierenden Normalkräfte bestimmt. Durch die Simulation ließen sich jedoch bislang nur erforderliche Funktionsgrößen abschätzen, die Ableitung exakter Ringgeometrien bzw. deren Materialeigenschaften ist auf diesem Abstraktionsgrad nicht möglich bzw. nicht angestrebt.

Somit sind nun im Sinne einer Lüftspielhomogenisierung zwei durch ihr Verformungsverhalten charakterisierte Elastomerringssysteme aufeinander abzustimmen. Die Kolbendichtringe mit Rechteckquerschnitt und deren entsprechenden Gehäusenutkonturen sind weitgehend konventionell ausgeführt (vgl. Kap. 6.1). Ein Auslegungsspielraum ist hier verhältnismäßig klein, da neben dem Kolbenrückhub und dem Verschleißausgleich insbesondere die hydraulische Dichtheit ohne Einschränkungen sichergestellt werden muss.

²⁴³ engl. für Radbremsen ohne bzw. mit sehr kleinem Restbremsmoment

²⁴⁴ Kaltauswaschungen durch periodisches Touchieren der Bremsbeläge an der planschlagbehafteten Brems Scheibe

²⁴⁵ engl. Push Back, Lüftspielverteilung zw. kolben- und fingerseitigem Bremsbelag durch Planschlaganregung

Für die Faustführung hingegen bestehen grundsätzlich weite Gestaltungsspielräume. Um zunächst jedoch auf aufwendige Elastomerformteile verzichten zu können und feinabgestufte Variationsoptionen zu erzeugen, wurden paarweise angeordnete Standard-O-Ringe genutzt. Diese sitzen in Nuten des Bremssattelhalters mit einseitig abfallender Grundanstellung, in welche sich die Elastomerringe je nach Auslenkungsrichtung der Führungsbolzen, leicht oder stark verspannen können, bevor sie über der Haftgrenze durchrutschen (vgl. Abb. 6-5).

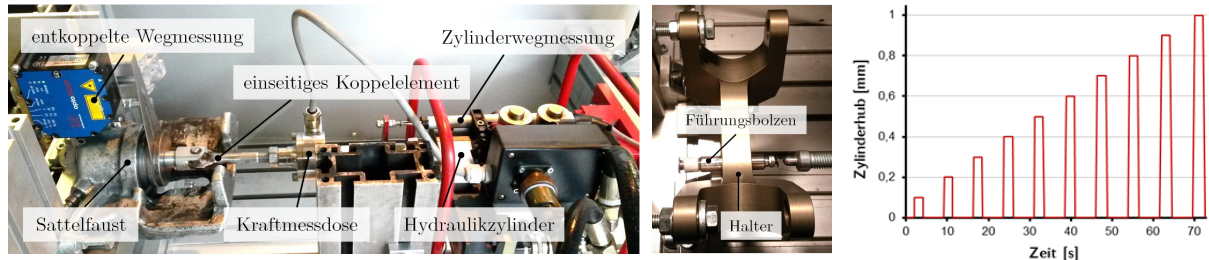


Abb. 6-18: Komponentenprüfstand zur Bestimmung der F - s -Kennlinien von Bremskolben (li.) bzw. Faustführungselementen (mi.) und der zur Anregung aufgeprägte Wegverlauf (re.)

Die Vorabstimmung der Faustführungselemente erfolgte vor den eigentlichen Versuchen auf dem Schwungmassenbremsenprüfstand mittels eines servohydraulischen Komponentenprüfstands (Abb. 6-18, li.). Dabei wurden richtungsabhängig Rückhubverhalten, axiale Steifigkeit und Kippsteifigkeit einer großen Anzahl von Kombinationen aus Elastomerringen und Führungsbolzen ermittelt. Die Nutkonturierung des Halters blieb hierbei aus fertigungstechnischen Gründen unverändert. Für die Ermittlung der Reaktionskräfte während der Verformung durch den Hydraulikzylinder und zur Messung des Wegverhaltens der zu untersuchenden Komponente²⁴⁶ bei Be- und Entlastung, dienten eine integrierte Kraftmessdose und berührungslose Abstandssensoren. Hierbei wurde der Hub des Hydraulikzylinders im Prüfablauf stufenweise um 0,1 mm erhöht und jeweils so schnell²⁴⁷ in die Ausgangsposition zurückgefahren (Abb. 6-18, re.), dass eine freie Relaxation der elastisch gelagerten Komponente möglich war.

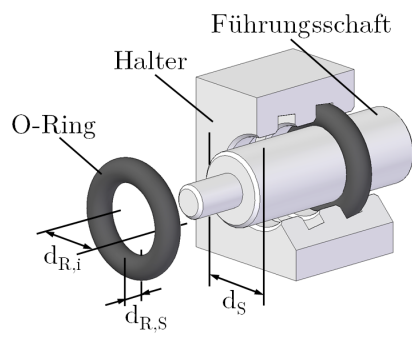
In erster Iteration dient das axiale Rückhubverhalten nach Auslenkung, also nach Öffnen des Bremssattels, als Bewertungskriterium. Werden die bewegungshemmenden Reibkräfte in Faust- und Belagführung vernachlässigt, sollte der Rückhub der Faustführung im Bereich der Hälfte des Rückhubs der Bremskolben liegen, um das Lüftspiel gleichseitig zu verteilen. Im Rahmen eines DoE²⁴⁸ konnte eine konkrete Auswahl an O-Ringgrößen ermittelt werden, welche anhand ihrer Schnurstärke, Innendurchmesser und Shore-Härten für die Montage in den Führungsnuten mit Faustführungsbolzen in drei Durchmesserstufen geeignet waren. Insgesamt entstanden so 26 Kombinationsmöglichkeiten, welche sich anhand des Montageübermaßes, d. h. der Differenz der Innendurchmesser der verbauten O-Ringe und den Außendurchmessern der Führungsbolzen und der verwendeten Ringwerkstoffe²⁴⁹ untergliedern lassen (Tab. 6-3).

²⁴⁶ je nach Messung entweder Bremskolben oder Führungsbolzen der Faustführung

²⁴⁷ Zustellgeschwindigkeit 2.4 mm/s [Hei12]

²⁴⁸ kurz für: design of experiment, Methode zur systematischen Eingrenzung von Versuchsparametern

²⁴⁹ EPDM70 (Ethylen-Propylen-Dien-Kautschuk) Shore-Härte 70 und FKM80 (Fluorkarbon) Shore-Härte 80



O-Ring	Schaft	Radiales Übermaß
$d_{R,i} \times d_{R,s}$ [mm]	d_s [mm]	$\dot{U}M_{rad}$ [mm]
12,3 x 3,5	10,5	-0,1
12 x 3,5	10,5	0
11 x 3,5	10,5	0,05
12,3 x 3,5	11	0,4
12 x 3,5	11	0,5
11 x 3,5	11	0,55
10 x 4	10,5	0,7
12,3 x 3,5	11,5	0,9
12 x 3,5	11,5	1
11 x 3,5	11,5	1,05
11 x 4	10,5	1,05
10 x 4	11	1,2
11 x 4	11	1,55

Tab. 6-3: Übersicht der untersuchten O-Ring/Schaft-Kombinationen der Faustführung

Für diese Ring-Schaft-Kombinationen ließen sich nun die maximalen Rückhubwege bis zum Durchrutschen bestimmen und dem gemessenen Rückhubniveau der Bremskolben gegenüberstellen (Abb. 6-19). Der Großteil der Abstimmungen generiert dabei einen insgesamt zu großen Rückhub und ist daher bei dem vorgegebenen Kolbenrückhubverhalten ungeeignet bzw. lediglich in anderen Grundabstimmungen anwendbar. Von vorrangigem Interesse sind somit Ring-Schaft-Kombinationen, welche unter dem Kolbenrückhubniveau von ca. 160 μm liegen. Dies gelingt mit dem härteren O-Ringwerkstoff FKM in Kombination mit den dünneren Führungsbolzen (Abb. 6-19, re.).

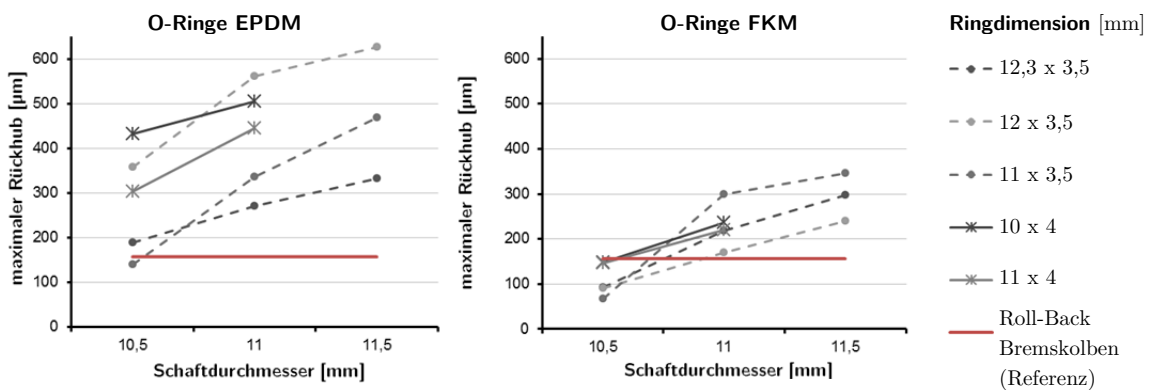


Abb. 6-19: Rückhubverhalten von Ring-Schaft-Kombinationen der Faustführung

Bei den während den Messungen ebenfalls bestimmten axialen Steifigkeiten der Ring-Schaft-Kombinationen, zeigt sich im Vergleich zur Summensteifigkeit der beiden Bremskolben fast immer ein geringeres Niveau (Abb. 6-20). Im Wesentlichen ist dieses Verhalten auf den Einfluss der Bremsflüssigkeit zurückzuführen, welche die Bremskolbenführung zusätzlich hydraulisch versteift und bei den Faustführungen fehlt. Funktional ist dies Onbrake durchaus von Vorteil, da so die der Spannkraft entgegenwirkende Roll-Back-Steifigkeit keinen zu großen Einfluss auf den Wirkungsgrad erzeugt. Für die Offbrake Lüftspielhomogenisierung ist hingegen zur Überwindung der axialen Reibkräfte in den Belagführungen eine Mindeststeifigkeit ausreichend.

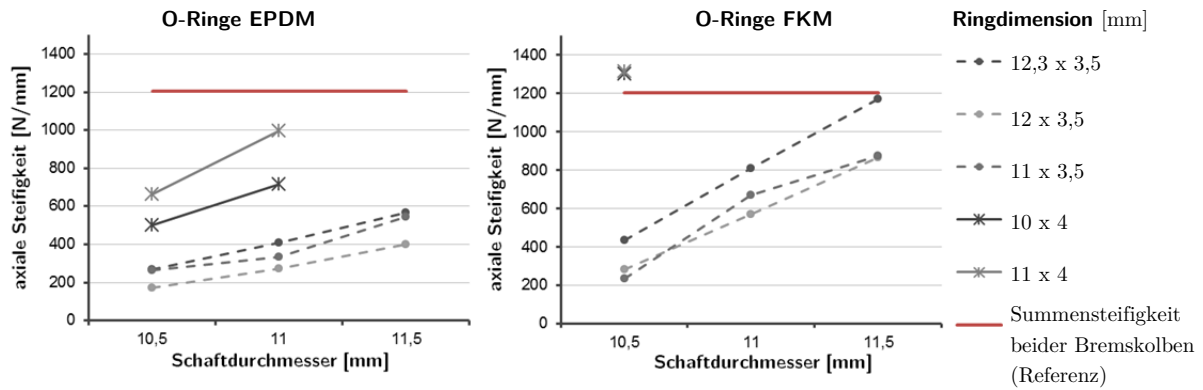


Abb. 6-20: Axiale Steifigkeit von Ring-Schaft-Kombinationen der Faustführung

Zusätzlich zu den ermittelten axialen Parametern der Faustführung, zeigte sich bereits in der FE/MKS-Simulation der wesentliche Einfluss der tangentialen Kippbewegung der Sattelfaust (vgl. Kap. 5.4.2). Die hierbei bestimmende Kippsteifigkeit der Faustführung konnte durch Modifizierung des Prüfaufbaus zur Aufprägung eines maximalen Kippwinkels für alle Ring-Schaft-Kombinationen bestimmt werden (Abb. 6-21). Ein deutlich progressives Steifigkeitsverhalten zeigte sich dabei erst über dem gewählten Anregungsbereich von 1° , welcher auch in Simulationen und späteren Messungen im Betrieb nie überschritten wurde.

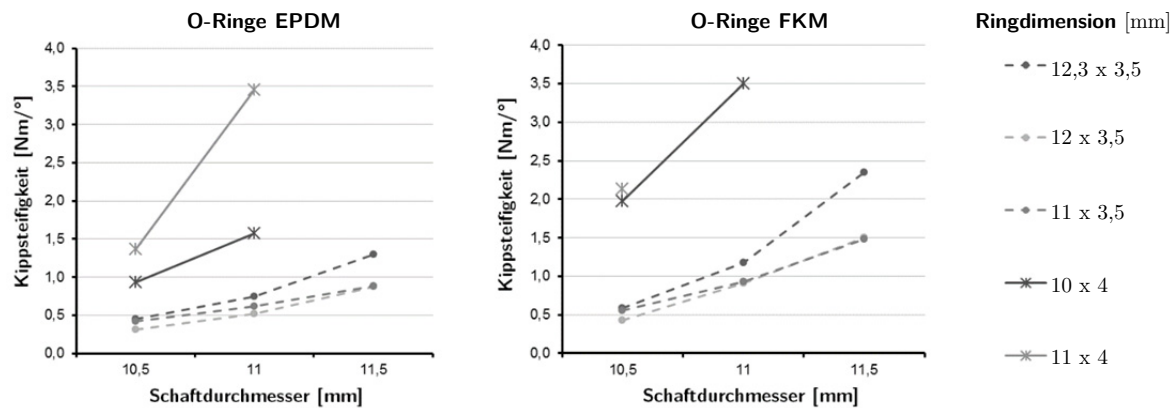


Abb. 6-21: Ermittlung der tangentialen Kippsteifigkeit von Ring-Schaft-Kombinationen

Durch Selektion der Ring-Schaft-Kombinationen, welche sowohl im Vergleich zum axialen Rückhubverhalten der Bremskolben als auch zu den simulativ eingegrenzten Kippsteifigkeitswerten geeignet erscheinen, lässt sich die Vielzahl von Kombinationen auf fünf Paarungen eingrenzen (Tab. 6-4).

Ring-Schaft-Kombination				axialer Rückhub	axiale Steifigkeit	Kippsteifigkeit	Übermaß	Bewertung	
Nr.	O-Ring [mm]	Material	Schaft [mm]	[μm]	[N/mm]	[Nm/°]	[mm]	axialer Rückhub	Kippsteifigkeit
1	11 x 3,5	FKM	10,5	66	118	0,28	0,05	+	+
2	11 x 3,5	EPDM	10,5	141	131	0,2	0,05	++	+
3	10 x 4	FKM	10,5	147	650	1	0,95	++	-
4	11 x 3,5	FKM	11,5	346	436	0,75	1,06	-	-
5	11 x 3,5	EPDM	11,5	469	273	0,45	1,05	--	+

Tab. 6-4: Parameter der eingegrenzten Auswahl von Ring-Schaft-Kombinationen

Für diese Auswahl wurde anschließend die tatsächliche statische²⁵⁰ Lüftspielgenerierung und -verteilung im vollständigen Verbau des Doppelbrücke-Perimetersattels nach hydraulischer Aktuierung gemessen. Dafür wurden die axialen Auslenkungen der Belagrückenplatten an je drei Punkten gemessen und auf die Flächenschwerpunkte der Belagoberflächen bezogene Lüftspielwerte errechnet. Die Ergebnisse sind in Abb. 6-22 als prozentualer Anteil²⁵¹ des fingerseitigen Lüftspiels am Gesamtlüftspiel dargestellt.

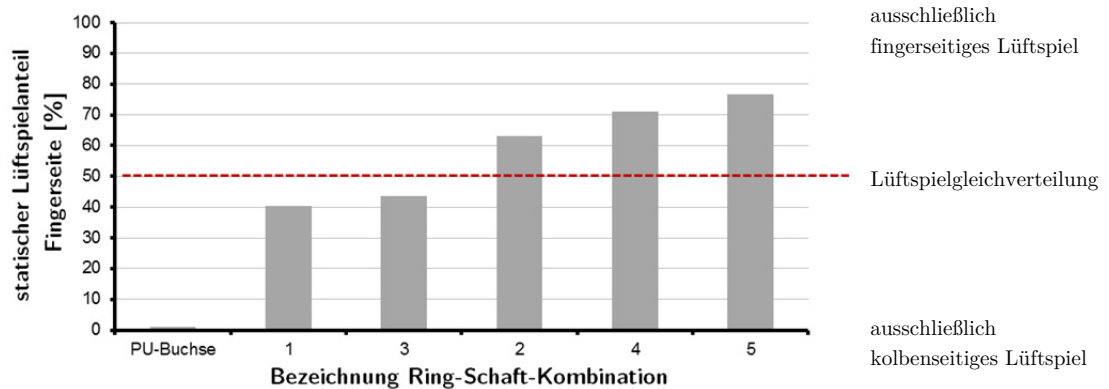


Abb. 6-22: Statische Lüftspielverteilung verschiedener Ring-Schaft-Kombinationen gemessen im Gesamtverbau

Die angestrebte Gleichverteilung gelingt weitgehend mit den Ring-Schaft-Kombinationen Nr. 2 bzw. 3, welche für die weiteren dynamischen Prüfstandsmessungen als vorläufige Optimalkonfigurationen genutzt werden. Zur Plausibilisierung der Werte ist hier zusätzlich die Vermessung einer Faustführung mit einer dünnen Polyurethan-Buchse²⁵² anstatt der O-Ringe aufgeführt. Diese erlaubt zwar ein fast freies axiales Verschieben der Sattelfaust, vergleichbar mit konventionellen Bremsätteln, zeigt aber kein Rückhubverhalten und gleichzeitig eine sehr hohe Kippsteifigkeit. Zusätzlich zur PU-Buchse mit hohem kolbenseitigen Lüftspielanteil wird im Weiteren die Ring-Schaft-Kombination Nr. 5 als Referenz für verstärkt fingerseitig verteiltes statisches Lüftspiel im dynamischen Versuch betrachtet. Darüber hinaus dienen die Messwerte der Ring-Schaft-Kombinationen als Datenbasis für das FE/MKS-Simulationsmodell der Lüftspielgenerierung und als Auslegungsgrundlage für den modularen Konstruktionsbaukasten.

6.3.2 Dynamische Messung des Restbremsmoments auf dem Bremsenprüfstand

Die Vermessung des dynamischen Restbremsverhaltens sowohl der Doppelbrücke-Perimeterbremse, als auch des konventionellen Schwimmsattels, erfolgten auf einem Schwungmassenbremsenprüfstand. Dabei war es von elementarer Bedeutung, dass Restbremsmomente im Zusammenhang mit typischen Belastungsszenarien und -historien untersucht werden konnten, also ein nahtloser Übergang zwischen Onbrake- und Offbrake-Phase im Prüfablauf sichergestellt war. Da der Bremsenprüfstand in seiner Grundkonfiguration mit einem rotierenden Momentenmessflansch ausgerüstet ist, der auf die maximalen Betriebslasten²⁵³ von Radbremsen ausgelegt ist, wurde eine deutlich feiner

²⁵⁰ hydraulische Aktuierung mit $p_{\text{hyd}}=30$ bar und ohne Drehung Brems Scheibe

²⁵¹ arithmetischer Mittelwert von je fünf Messwerten nach statischen Aktuierungen

²⁵² kurz PU

²⁵³ Messbereich Momentenmessflansch SMP $M_{\text{max}}=\pm 5$ kNm mit statischer Messauflösung $\Delta M=\pm 0,75$ Nm [Int24]

auflösende Messeinrichtung für die Messung von Restbremsmomenten benötigt. Zudem ist der Messflansch zwischen Schwungmassen und Stirnlager des Prüfstands angeordnet, wodurch erhebliche Lagerreibmomente²⁵⁴ das Messergebnis verfälschen. Daher kam zur feinauflösenden Bestimmung der Betriebsrestbremsmomente ein eigens entwickelter RBM-Prüfaufbau in Pendelbalken-Bauweise zum Einsatz, welcher die Reaktionskräfte der Bremsattelanbindung bestimmt und nur in den Offbrake-Phasen mechanisch freigegeben wird (Abb. 6-23). Auf diese Weise konnte eine Offbrake-Messgenauigkeit von $\pm 0,1$ Nm bei vollkommen rüftreier Umschaltung der Momentenmessbereiche ermöglicht werden.

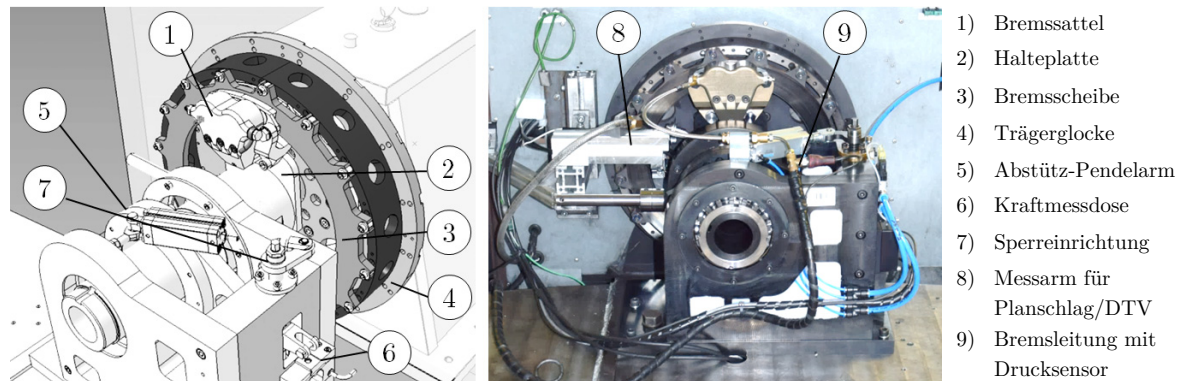


Abb. 6-23: Aufbau zur Restbremsmomentmessung am Schwungmassenbremsenprüfstand [HAS16]

Die Aufzeichnung der aus den Abstützkräften des Pendelarms bestimmten Restbremsmomente ist im zeitlichen Verlauf mit einer Abtastrate von bis zu 1 kHz möglich. Dadurch sind im Messsignal selbst wechselseitige Kontakte der finger- und kolbenseitigen Bremsbeläge infolge des Brems Scheibenplanschlags nachweisbar (Abb. 6-24, re.). Zur besseren Vergleichbarkeit werden im weiteren Verlauf jedoch meist mittlere Restbremsmomente angegeben, welche sich über ein Messintervall von 60 s nach Ende einer Bremsung und Erreichen der jeweiligen Messdrehzahl als arithmetischer Mittelwert ausbilden.

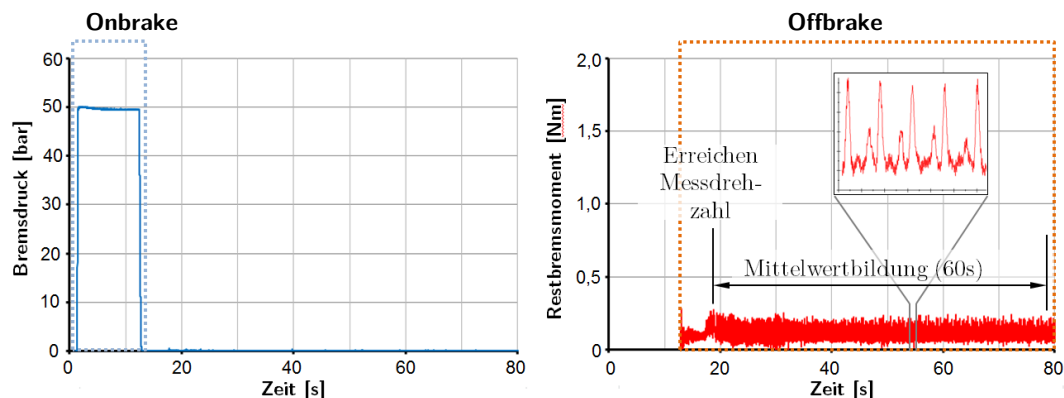


Abb. 6-24: Beispiel einer hochauflösenden Restbremsmomentmessung nach einer Bremsung

Für eine erste Einordnung der Restbremseigenschaften des Doppelbrücke-Perimetersattels soll nun zuerst das mittlere Restbremsmoment nach verschiedenen zuvor applizierten Konditionierungsbremsdrücken untersucht werden. Hintergrund dabei ist der unter anderem bei [Haa12] und [Hei12] beschriebene Effekt der Sattelfaustweitung während einer Bremsung

²⁵⁴ drehzahlabhängige Lagerverlustreibmomente ca. 1..3 Nm

auf das sich später einstellende Lüftspiel und darüber das zu erwartende Restbremsmoment. Generell gilt, je höher die zuvor aufgeprägte Spannkraft²⁵⁵, desto stärker die Faustweitung während der Bremsung, welche bei ihrer Relaxation das Gesamtlüftspiel reduziert.

Das in diesem Zusammenhang der Doppelbrücke-Perimetersattel wegen seiner geringeren Faustweitung (vgl. Kap. 6.2) grundsätzlich einen Vorteil gegenüber dem konventionellen Referenzsattel hat, zeigt sich anschaulich in Abb. 6-25. Unabhängig von der konkreten Einstellung der Faustführung liegt das Niveau des mittleren Restbremsmoments immer unter dem des Referenzsattels, der den Maßstab heute marktübliche Radbremsen darstellt. Das volle Potential optimal auf die Lüftspielhomogenisierung abgestimmter Faustführungselemente wird aber erst bei genauem Vergleich der verschiedenen Ring-Schaft-Kombinationen ersichtlich. Während die Varianten mit stark einseitig verteilendem Lüftspielausgleich (Nr. 5 und PU-Buchse) im Bereich um ca. 1 Nm Restbremsmoment liegen und z. T. starke Abhängigkeiten vom steigenden Konditionierungsdruckniveau aufweisen, zeigen die beiden Ring-Schaft-Kombinationen (Nr. 2 und 3) mit gleichverteilter Lüftspielcharakteristik Minimalwerte mit nur sehr geringer Belastungsabhängigkeit. Die zugrundeliegenden Messabläufe wurden dabei mehrfach wiederholt und die Kalibrierung der RBM-Messeinrichtung stetig überwacht, wobei sich die Grundaussagen mit geringen Abweichungen stets bestätigt haben.

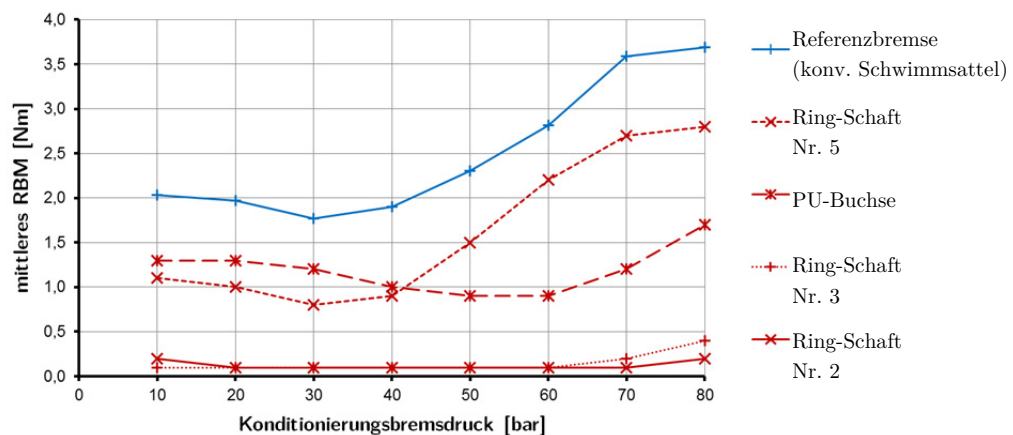


Abb. 6-25: Mittleres Restbremsmoment in Abhängigkeit des zuvor applizierten Konditionierungsbremsdrucks²⁵⁶

Ein weiterer Betriebsparameter, der starken Einfluss auf das RBM-Verhalten von Scheibenbremsen hat, ist die Fahrzeuggeschwindigkeit bzw. Raddrehzahl in der Offbrake-Phase. Dabei steigt typischer Weise der positive Einfluss des Push-Back-Mechanismus, welcher durch dynamischen Scheibenplanschlag das vorhandene Gesamtlüftspiel auch bei konventionellen Schwimmsätteln gleichmäßiger verteilt. Über einen mittleren Zeitraum wird das Restbremsmoment so meist abgesenkt. Abbildung 6-26 zeigt nun die gemessene Abhängigkeit des mittleren Restbremsmoments von der Fahrzeuggeschwindigkeit. Hierbei bestätigt sich zuerst die Annahme der insgesamt positiven Wirkung höherer Fahrgeschwindigkeiten auf das Restbremsniveau. Neben der lüftspielausgleichenden Wirkung des Push-Back sind als Ursache auch die bei steigender Anregungsfrequenz des dynamischen Scheibenplanschlags auf Kolben

²⁵⁵ hier dargestellt anhand des hydraulischen Bremsdrucks

²⁵⁶ für druckgeregelt Bremsungen von 80 auf 30 km/h, anschließend 60 km/h RBM-Messgeschwindigkeit für 60 s

und Faustführung sinkenden Push-Back-Steifigkeiten und elastischen Rückhübe zu nennen, welche über das leichte Durchrutschen in geringem Maße das Gesamtlüftspiel vergrößern können. Diese Annahmen betätigten bereits Steifigkeitsmessungen von Kolbendichtringen und Faustführungen mit variierenden Anregungsgeschwindigkeiten in den vorangegangenen Komponentenvoruntersuchungen (vgl. Anh. 6-1).

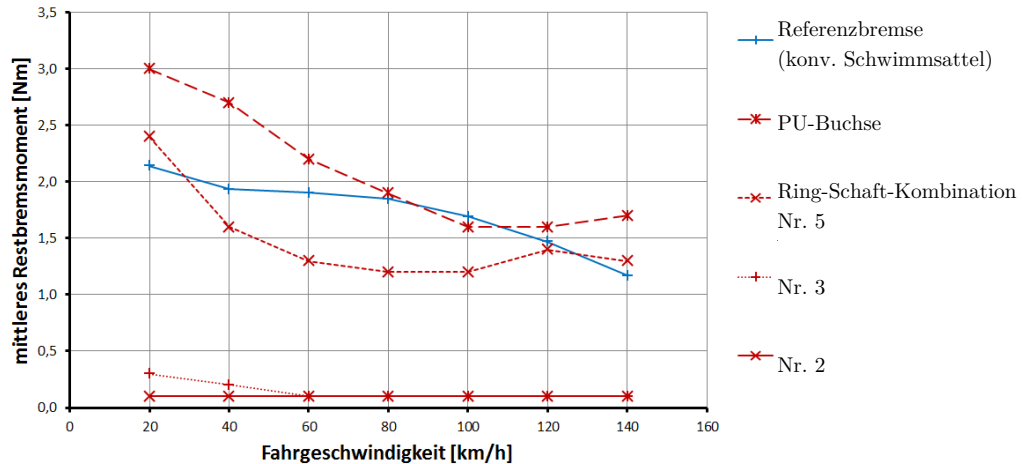


Abb. 6-26: Restbremsverhalten in Abhängigkeit der Fahrgeschwindigkeit nach Bremsung²⁵⁷ [HAS16]

Auch in den Geschwindigkeitsreihen bestätigen sich die sehr guten RBM-Eigenschaften der Ring-Schaft-Kombinationen Nr. 2 und 3, wobei die erstgenannte Variante gerade im Bereich niedriger Drehzahlen besonders gute Ergebnisse zeigt. Die Sensibilität und damit die besondere Bedeutung einer Feinabstimmung der Faustführung des Doppelbrücke-Perimetersattels zeigt sich wieder im Vergleich der Optimalkonfigurationen mit den beiden Extremausführungen (Nr. 5 und PU-Buchse). Diese Paarungen besitzen unter den betrachteten Versuchsbedingungen keine signifikanten Vorteile gegenüber dem konventionellen Referenzsattel. Insbesondere die sehr kippsteife PU-Buchse zeigt die insgesamt höchsten Restbremsmomente und die am stärksten ausgeprägte Geschwindigkeitsabhängigkeit. Dieses Verhalten kann wieder der fehlenden positiven Wirkung des tangentialen Sattelkippens bei Brems Scheiben-Planschlaganregung zugeschrieben werden und verdient im Weiteren eine gesonderte Untersuchung dieses Mechanismus.

Bevor jedoch das der RBM-Generierung im Wesentlichen zugrundeliegende Bewegungsverhalten der Sattelfaust im Detail analysiert wird, sollen die SMP-Versuchsreihen zum Einfluss der Größe des dynamischen Brems Scheibenplanschlags diskutiert werden. Grundsätzlich wirkt die Höhe des Scheibenplanschlags bei gegebenem Lüftspiel sowohl auf die Häufigkeit, als auch die Intensität der reibungsbehafteten Kontaktnormalkräfte [Hei12]. Wegen der erheblich vergrößerten effektiven Reibradien von Perimeterbrems Scheiben, besteht bei gleichen Radlager-Kippsteifigkeiten während dynamischer Anregung²⁵⁸ die Gefahr ebenfalls erhöhter axialer Anregungsamplituden im Kontakt Bremsbelag/-scheibe. Für eine praktisch aussagekräftige RBM-Bewertung des Konzepts der Doppelbrücke-Perimeterbremse ist somit eine Robustheitsanalyse gegenüber erhöhten Planschlaganregungen unverzichtbar.

²⁵⁷ für momentenregelte Bremsungen mit 2 m/s^2 von 80 auf 40 km/h, anschließend über 120 s RBM-Messung

²⁵⁸ z. B. bei über den Reifen abgestützten Seitenkräften oder dynamische Aufstandskraftschwankungen

Da es mit dem verwendeten RBM-Messaufbau nicht möglich ist, während des Betriebs dynamische Verkippungen der Bremsscheibe nachzustellen, wurde in einzelnen Versuchsreihen der statische Planschlag durch metallische Distanzstreifen unter den Anbindungspunkten der Perimeterbremsscheibe fix eingestellt. Diese Einstellung wurde zur Absicherung der Anregungsintensität auch während der Versuche durch mehrere kapazitive Abstandssensoren überwacht²⁵⁹. Auf diese Weise wurde der ursprüngliche Gesamtplanschlag der am Wellenadapter verschrauben Perimeterbremsscheibe von ursprünglich 50 μm in drei Schritten bis auf 200 μm erhöht. Dieser Maximalwert erscheint angesichts typischer Maximalwerte konventioneller Bremsscheiben-Laufeigenschaften²⁶⁰ und der zu erwartenden Bedingungen in aktiven Corner-Modulen zunächst als ausreichend. Zudem ist damit sichergestellt, dass es bei der untersuchten Konfiguration des Doppelbrücke-Perimetersattels mit etwa 160 μm Gesamtlüftspiel zwangsläufig zu Kontakten zwischen Belag und Scheibe kommt. Der Versuchsumfang beschränkt sich jetzt jedoch auf die Schaft-Ring-Kombination Nr. 2, welche bereits in den vorangegangenen Versuchen das höchste Potential zur RBM-Senkung bewiesen hat.

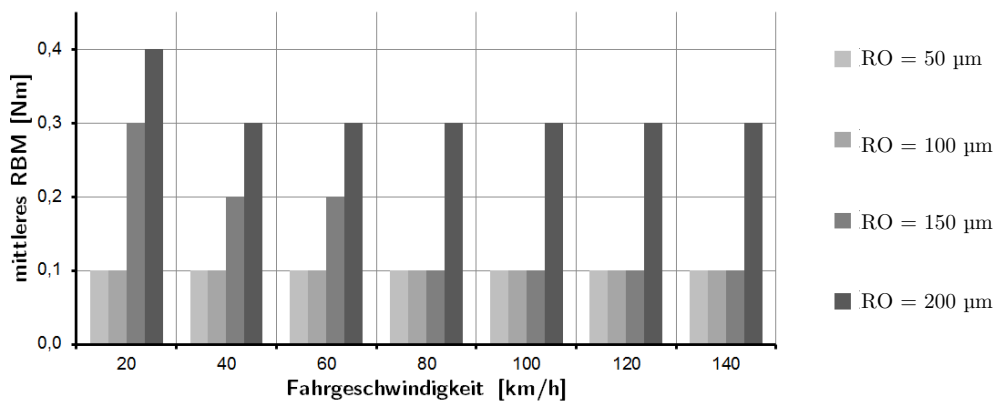


Abb. 6-27: Restbremsverhalten in Abhängigkeit des Scheibenplanschlags und der Fahrgeschwindigkeit

Abbildung 6-27 zeigt die Zusammenfassung der Versuchsergebnisse als mittlere Restbremsmomente in Abhängigkeit des eingestellten statischen Scheibenplanschlags bei verschiedenen Fahrgeschwindigkeiten. Hier bestätigt sich zunächst wieder das niedrige Restbremsmoment im Bereich kleiner bis mittlerer Planschlageinstellungen über den gesamten Geschwindigkeitsbereich. Ausschlaggebend ist hierbei das Verhältnis von Maximalplanschlag und vorhandenem Gesamtlüftspiel, welches durch die Lüftspielhomogenisierung der Faustführung weitgehend Kontakte zwischen Belägen und Scheibe vermeidet. Erst bei maximalen Planschlageinstellungen steigt das Niveau des Restbremsmoments deutlich an, da die Sattelfaust dauerhaft den Scheibenanregungen durch axiale Verschiebung und tangentiales Verkappen in den Faustführungen folgen muss. Trotz dieser Zunahme der Restbremsmomente bleibt im Vergleich zum Referenzsattel, welcher seinerseits ebenfalls als RBM-optimierte Ausführung gilt, eine Minderung des mittleren Restbremsmoments auch unter ungünstigen Randbedingungen um mindestens den Faktor fünf. Dauerlaufversuche mit mehr als 300 Bremsungen bestätigen diese Eigenschaften zudem für den gesamten Verschleißbereich der Bremsbeläge. Dabei funktioniert die Verschleißnachstellung der Faustführungselemente ähnlich der Selbstjustage der Kolbendichtringe durch sukzessives Durchrutschen.

²⁵⁹ belastungsbedingte Setzungen und thermisch Einflüsse machen dies z. T. notwendig

²⁶⁰ anwendungsabhängige Orientierungswerte ca. 80..120 μm statischer und bis 500 μm dynamischer Planschlag

6.3.3 Detailanalyse des Bewegungsverhaltens

Für die vorangegangenen Betrachtungen zum Restbremsverhalten wurde zur besseren globalen Interpretation verschiedener Betriebszustände und Vergleichbarkeit von Varianten das Messsignal des Restbremsmoments durch Mittelwertbildung vereinfacht. Für einen Nachweis vermuteter positiver Effekte und zum Verständnis der Wirkungsketten, bedarf es darüber hinaus detaillierter Analysen des Bewegungsverhaltens der Doppelbrücke-Perimeterbremse im Betrieb. Zunächst sollen dafür die Korrelationen zwischen dynamischem Verlauf von Restbremsmoment und ursächlicher Planschlagbewegung der Perimeterbremsscheibe genauer untersucht werden. Die Messung des Scheibenplanschlags erfolgt hierfür mittels eines kapazitiven Wegsensors auf der Kolbenseite der Bremsscheiben²⁶¹. Der durch den Sensorverbau entstehende Phasenversatz zwischen den Messsignalen von Planschlag und Restbremsmoment wird später drehzahlbasiert durch einen Zeit-Offset korrigiert (Abb. 6-28). Die besonderen baulichen Bedingungen des Restbremsaufbaus des innenliegenden Sattelumgriffs und der Bremsscheibenanbindung erlauben dabei jedoch keine zeitgleiche Lüftspielmessung²⁶².

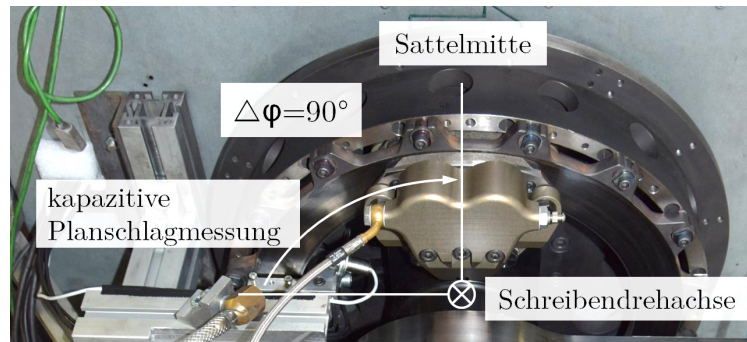


Abb. 6-28: Aufbau zur RBM- und Planschlagmessung mit örtlichem Phasenversatz der Planschlag-Messstelle

Die Analyse des hochaufgelösten, zeitlichen Restbremsmoments erfolgt wieder für die eingegrenzte Anzahl von Abstimmungen der Faustführungen, jetzt jedoch über je eine einzelne Scheibenumdrehung. Hierbei fällt zunächst der Verlauf des Scheibenplanschlags auf, welcher nicht den idealen sinusförmigen Verlauf²⁶³ annimmt. Dies ist sowohl Dickenschwankungen des Reibrings als auch Ebenheitsabweichungen der Anbindungsflächen zuzuschreiben und konnte nur begrenzt ausgeglichen²⁶⁴ werden.

In den folgenden Abbildungen sind nun verschiedenen Restbremsverläufe zur dazugehörigen Scheibenplanschlaganregung über eine Scheibenumdrehung aufgezeigt. Der Messung des Restbremsmoments²⁶⁵ war eine Aktuierung mit hohem Bremsdruck²⁶⁶ vorangegangen, um die hier zu zeigenden Phänomene besonders auszuprägen. Für den Planschlagverlauf entspricht ein steigender Wert einer Bewegung der Scheibenoberfläche in Richtung des fingerseitigen Bremsbelags, ein sinkender Wert entsprechend in Richtung des kolbenseitigen Bremsbelags.

²⁶¹ Messspur radial 10 mm vom äußeren Scheibenrand

²⁶² insbesondere am fingerseitigen Bremsbelag

²⁶³ Annahme der Verkippung der Drehachse einer idealen Planscheibe

²⁶⁴ durch metallische Zwischenlagen an den Anbindungsflächen der Trägerglocke

²⁶⁵ gemessener RBM-Verlauf bei 60 s nach Konditionierungsbremung

²⁶⁶ Konditionierungsbremsdruck von 100 bar

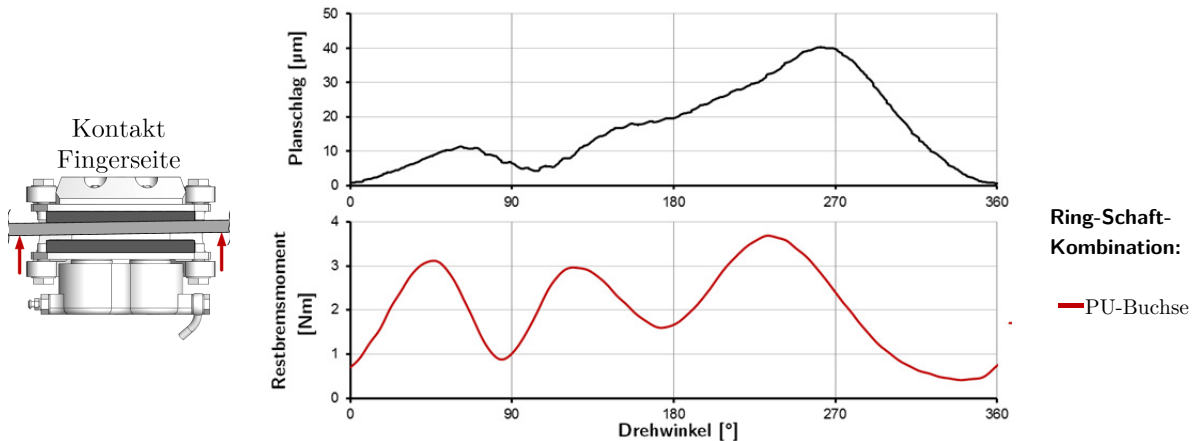


Abb. 6-29: Hochauflösende Messung des RBM-Verhaltens über eine Scheibenumdrehung (Teil 1)

Für die Referenzierung der Werte dient zunächst wieder die mit PU-Buchsen ausgestattete Faustführung. Diese besitzt eine hohe tangentielle Kippsteifigkeit und verteilt im statischen Zustand kaum Lüftspiel auf den fingerseitigen Bremsbelag. Für diese Konfiguration zeigt sich wegen des Kontakts der Bremscheibe vorrangig mit dem fingerseitigen Bremsbelag mit jedem Anstieg des Planschlags auch eine entsprechende Korrelation im RBM-Verlauf (Abb. 6-29). Abweichungen im Phasengang der Maximalwerte sind durch überlagernde Scheibendickenschwankungen und Belagbewegungen um die Hochachse zu erklären. Das Abfallen des RBM-Werts nach halber Scheibendrehung ist indes ein Indiz für eine axiale Verschiebung der Sattelfaust. Darin ist auch die Ursache für die weitgehend identischen RBM-Amplituden zu sehen, welche aus den Kontaktnormalkräften resultieren, ab denen das Verschieben einsetzt. Daher fällt der RBM-Wert auch nie vollständig auf null zurück, da die Verschiebung in Richtung Fingerseite stets durch einen darauffolgenden kolbenseitigen Kontakt rückgängig gemacht wird.

In Abbildung 6-30 ist dagegen mit Ring-Schaft-Kombination Nr. 5 die Faustführungen dargestellt, bei der RBM-Ausschläge im Wesentlichen aus dem Scheibenkontakt mit dem kolbenseitigen Bremsbelag entstehen, da große Lüftspielanteile auf den fingerseitigen Bremsbelag übertragen werden. Aus diesem Grund ist hier auch die Orientierung der RBM-Skala umgedreht dargestellt, sodass die Korrelation zum Planschlagverlauf besser erkennbar wird. Daneben ist mit der Ring-Schaftkombination Nr. 2 auch eine derjenigen Abstimmungen aufgeführt, welche eine gute statische Lüftspielhomogenisierung zulässt.

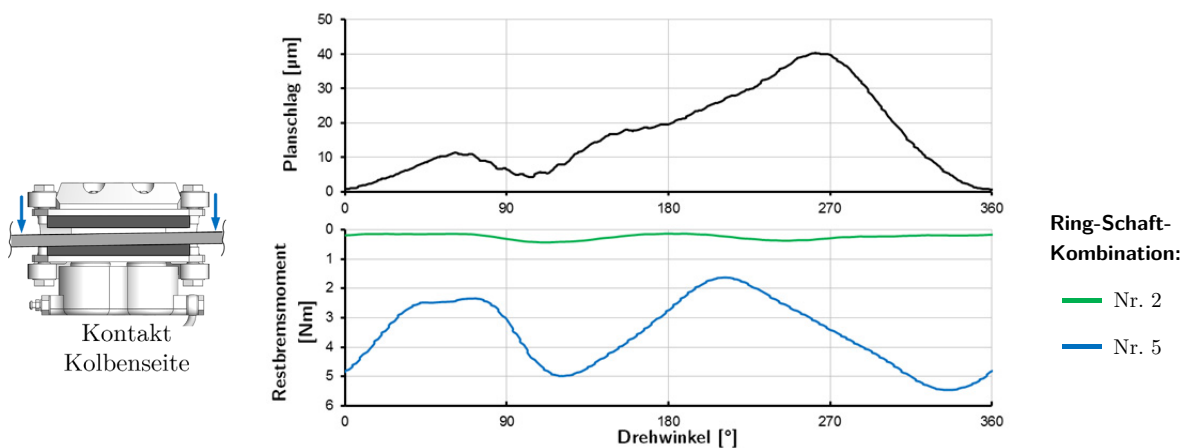


Abb. 6-30: Hochauflösende Messung des RBM-Verhaltens über eine Scheibenumdrehung (Teil 2)

Das hohe RBM-Niveau der Ring-Schaftkombination Nr. 5 ist mit dem großen statischen Rückhub der Faustführung zu erklären (vgl. Abb. 6-22), der betragsmäßig sogar den Kolbenrückhub übertrifft. Dies führt zu einer weitgehenden Verlagerung des ursprünglich kolbenseitigen Lüftspiels zur Fingerseite und dominanten Kontaktkräften am kolbenseitigen Bremsbelag. Auch hier erklären sich die Phasenabweichung von Planschlag- und RBM-Messwerten durch den wechselnden ein- und auslaufseitigen Kontakt der Bremsbeläge, welche in etwa ein Winkelsegment von 30° des Scheibenreibrings überdecken. Der RBM-Verlauf von Ring-Schaftkombination Nr. 2 zeigt hingegen das durch die Lüftspielhomogenisierung zu erwartende, sehr geringe RBM-Niveau. Offenbar treten in dieser Konfiguration nur noch sehr geringe Kontaktkräfte zwischen Bremsscheibe und Belägen auf. Zudem sind keine Korrelationen mehr zwischen den geringfügigen RBM-Amplituden und den Planschlagmaxima zu erkennen.

Die Zusammenhänge zwischen dem Anregungsmechanismus Scheibenplanschlag und dem resultierenden Restbremsmoment können jedoch nicht ausschließlich durch die Lüftspielverteilung erklärt werden. Daher wurde bereits in Kap. 5.4.2 der Einfluss der tangentialen Kippsteifigkeit der Faustführungen betrachtet, welche die Ausgleichsbewegungen und die Kontaktkräfte positiv beeinflussen. Dieser soll im Folgenden messtechnisch durch die Erfassung der tangentialen Faustverkipfung nachgewiesen und in Relation zum resultierenden Restbremsmoment betrachtet werden.

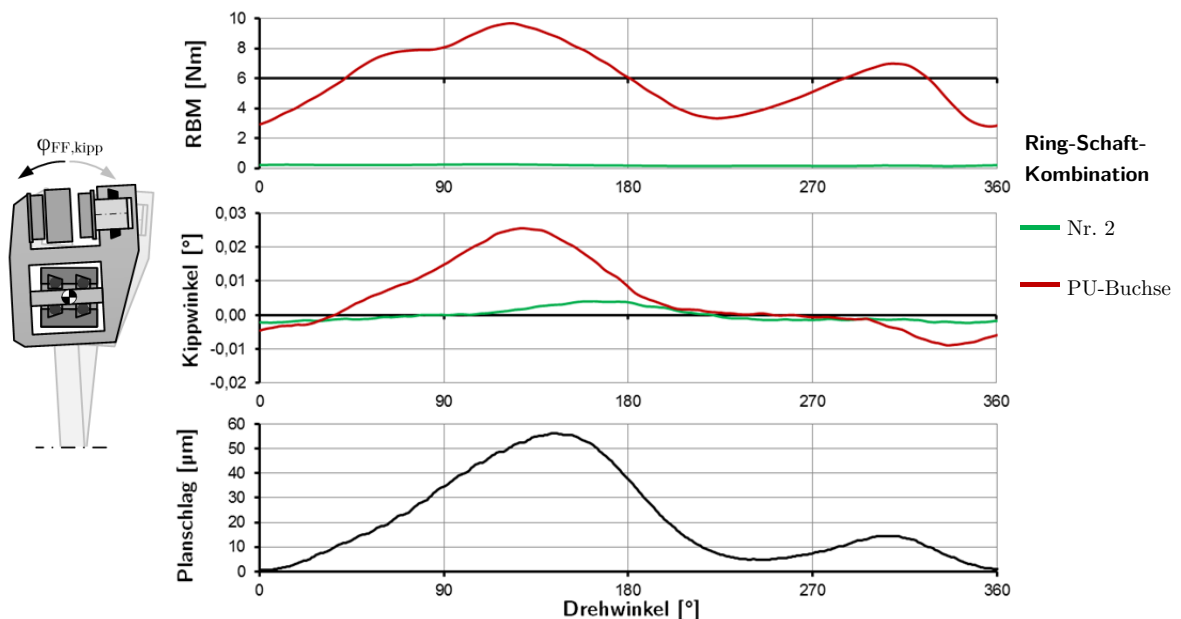


Abb. 6-31: Korrelation von Restbremsmoment und tangentialem Faustkippwinkel

In Abbildung 6-31 sind die zeitlichen Verläufe der Planschlaganregung, der tangentialen Faustkippwinkel und des Restbremsmoments über eine Scheibenumdrehung dargestellt. Der RBM-Messung war wieder eine Konditionierungsbremse mit hohen Spannkräften²⁶⁷ vorgelagert. Gegenübergestellt sind die Ergebnisse der Ring-Schaft-Kombination Nr. 2²⁶⁸ und der PU-Buchse²⁶⁹.

²⁶⁷ Konditionierungsbremse mit 100 bar

²⁶⁸ tangentiale Kippsteifigkeit Ring-Schaft-Kombination Nr. 2 $c_{FF,1^\circ} = 0,2 \text{ Nm}/^\circ$

²⁶⁹ tangentiale Kippsteifigkeit PU-Buchse $c_{FF,1^\circ} > 10 \text{ Nm}/^\circ$

Die kippsteife PU-Führung zeigt nur sehr geringe Kippwinkel bei Planschlaganregung durch die Bremscheibe. Das entsprechende Restbremsmoment ist stark ausgeprägt und folgt in seinem Verlauf deutlich dem Scheibenplanschlag. Die elastische Führungsabstimmung Nr. 2 lässt hingegen eine deutliche Kippbewegung der Sattelfaust zu, die nun sowohl in finger- als auch in kolbenseitiger Richtung der Planschlagbewegung folgt. Das dazugehörige Restbremsmoment ist trotz offensichtlichen Kontakten zwischen Bremscheibe und Belägen sehr gering. Dabei resultieren die je nach Auslenkungsrichtung verschiedenen Kippwinkel aus der effektiven Gesamtkippsteifigkeit. Bei fingerseitiger Auslenkung wird diese allein durch die Faustführung bestimmt, bei kolbenseitiger Auslenkung hingegen durch die Reihenschaltung der tangentialen Kippsteifigkeit der Faustführung und der axialen Push-Back-Steifigkeit der Kolbendichtringe.

Fazit

Für eine hydraulisch aktuierte Schwimmsattelbremse ohne zusätzliche aktive Maßnahmen erschließt der Ansatz der Lüftspielhomogenisierung der Doppelbrücke-Perimeterbremse durch die besondere Ausführung der Faustführung praktisch die möglichen Optimierungsgrenzen des Restbremsverhaltens. Neben den Möglichkeiten der gezielten Abstimmung von Elastomerelementen der Faustführung konnte die positive Wirkung des tangentialen Kippfreiheitsgrades der Sattelfaust auf das Offbrake-Verhalten messtechnisch nachgewiesen und das Offbrake-FE/MKS-Modell im Detail validiert und angepasst werden.

7 Auslegungsablauf für ausgewählte Integrations Szenarien

Nachdem mit den Kapiteln 5 und 6 das Reibbremsmodul intensiv untersucht wurde, müssen die gewonnenen Erkenntnisse für den Einsatz der Doppelbrücke-Perimeterbremse in den Gesamtentwicklungsablauf für aktive Corner-Module integriert werden. Hierbei fließen die um die Reibbremsausgestaltung erweiterten Auslegungsschritte der Basiskonfiguration mit Radaufhängungsmodellierung/-bewertung und Gesamtfahrzeuganalyse zusammen (Abb. 7-1).

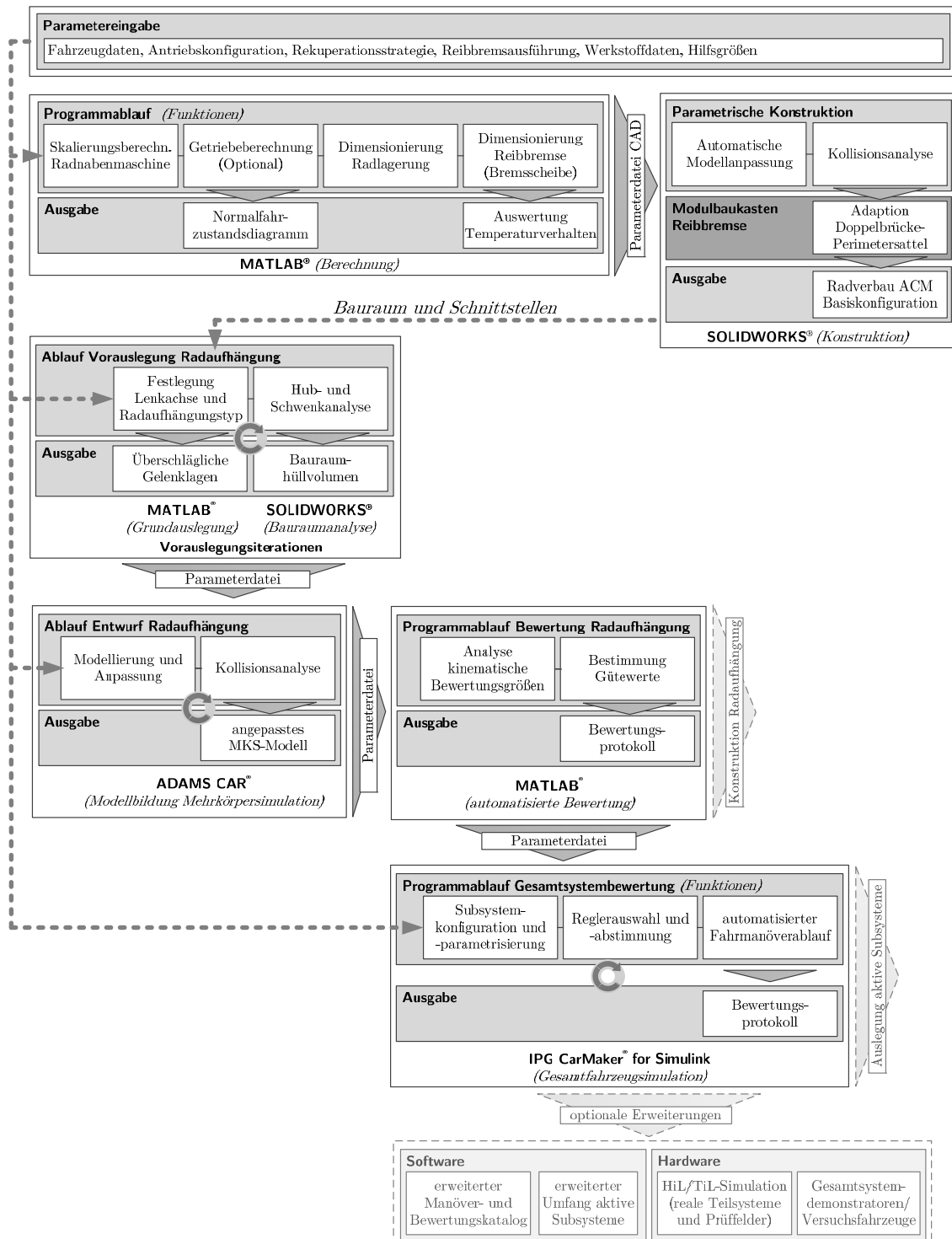






Abb. 7-1: Übersicht der kombinierten Verfahrensweise des Auslegungs- und Bewertungsablaufs

Die Leistungsfähigkeit und Auflösungsgüte des gewählten Gesamtansatzes soll im diesem Kapitel beispielhaft anhand verschiedener Integrationsszenarien demonstriert und diskutiert werden. Dazu kommen die entwickelten Berechnungs- und Bewertungsabläufe aus Kapitel 4 zum Einsatz, welche den frühen Entwicklungsprozess aktiver Corner-Module hinsichtlich Systemkonfiguration und Grundabstimmung beschreiben. Darüber hinaus wird der bereits angesprochene, adaptive Modulbaukasten der Doppelbrücke-Perimeterbremse vorgestellt.

7.1 Beschreibung der Anwendungsbeispiele

Bereits die zusammengetragenen Anwendungsbeispiele in Kap. 2.4 legen nahe, dass Radnabenantriebe und aktive Corner-Module grundsätzlich in einem sehr breiten Spektrum von Fahrzeugklassen eingesetzt werden können.

	Fahrzeug 1	Fahrzeug 2	Fahrzeug 3	Fahrzeug 4
				
Fahrzeugklasse	Kleinstwagen	Kompaktklasse	leichtes Nutzfahrzeug	obere Mittelklasse
zul. Gesamtmasse m_{ges} [kg]	1200	1800	2500	2200
max. Geschw. v_{max} [km/h]	130	150	130	200
Spurweite b [mm]	1400	1500	1650	1600
Radstand l [mm]	2100	2600	3000	2850
Schwerpunkthöhe h_{SP} [mm]	550	550	650	550
Sollbeschleunigung a_{soll} [g]	0,3	0,3	0,25	0,5
befahrbare Steigung p_{soll} [%]	30	30	35	30
Luftwiderstand ²⁷⁰ $c_w \cdot A_s$ [m ²]	0,27 * 2	0,27 * 2,25	0,3 * 2,8	0,26 * 2,4
Zeit $t(0..100 \text{ km/h})$ [s]	15	10	15	6
Mindestverzögerung z_{min} [-]	1	1,1	1	1,2
Bremskraftverteilung $\phi_{\text{VA/HA}}$ [%]	70 / 30	70 / 30	65 / 35	70 / 30
Rollhalbmesser r_{dyn} [mm]	300	304	316	320
Felgendimensionen	4Jx17 ET35, 5,5Jx17 ET50	4,5Jx17 ET40, 6Jx17 ET55	5,5Jx18 ET50, 7Jx18 ET60	6Jx19 ET55, 7,5Jx19 ET60

Tab. 7-1: Übersicht exemplarischer Fahrzeuge für die Parameterstudien

Mit Hintergrund der allgemeinen Reichweitenproblematik elektrischer Antriebe liegt im Folgenden der Betrachtungsfokus auf Fahrzeugkonzepten, deren Einsatzgebiet vornehmlich im urbanen Raum liegt. Beispielhaft für potentielle Anwendungen aktiver Corner-Module sollen im Weiteren vier Fahrzeugkonzepte betrachtet werden, welche in Tab. 7.1 anhand ihrer elementaren technischen Daten aufgeführt sind. Diese Daten stellen zudem den Grundumfang aller Eingangsparameter für die weiteren Berechnungsabläufe dar.

²⁷⁰ anhand Strömungswiderstandskoeffizient und Stirnfläche

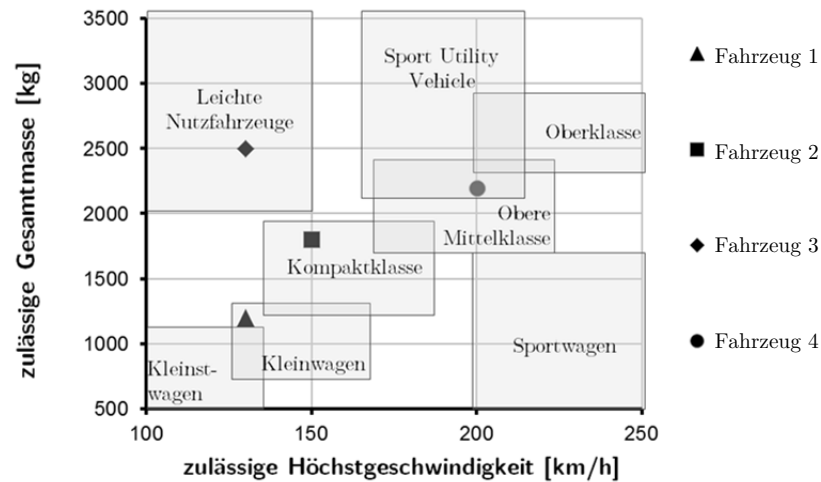


Abb. 7-2: Einordnung der Beispielfahrzeuge anhand Gesamtmasse und Höchstgeschwindigkeit

Mit den Fahrzeugen 1 und 2 wird der zu erwartende Kernanwendungsbereich elektrischer Radnabenantriebe abgedeckt, welcher insbesondere auf kleinen und wendigen Ausführungen mit geringerer Maximalgeschwindigkeit beruht. Mit den Fahrzeugen 3 und 4 werden zudem Fahrzeugklassen berücksichtigt, welche bislang seltener im Zusammenhang mit aktiven Corner-Modulen genannt werden, aber z. B. zur Personen- und Güterbeförderung im urbanen Raum von Interesse sein können. Damit ist insgesamt ein breites Anwendungsspektrum abgedeckt, welches bewusst verschiedenartige Lösungen erwarten lässt (Abb. 7-2).

7.2 Grundaulegung und Gestaltung der ACM-Basiskonfiguration

Im ersten Auslegungsschritt werden aus den Fahrzeugparametern und den geforderten Fahrleistungsgrenzen die Elementargeometrien von Funktionskomponenten des Radnabenantriebs und der Radbremse innerhalb der gegebenen Raumlimitationen abgeleitet.

7.2.1 Ableitung der Radnabenantriebe

Hier kommt nun der in Kapitel 4.1.3 vorgestellte Auslegungs- und Skalierungsansatz für elektrische Radnabenmaschinen für Direktantriebe, bzw. coaxial und desachsiert untersetzte Getriebevarianten, zum Einsatz. Die berechneten Werte der Grundgeometrien des Magnetkreises, als auch der thermomechanischen Auslegung der Bremsscheibe, fließen in eine Parameterdatei, welche die jeweiligen parametrischen CAD-Konstruktionen speisen. Im Folgenden werden für die in Kap. 7.1 genannten Fahrzeuge Antriebsausstattungen für sowohl Allradantriebe als auch Einzelachsenantriebe²⁷¹ untersucht, um die Skalierbarkeit der Radnabenantriebe zu demonstrieren. Hierbei leiten sich die jeweiligen Bauraumbegrenzungen zunächst aus den festgelegten Felgendimensionen ab (Tab. 7-2). Für diese sind neben den Standardgrößen auch besonders schmal bauend Varianten aufgeführt, welche speziell für rollwiderstandsreduzierte Reifen geeignet sind. Im Aufbau sind diese stets mehrteilig ausgeführt und sehen bereits Aufnahmen für die Perimeter-Bremsscheiben vor.

²⁷¹ je zwei Radnabenantriebe an der Vorder- oder Hinterachse

	Fahrzeug 1	Fahrzeug 2	Fahrzeug 3	Fahrzeug 4
Standardfelge	5,5Jx17 ET50	6Jx17 ET55	7Jx18 ET60	7,5Jx19 ET60
L_{Frei} [mm]	119	131	148	155
d_{Fel} [mm]	376	376	402	427
$d_{\text{Fel,Ring}}$ [mm]	391	391	417	442
schmale Felge	4Jx17 ET35	4,5Jx17 ET40	5,5Jx18 ET50	6Jx19 ET55
L_{Frei} [mm]	85	97	119	131
d_{Fel} [mm]	376	376	402	427
$d_{\text{Fel,Ring}}$ [mm]	390	391	417	442

Tab. 7-2: Felgendimensionen und Freiraummaße für die Parameterstudie (Bemaßungszuordnung vgl. Abb. 4-6)

Aus dem Vergleich der über die Fahrleistungsanforderungen bestimmten Antriebsleistungen und den resultierenden Dimensionen der Radnabenantriebe innerhalb der Bauraumbeschränkungen, sind erste Aussagen über die Eignung einer Konfiguration möglich. So sind zunächst in Tab. 7-3 für alle Beispielfahrzeuge die so bestimmten Grunddimensionen der verschiedenen Radnabenantriebe für Einzelachs- oder Allradkonfiguration aufgeführt.

		Fahrzeug 1	Fahrzeug 2	Fahrzeug 3	Fahrzeug 4
<i>Maschinendimension für Einzelachsantrieb (Allradantrieb)²⁷²</i>					
$P_{\text{Rad,cont}}$ [kW]		20 (10)	25 (15)	30 (15)	50 (25)
$P_{\text{Rad,max}}$ [kW]		22 (12)	43 (21)	42 (21)	82 (41)
$M_{\text{Rad,cont}}$ [Nm]		550 (275)	850 (425)	1025 (525)	1750 (875)
$M_{\text{Rad,max}}$ [Nm]		750 (375)	1650 (825)	2025 (1025)	3350 (1675)
Direktantrieb	D_{Sta} [mm]	354 (316)	354 (354)	381 (379)	400 (400)
	L_{Sta} [mm]	85 (60)	120 (60)	115 (60)	170 (85)
koaxiale Getriebe- variante	D_{Sta} [mm]	186 (150)	186 (168)	210 (178)	236 (214)
	L_{Sta} [mm]	85 (80)	115 (80)	100 (80)	120 (80)
	d_{HR} [mm]	254 (197)	277 (231)	300 (242)	358 (289)
	b_{HR} [mm]	39 (30)	42 (35)	46 (37)	55 (44)
desachsierte Getriebe- variante	D_{Sta} [mm]	118 (96)	120 (110)	142 (112)	172 (154)
	L_{Sta} [mm]	80 (80)	130 (80)	80 (80)	115 (80)
	d_{ZR} [mm]	145 (129)	169 (137)	176 (136)	241 (185)
	b_{ZR} [mm]	33 (30)	39 (31)	40 (31)	55 (42)
	d_{HR} [mm]	231 (197)	248 (196)	292 (231)	239 (196)
	b_{HR} [mm]	35 (30)	42 (34)	42 (33)	58 (47)

Tab. 7-3: Leistungs- und Geometrieparameter der abgeleiteten Radnabenantriebe

Bereits hier zeigt sich, dass für Anwendungen mit hohen Anforderungen an Antriebsmoment und -leistung der Direktantrieb mit der zugrundeliegenden Maschine teilweise nicht mehr gelingen kann. Beispielhaft hierfür ist Fahrzeug 4 in Ausrüstung mit Einzelachsantrieb, da die Grunddimension der entsprechende Radnabenmaschine nur mit sehr geringem Freigang innerhalb des Felgenbauraum platziert werden kann. Dabei ist jedoch zu berücksichtigen, dass

²⁷² in Klammern: Maschinendimensionen für einen Radnabenantrieb bei Allradantrieb

es sich bei den bestimmten Werten ausschließlich um die Dimensionen der Statorblechpakete handelt. Zuschläge für Wickelkopf und Gehäuse wären zusätzlich zu berücksichtigen. Dementsprechende Anwendungen sind somit nur mit optimierten oder andersartigen Maschinenkonzepten realisierbar.

Anders stellen sich die Zusammenhänge jedoch für die entsprechenden Getriebevarianten dar, welche die jeweiligen Radleistungen erheblich steigern. Bereits ein einstufiger, koaxial angeordneter Planetensatz genügt, um alle Einsatzszenarien realisieren zu können. Mit dem zweistufigen, koaxial angeordneten Getriebe sind die so erzielbaren Radleistungen nochmals zu steigern. Dabei vergrößert sich jedoch auch die notwendige Bautiefe, sodass zunehmend Bauraumkonflikte mit der Radaufhängung entstehen können.

Nach dieser ersten Kollisionsüberprüfung können die realisierbaren Varianten über die parametrischen CAD-Konstruktionen auch erstmals anschaulich dargestellt werden. In Abb. 7-3 sind beispielhaft die Basiskonfigurationen der vier Beispielfahrzeuge für Allradantrieb und mit direktantriebenden Radnabenmaschinen dargestellt. Die Felgen sind dabei in den Standarddimensionen ausgeführt.

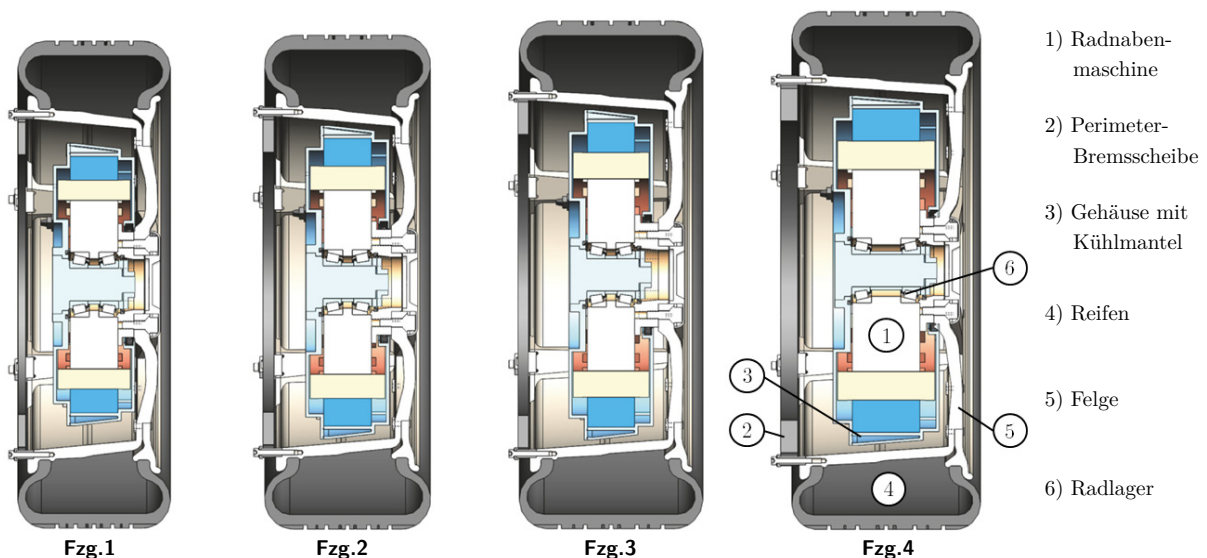


Abb. 7-3: Basiskonfigurationen mit direktantriebenden Radnabenmaschinen für Allradantrieb im Vergleich

Ersichtlich wird, dass allein der Radnabenantrieb für Fahrzeug 1, aufgrund der geringen Leistungs- und Drehmomentanforderungen, vergleichsweise kompakt und mit deutlichem radialen Freigang zur Felge realisiert werden kann. Wegen des ausreichenden Maschinendurchmessers, lässt sich die minimale Statorlänge laut Grenzwert ansetzen. Radnabenmaschinen für Kleinstfahrzeuge mit Allradantrieb sind somit aus Sicht des Bauraums zunächst problemlos als Direktantrieb, selbst in kleineren Felgendimensionen, umsetzbar. Dahingegen müssen bei den anderen, exemplarischen Fahrzeuganwendungen mit Direktantrieb (Abb. 7-3, Fzg. 2-4) die radialen Freiräume bis auf die definierten minimalen Freigangmaße vollständig ausgenutzt werden. Für Fahrzeug 2 und 3 ist dabei bereits die minimale axiale Bautiefe der Radnabenmaschine ausreichend, um die Anforderungen abzudecken. Lediglich bei Fahrzeug 4 ist in dieser Konfiguration eine Erweiterung der Bautiefe der Maschine notwendig (Abb. 7-3, Fzg. 4).

Aus Sicht der Reibbremse bestätigen sich die Aussagen aus Kapitel 2.3.3, wonach der Bauraum für konventionelle Bauformen von Scheibenbremsen in solchen Szenarien meist nicht ausreicht, vollleistungsfähige Reibbremsen in die Basiskonfiguration aktiver Corner-Module zu integrieren. Demgegenüber ist für den beschriebenen Doppelbrücke-Perimeterbremsattel mit Felgenanbindung der Bremsscheibe der zur Verfügung stehende Bauraum in allen betrachteten Varianten ausreichend.

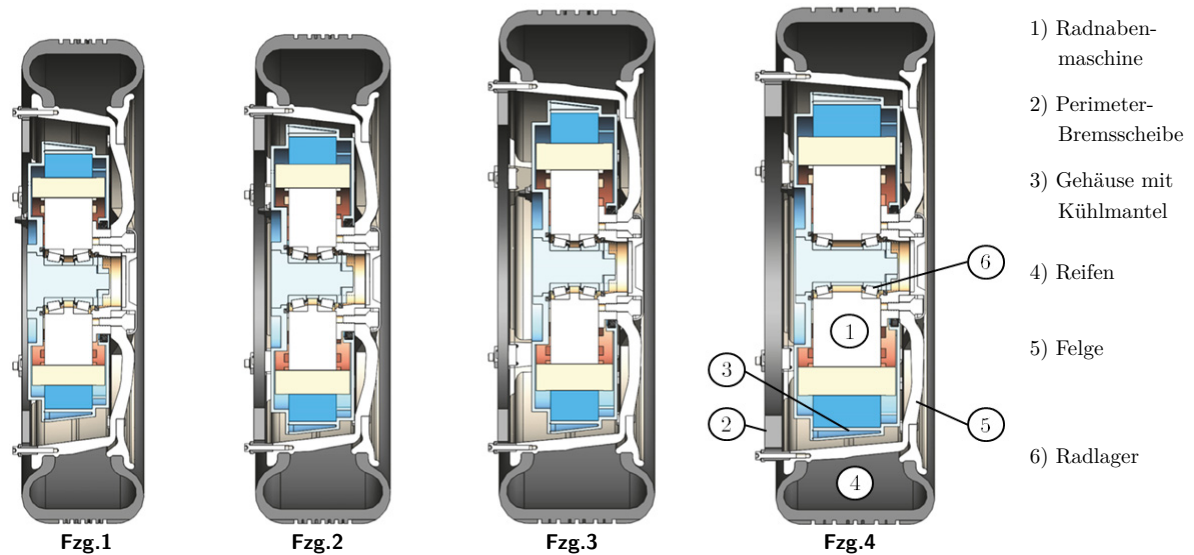


Abb. 7-4: Basiskonfigurationen mit direktantreibenden Radnabenmaschinen und schmalen Felgen

An die möglichen Integrationsgrenzen stößt jedoch auch das vorgesehene Radbremsmodul bei besonders schmal ausgeführten Felgen und dem betrachteten Typ der elektrischen Maschine (Abb. 7-4). Hier gelingt durch die erhebliche Reduzierung des axialen Freiraums in der Radschüssel bestenfalls für Fahrzeug 3 eine Lösung, welche aber ungünstige Ventilationsbedingungen erwarten ließe (Abb. 7-4, Fzg. 3). Auch die in Kap. 4.1.2 angesprochene Option der sektionalen Statorausparung kann in diesen Fällen nur bedingt abhelfen (vgl. Anh. 7-22). Letztlich auch, weil so die Leistungsdaten der elektrischen Maschine negativ beeinflusst werden.

Für die Getriebevarianten hingegen entstehen in der Radschüssel erwartungsgemäß deutlich größere Freiräume als für vergleichbare Direktantriebe (vgl. Abb. 7-5 und 7-6). Somit sind diese nicht nur hinsichtlich der erreichbaren höheren Leistungsdichte interessant, sondern bieten der Ausgestaltung von Reibbremse und Radaufhängung deutlich größeren Freiraum.

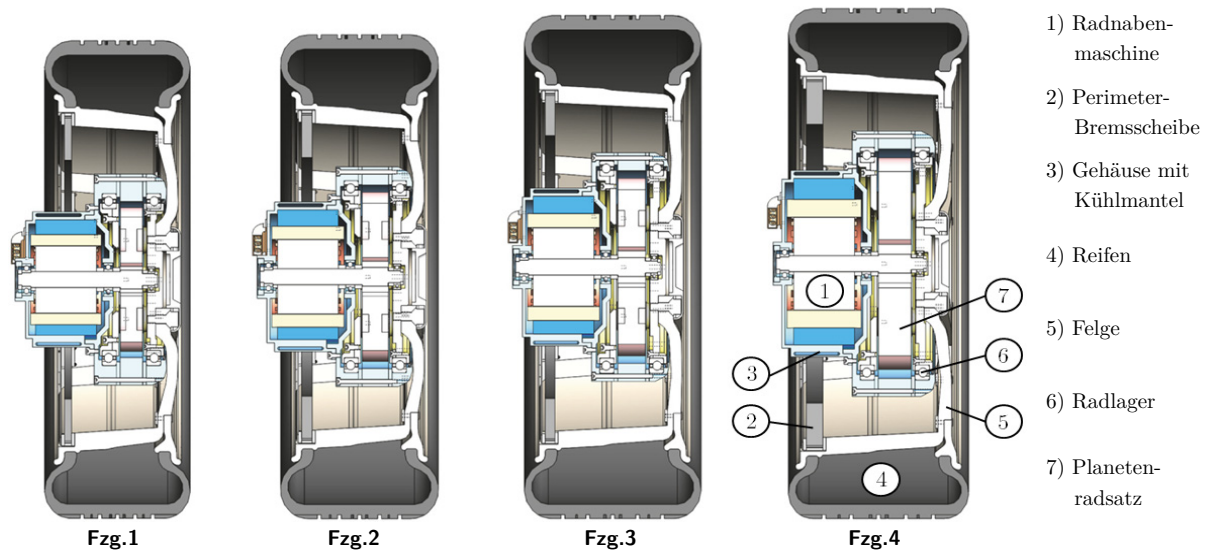


Abb. 7-5: Basiskonfigurationen mit koaxial unteretzten Radnabenmaschinen für Allradantrieb im Vergleich

Ähnlich der elektrischen Maschine skalieren dabei aber auch die Bauelemente der Getriebestufen. So steigen mit zunehmender Belastung auch die notwendigen Wellendurchmesser und die Zahnfußbreiten der Stirnräder. Erhöhter radialer Freiraum in der Felge und verbesserte Ventilationsbedingungen werden so tendenziell durch größeren axialen Bauraumbedarf außerhalb der Felge gewonnen.

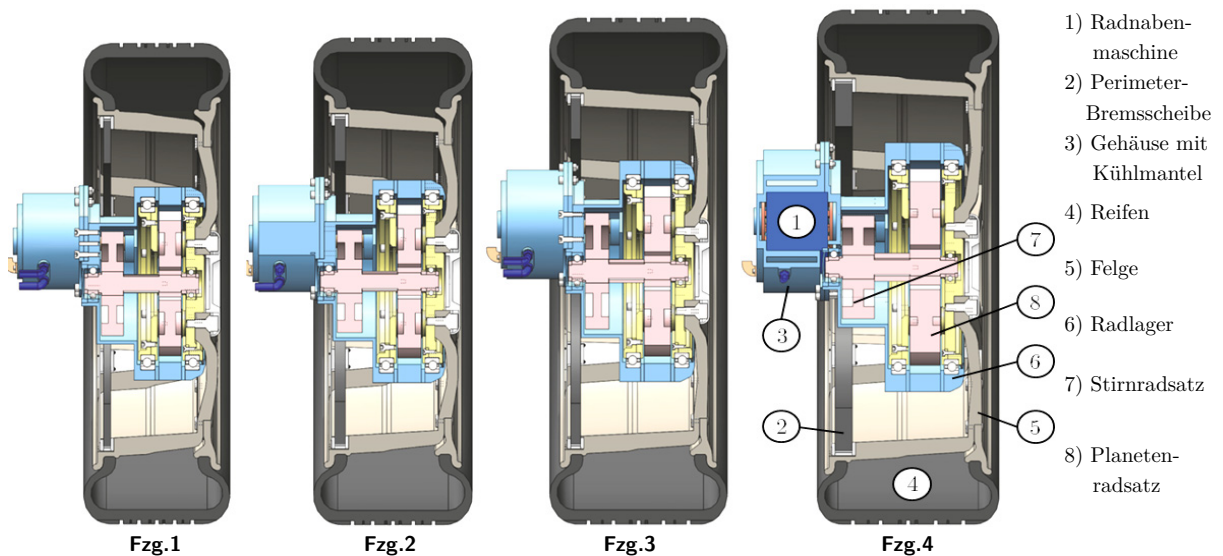


Abb. 7-6: Basiskonfigurationen mit desaxiiert unteretzten Radnabenmaschinen für Allradantrieb im Vergleich

Neben Aussagen zu den konkreten Einsatzszenarien, ermöglichen die gezeigten Beispiele auch einige tendenzielle Grundaussagen zu Einsatzdomänen direktantreibender oder unteretzter Radnabenantriebe. In den betrachteten Fahrzeugen 1 und 2 der unteren Fahrzeugklassen, erscheinen Direktantriebe grundsätzlich durchweg verwendungsfähig. Selbst bei Einsatz der Radnabenantriebe an nur einer Achse bleibt dies möglich, sollte dann aber vorzugsweise an der Hinterachse erfolgen. In diesem Fall sind die Dimensionen der Reibbremse deutlich verkleinert bzw. es kann in einigen Fällen perspektivisch auch der vollständige Reibbremsentfall in Betracht gezogen werden.

In den höheren Fahrzeugklassen – hier anhand der Beispielfahrzeuge 3 und 4 – ist die Einsatzfähigkeit von Direktantrieben bereits zu hinterfragen. Zwar stellt die genutzte Radnabenmaschine bei weitem nicht den technisch möglichen Optimierungsgrad oder das Konzept höchster Leistungsdichte dar, die hohen Drehmoment- und Leistungsanforderungen erfordern jedoch zwangsläufig Antriebsdimensionen, welche die Integration anderer Subsysteme deutlich erschweren. Somit sind selbst mit Radnabenmaschinen hoher Leistungsdichte meist vierradgetriebene Antriebskonfigurationen notwendig. Für diese Anwendungen eignen sich jedoch besonders gut ein- oder mehrstufig untersetzte Getriebevarianten, die trotz geringerer Maschinenleistungen im Vergleich zu Direktantrieben deutlich höhere Fahrleistungen generieren.

Fazit

Der Berechnungsablauf und die parametrische Konstruktion für Radnabenantriebe sind geeignet, eine breite Vielfalt von Konfigurationsszenarien aus gegebenen Funktionsanforderungen abzuleiten. Aussagen zur grundsätzlichen Realisierbarkeit und zur Bauraumausnutzung können unmittelbar abgeleitet werden. Diese Informationen stehen dem Entwickler innerhalb kurzer Zeiträume zur Verfügung, sind bereits genauer quantifizierbar und erlauben gezielte Konzeptvergleiche oder Parameterstudien.

7.2.2 Adaptive Baukastenlösungen der Doppelbrücke-Perimeterbremse

Die Ableitung des Radnabenantriebs stellt den ersten Auslegungsschritt der Basis-konfiguration dar und berücksichtigt parallel bereits eine lastabhängige Skalierung der Perimeter-Bremsscheibe. Darüber hinaus fehlen jedoch bislang Aussagen zur konkreten Gestaltung des Perimeter-Bremssattels. Auch seine Ausführung und Anordnung sind von grundlegender funktionaler Bedeutung und elementar für die Machbarkeitsbewertung. Dabei ist die Anpassung des Doppelbrücke-Perimetersattels über triviale Geometrieskalierung²⁷³ nicht zielführend. Vielmehr sollen die in den Kapiteln 6.2 und 6.3 gewonnenen Erkenntnisse in einen modularen Baukasten einfließen, welcher Lösungen an konkrete Belastungs- und Bauraumbedingungen anpassen kann. Hierbei entstehen durch Modularisierung und Skalierung einzelner Bauteile, Varianten des Doppelbrücke-Prinzips. Dessen charakteristische Eigenschaften – Doppelbrücke-Sattelfaust, symmetrische Halterausführung und mittige Faustführung mit Lüftspielhomogenisierung – bilden jedoch immer deren Basis.

Aus dieser Überlegung heraus wurden drei Grundvarianten des Doppelbrücke-Bremssattels für verschiedene Leistungsniveaus entwickelt. Diese besitzen trotz individueller Gestalt identische bzw. ähnliche Funktions- und Konstruktionsparameter, sodass eine gemeinsame Auslegungsbasis erhalten bleibt (Abb. 7-7). Diese bilden die Grundlage für die allgemeine rechnerische Auslegung, welche anschließend von parametrischen Konstruktionen genutzt werden kann. Jede Grundvariante bleibt so in Grenzen variabel, wodurch eine gewisse Spreizung deren Leistungsfähigkeit besteht. Die in Kap. 5.4.1 und 5.4.2 vorgestellten FE/MK-Simulationsmodelle ermöglichen zudem für jede spezifische Variante eine relativ schnelle Analyse der zu erwartenden Onbrake- und Offbrake-Eigenschaften und erste Abstimmungshinweise.

²⁷³ im Sinne einer Größenskalierung unter Beibehaltung aller geometrischer Größenrelationen

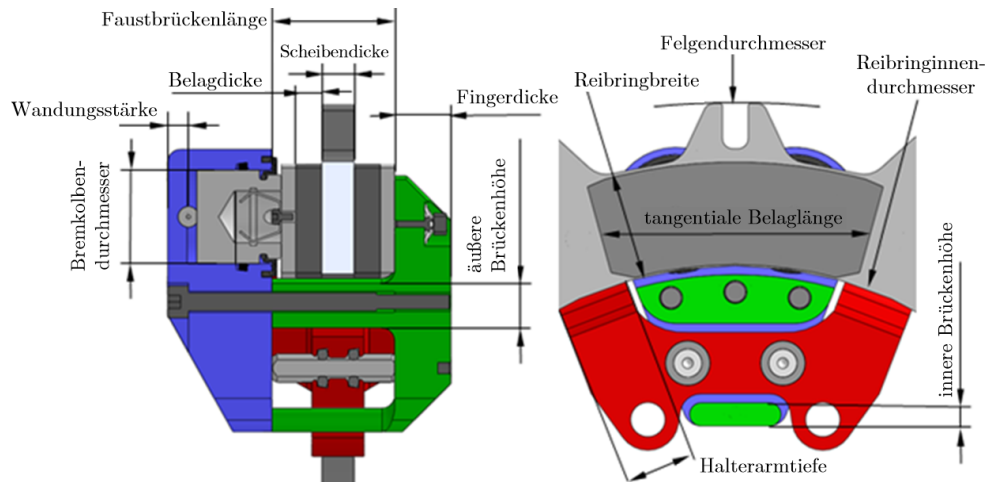


Abb. 7-7: Grundlegende Auslegungs- und Konstruktionsparameter der drei Grundvarianten [Sti16]

Grundvariante A

Das aus Sicht der erzielbaren Bremsmomente und -leistungen obere Anwendungsspektrum, bildet die Voll-Doppelbrücke - hier als Grundvariante A bezeichnet. Beide radialen Brückensegmente sind massiv ausgeführt, die Bolzenschäfte der Faustlagerung liegen zwischen diesen (Abb. 7-8, li.). Varianten dieser Ausführung bilden bevorzugt die Basis vollleistungsfähiger Vorderachsbremsen, beginnend ab der Kompaktklasse. Auch der im Rahmen von Kapitel 6 untersuchte Prototyp einer Zweikolben-Doppelbrücke ist dieser Grundvariante zuzuordnen (Abb. 7-8, mi.).

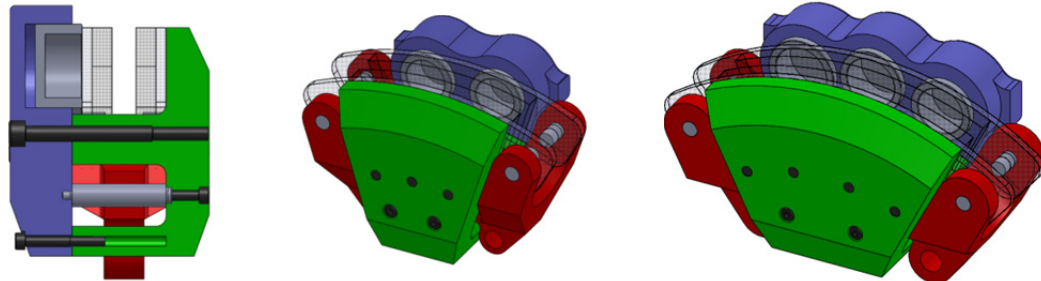


Abb. 7-8: Grundvariante A im Querschnitt (li.), als Zweikolben- (mi.) und Dreikolben-Voll-Doppelbrücke (re.)

Darüber hinaus sind mit Ausführung als Dreikolben-Voll-Doppelbrücke noch deutlich größere Bremsmomente bzw. -leistungen zu erschließen (Abb. 7-8, re.). Um den Bauraumvorteil des Perimeterkonzepts effizient zu nutzen, sind dabei geringe Reibringbreiten der Perimeter-Bremscheiben wichtig. Damit steigen zur Darstellung der notwendigen Bremsbelagflächen die tangentialen Bremsbelaglängen zwangsläufig an. Auf Grund der geringeren notwendigen Spannkkräfte des Doppelbrücke-Konzepts, den hohen Weitungssteifigkeiten und homogeneren Belagflächenpressungen, lassen sich trotzdem alle Vorteile des Innenumgriffs effektiv nutzen. Ausführungen mit mehr als drei Bremskolben, bzw. mit sehr großen Bremskolbendurchmessern sind jedoch nicht mehr zielführend. Dabei würden entweder die tangentialen Belaglängen zu groß oder die Perimeterbremsscheibe radiale Ausmaße annehmen, welche die Anbindung der Radaufhängung am Radträger zu stark einschränkt. Auch eine Voll-Doppelbrücke in Einkolben-Bauweise für geringere Leistungsanforderungen erscheint mit Blick auf den Gesamtbauraum nicht sinnvoll, da eine homogene Flächenpressung der Brems-

beläge nur noch mit großen Reibringbreiten realisierbar wäre. Damit ist Grundvariante A z. B. für Hinterachsenanwendungen oder die in Kap. 2.3.2 diskutierte Teilleistungsfähigkeit, insbesondere in kleineren Fahrzeugklassen, bereits überdimensioniert.

Grundvariante B

Das mittlere Leistungssegment soll daher eine weitere Grundvariante B abdecken, welche durch die Substitution der radial äußeren Faustbrücke durch die Schäfte der Faustführung entsteht (Abb. 7-9, li.). Dafür müssen die Faustschrauben durch Hohlschäfte geführt werden, welche dadurch leicht an Durchmesser gewinnen. Auch wird die Anzahl der Schrauben auf zwei reduziert, um die Überbestimmung der Faustführung nicht zu erweitern. Daraus resultieren folglich spannkraftreduzierte Bauformen als Einkolben- (Abb. 7-9, mi.) oder Zweikolben-Varianten (Abb. 7-9, re.). Anders als Grundvariante A ist die Sattelfaust dabei nicht zwangsläufig zeiteilig zu gestalten, sondern lässt nach geringen Modifikationen auch die Monoblock-Bauweise²⁷⁴ der Sattelfaust zu.

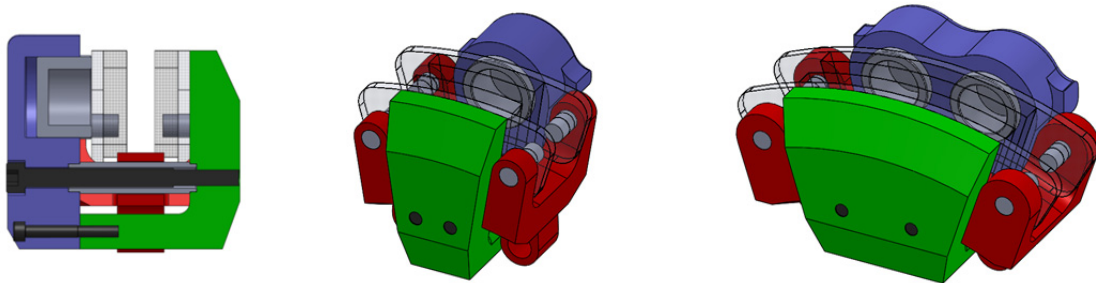


Abb. 7-9: Grundvariante B im Querschnitt (li.), als Einkolben- (mi.) und Zweikolben-Ausführung (re.)

Wegen des Entfalls des oberen Brückensegments entsteht jedoch ein deutlicher radialer Bauraumgewinn, weitgehend ohne negative Auswirkungen auf die Weitungssteifigkeit der Sattelfaust. Zudem rückt der Halter radial näher zum Innendurchmesser der Perimeter-Bremsscheibe, wodurch sich die effektive Länge der Halterarme reduziert. Der Halter wird dadurch steifer und gleichzeitig leichter. Um jedoch die Temperatureinwirkung auf die Faustführung in Grenzen zu halten, darf ein gewisser radialer Freigang zwischen Halter und Bremsscheibe nicht unterschritten werden. Grundvariante B stellt somit einen Kompromiss von reduzierten Leistungsgrenzen zu Gunsten von Bauraum- und Gewichtsreduzierung dar.

Grundvariante C

Im unteren Leistungsspektrum rundet Grundvariante C den Baukastenumfang ab. Ähnlich wie Grundvariante B wird bei dieser Bauform ein Brückensegment durch Faustführungselemente ersetzt – in diesem Fall jedoch das radial innere Brückenelement (Abb. 7-10, li.). Hinsichtlich des benötigten radialen Bauraums wird C damit die kompakteste Grundvariante. Für die Haltergestaltung ergibt sich zudem die Option, diesen mit dem Radträger in einem Bauteil zusammenzuführen²⁷⁵.

²⁷⁴ mit Vorteilen für Fertigung, Montage und Wartung

²⁷⁵ verbunden mit zwangsläufiger Bremsscheibendemontage bei Wartungsumfängen etc.

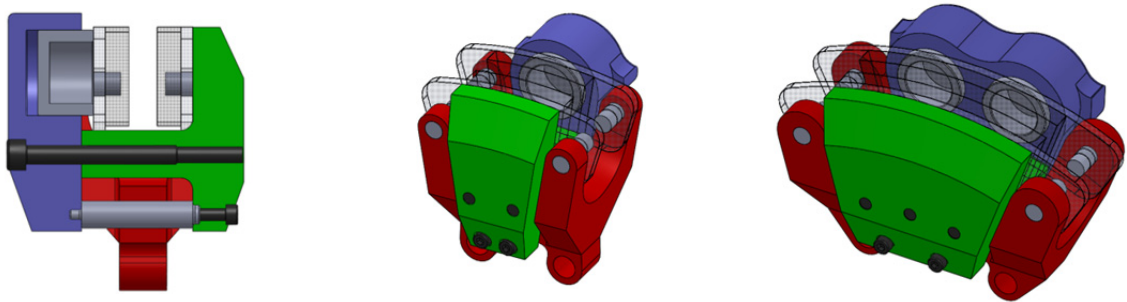


Abb. 7-10: Grundvariante C im Querschnitt (li.), als Einkolben- (mi.) und Zweikolben-Ausführung (re.)

Wegen der so insgesamt geringeren radialen Ausdehnung der Brücke, ist der positive Effekt des ursprünglichen Doppelbrücke-Konzepts hinsichtlich hoher Weitungssteifigkeiten jedoch nur noch eingeschränkt nutzbar. Dies senkt die zulässigen Spannkräfte, wodurch neben der zu bevorzugenden Einkolben-Sattelfaust (Abb. 7-10, mi.) darüber maximal Zweikolben-Ausführungen (Abb. 7-10, re.) zielführend erscheinen.

Damit sind die charakteristischen Eigenschaften der drei Grundvarianten der Doppelbrücke-Perimeterbremse zunächst allgemein beschrieben. Zur Darstellung des tatsächlich zulässigen Parameterspektrums der jeweiligen Grundvarianten des Baukastens dient Tab. 7-4. Hier sind die über konstruktive und simulative Parameterstudien gewonnenen Grenzen festgehalten.

	Grundvariante A	Grundvariante B	Grundvariante C
Kolbenanzahl i_K [-]	2 - 3	1 - 2	1 - 2
Kolbendurchmesser D_K [mm]	36 - 56	26 - 48	10 - 30
Reibringbreite b_{RR} [mm]	40 - 70	25 - 56	10 - 40
Reibringdicke δ_{RR} [mm]	10 - 30	7 - 20	5 - 15
Belagdicke d_B [mm]	10 - 15	7 - 12	5 - 10
tangentiale Belaglänge $l_{B,tan}$ [mm]	80 - 122 ($i_K=2$) 120 - 183 ($i_K=3$)	29 - 53 ($i_K=1$) 58 - 103 ($i_K=2$)	11 - 33 ($i_K=1$) 22 - 66 ($i_K=2$)
Faustbrückenlänge l_{SB} [mm]	45 - 65	35 - 55	25 - 45
maximale Belagfläche A_B [mm ²]	8.960 ($i_K=2$) 13.440 ($i_K=3$)	2.968 ($i_K=1$) 5.936 ($i_K=2$)	1.320 ($i_K=1$) 2.640 ($i_K=2$)
Brückenhöhe h_{SB} [mm]	20 - 30 (außen) 10 - 40 (innen)	10 - 30 (innen)	15 - 25 (außen)
Halterarmtiefe $d_{H,tan}$ [mm]	30 - 50	25 - 35	20 - 30

Tab. 7-4: Zulässiges Parameterspektrum der Grundvarianten des Baukastens der Doppelbrücke-Perimeterbremse

Die Konstruktionsparameter und damit die Grenzen der möglichen Einsatzfelder der Grundvarianten anhand der maximalen bzw. minimalen Leistungsbereiche sind dabei bewusst überlappend angelegt. Werden zusätzlich die maximal erreichbaren Betriebsspannkräfte und die konstruktiv realisierbare Bremsbelagfläche in die Überlegungen eingeschlossen, so lassen sich die konkreten Einsatzfelder der Grundvarianten auch anhand des zulässigen Fahrzeuggesamtgewichts und der Höchstgeschwindigkeit visualisieren (Abb. 7-11). Die Aussagen

beziehen sich hier auf jeweils vollleistungsfähige Vorder- und Hinterachsbremsen²⁷⁶. Für leistungsgeminderte Ausführungen, welche z. B. nur rekuperationsunterstützend wirken, verschieben sich die Anwendungsfelder entsprechend.

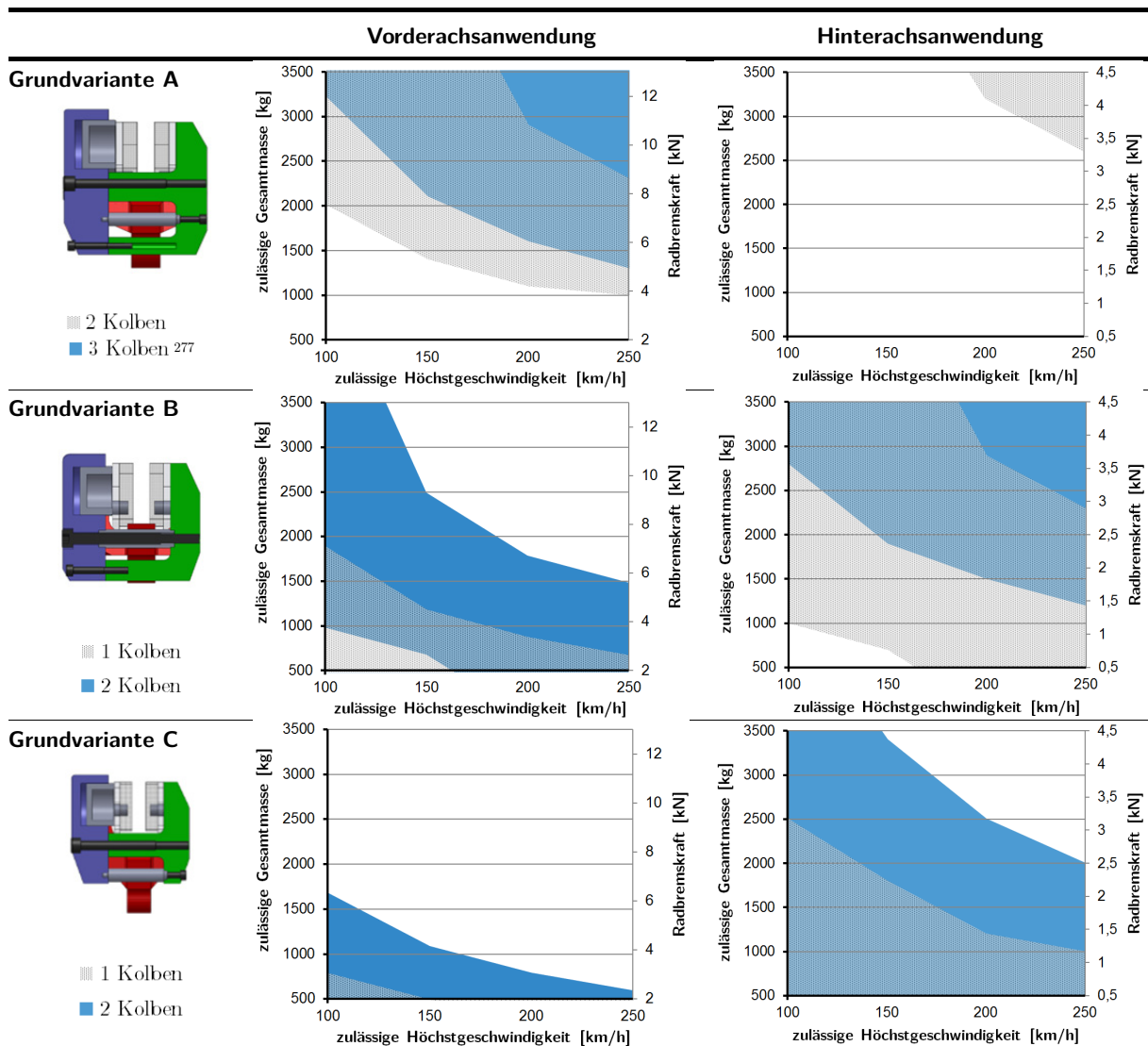
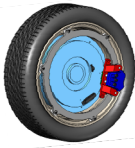
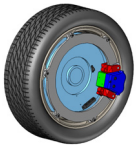
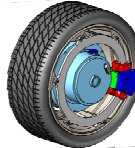
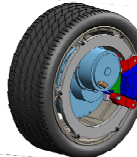
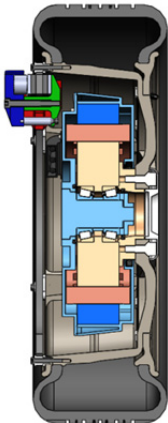
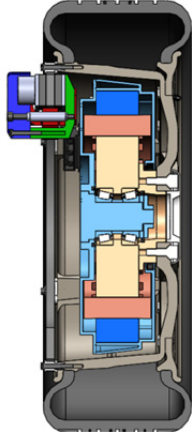
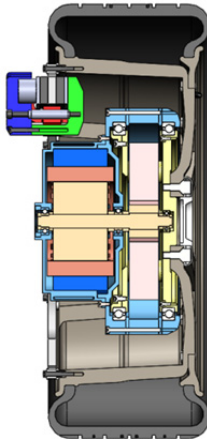
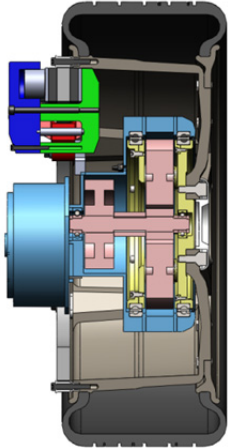


Abb. 7-11: Einsatzbereiche vollleistungsfähiger Ausführungen der Grundvarianten des Modulbaukastens

Für manche Basiskonfigurationen aktiver Corner-Module entstehen folglich auch mehrere Lösungsoptionen des Doppelbrücke-Perimetersattels, welche je nach Schwerpunktsetzung – in Bezug auf Leistungsfähigkeit, Bauraumbedarf und Anbindung - genutzt werden können. Dieser Auswahlprozess für eine konkrete Modullösung der Reibbremse einer Basis-konfiguration ist, neben der Bestimmung der Reibringgeometrien der Bremsscheibe, ebenfalls im teilautomatisierten Entwicklungsablauf implementiert. Somit können die in Kap. 7.2.1 diskutierten Ausführungen von Radnabenantrieben um vollständige Radbremsmodule ergänzt werden. In Tab. 7-5 ist dieser Schritt beispielhaft für einige Konfigurationen im parametrischen CAD-Modell dargestellt.

²⁷⁶ mit statischer Bremskraftverteilung $\phi_{VA/HA}$ 75/25 % und Bremskräften für Abbremsungen $z=1$

²⁷⁷ Überlappungsbereiche der Ausführungsvarianten als Mischfarbton

	Fahrzeug 1	Fahrzeug 2	Fahrzeug 3	Fahrzeug 4
Gesamtansicht				
Schnittdarstellung (Bremsattelmittelebene)				
Felge (vgl. Tab. 7.2)	17"	17"	18"	19"
Radnabenantrieb	Direktantrieb (vgl. Abb. 7-2)	Direktantrieb (vgl. Abb. 7-2)	koaxiale Getriebevariante (vgl. Abb. 7-4)	desachsierte Getriebevariante (vgl. Abb. 7-5)
Radbremsmodul	Variante C (2 Kolben)	Variante B (2 Kolben)	Variante B (2 Kolben)	Variante A (3 Kolben)

Tab. 7-5: Beispiele parametrischer Konstruktionen von Radnabenantrieben und Bremsmodulen

Bereits für die dargestellten Beispiele zeigen sich einige Grundtendenzen, welche auf das gesamte Anwendungsspektrum übertragbar sind. Durch die Felgenanbindung der Perimeterbremscheibe entstehen unabhängig von den Ausführungsformen der Radnabenantriebe maximale Freiheitsgrade für deren Auslegung und Gestaltung. Dies ist selbst dann noch der Fall, wenn die Radbremse vollleistungsfähig ausgeführt wird und damit im Vergleich zu teilleistungsfähigen Varianten mehr Bauraum in Anspruch nimmt. Aus Sicht der Reibbremse stellen dabei direktantreibende Radnabenantriebe die anspruchsvollsten Integrationsaufgaben dar, weil hier insbesondere der axial für den Bremsattel zur Verfügung stehende Bauraum stark begrenzt ist (Tab. 7-5, Fzg. 1 und 2). Unter diesem Aspekt sind die untersetzten Getriebevarianten für die Radbremsauslegung tendenziell günstiger (Tab. 7-5, Fzg. 3 und 4). Gerade für desachsiert angeordnete Getriebe entstehen Freiräume innerhalb der Radschüssel, welche selbst die Integration besonders leistungsstarker Ausführungen der Perimeterbremse ermöglicht (Tab. 7-5, Fzg. 4). Auch die Ventilationsbedingungen erscheinen in diesen Ausführungen günstiger, was sich in Grenzen über die radial freibleibenden Querschnitte zwischen Antriebsgehäuse und Felge abschätzen lässt.

Fazit

Mit dem adaptiven Modulbaukasten der Doppelbrücke-Perimeterbremse wird die konkrete Konfiguration des Verbunds Radnabenantrieb-Reibbremse bis ins Detail möglich. Die drei abgeleiteten Grundvarianten decken praktisch das gesamte potentielle Anwendungsspektrum für aktive Corner-Module ab.

7.3 Modellierung der Radaufhängungen

Nachdem mit der Möglichkeit der spezifischen Ableitung von Radnabenantrieb und Radbremse die Bauraumkonfiguration innerhalb und in unmittelbarer Nähe der Radschüssel in erster Iteration zur Verfügung steht, muss die angestrebte Basiskonfiguration des aktiven Corner-Moduls mit den Elementen der passiven Radaufhängung vervollständigt werden. Dieser Auslegungsschritt ist im Vergleich zu den beiden vorhergehenden zeitlich aufwendiger, da insbesondere an gelenkten Rädern die Bauräume für Gelenke und Lenker abhängig von Radeinschlag und Einfederungszustand sind (vgl. Kap. 4.2). Baumraumkonflikte sind dadurch nicht immer einfach ersichtlich und lassen sich zum Teil erst dann auflösen, wenn Radnabenantrieb oder Radbremse in Gestalt oder Position²⁷⁸ in weiteren Iterationen angepasst wurden.

Da es bei Betrachtung aller in Kap. 7.1 genannten Beispielfahrzeuge mit den zahlreichen Optionen von Radaufhängungen zu einer sonst unüberschaubaren Variantenvielfalt kommen würde, soll der Entwicklungsschritt der Kinematikentwicklung und -bewertung an dieser Stelle ausschließlich an Beispielfahrzeug 2 demonstriert werden. Dies hat den Vorteil, dass mit einer Kompaktklasseanwendung ohne Einschränkungen sowohl der Direktantrieb als auch beide Getriebevarianten genutzt werden können. Zudem eignet sich hierfür die in Kap. 6 untersuchte Doppelbrücke-Perimeterbremse, welche die auch experimentell abgesicherte Variante des Radbremsmoduls darstellt. Die Betrachtung fokussiert sich im Folgenden auf die Vorderachse bei Allradantrieb, welche aus Perspektive der Radaufhängung das anspruchsvollere Integrationsszenario darstellt.

Um auch mit Bezug auf die aufbauseitigen Bauraumbedingungen und Schnittstellen realistische Verhältnisse zu betrachten, sind diese in zwei Szenarien anhand einer Hüllkontur festgelegt (vgl. Anh. 7-1). Dabei soll ein Bauraumszenario die eingeschränkten Bedingungen bei Nutzung des Skateboard-Designs (vgl. Kap. 2.5.2) abbilden, sodass zwischen den Corner-Modulen beider Radseiten möglichst viel nutzbarer Freiraum²⁷⁹ verbleibt. Das andere Szenario lehnt sich stärker an die typischen Bauraumbedingungen konventioneller Vorderachsverbauten an und erlaubt höhere Auslegungsfreiheit für die Radaufhängung.

7.3.1 Radaufhängungen für den Radnaben-Direktantrieb

Das Beispiel des Radnaben-Direktantriebs für die Vorderachse der Beispielkonfiguration verdeutlicht die charakteristische Auslegungsbeschränkung hinsichtlich der radseitigen Anbindungspunkte. Insbesondere das untere Traggelenk kann wegen des bestehenden axialen Verbaus nicht weit genug an die Radmittelebene geführt werden, wodurch die wirksamen Störkrafthebelarme deutlich ansteigen (vgl. Kap. 2.4).

²⁷⁸ z. B. durch Änderung der tangentialen Position eines desachsierten Getriebes oder eines Bremssattels

²⁷⁹ z. B. für die Unterbringung von zusätzlichen Batterie-Modulen etc.

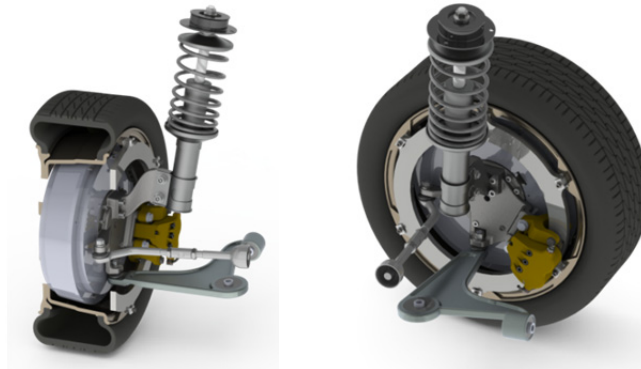


Abb. 7-12: Radführendes Federbein für Radnaben-Direktantrieb und felgenangebundene Perimeter-Bremsscheibe²⁸⁰

Bereits für ein kinematisch vergleichsweise einfaches radführendes Federbein dominiert diese Problematik die Auslegungsüberlegungen (Abb. 7-12). Die radiale Limitierung durch die Perimeterbremsscheibe beeinflusst zwar ebenfalls die untere Lenkerebene, lässt sich jedoch durch die Formgebung des Querlenkers ausgleichen. Insgesamt zeigt sich für das angepasste radführende Federbein mit Sichellenker ein aus dem Bewertungsskript gewonnener prozentualer Erfüllungsgrad der Radaufhängung von 81,1% (vgl. Anh. 7-2). Der Versuch dieses Ergebnis durch die Auflösung des unteren Querlenkers in zwei Einzellenker und somit die Realisierung einer virtuellen Lenkachse zu verbessern, gelingt mit Hinblick auf die zugrundeliegenden Bewertungskriterien nicht (Abb. 7-13). Der Blick auf die deutliche Reduzierung der wirksamen Hebelarm-längen für Längs- und Seitenkräfte offenbart jedoch die deutlichen Vorteile dieser Maßnahme (vgl. Anh. 7-3).

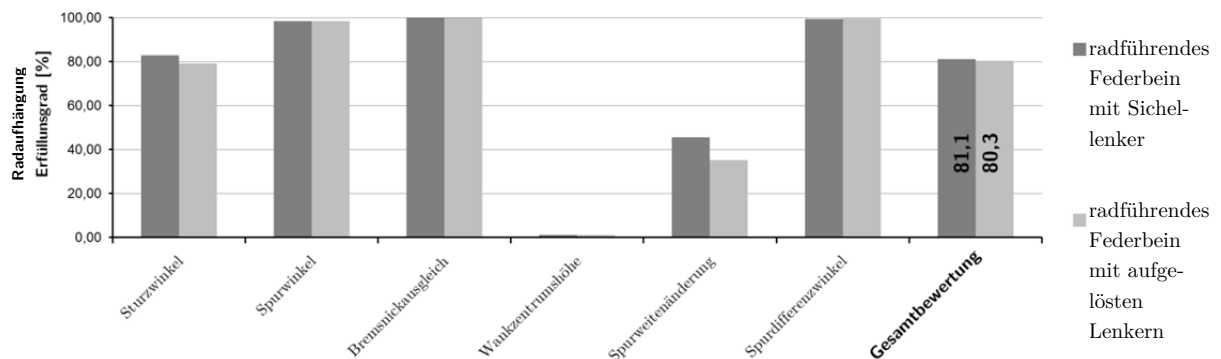


Abb. 7-13: Bewertung der Kinematik von Varianten radführender Federbeine für den Direktantrieb

Insgesamt bessere Bewertungsergebnisse für die Integration des Direktantriebs liefern erwartungsgemäß die technisch aufwendigeren Bauformen der Mehrlenkerradaufhängungen (vgl. Anh. 7-4 und 7-5). Die höhere kinematische Auslegungsfreiheit durch die Auflösung beider Lenkerebenen lässt sich effektiv für beide Bauraumszenarien nutzen (Abb. 7-14). Dabei können im Fall des größeren aufbauseitigen Bauraums die unteren Querlenker länger ausgestaltet werden, wodurch gegenüber dem kleineren Bauraumszenario Vorteile mit Blick auf Wankzentrumshöhe und Spurweitenänderung entstehen. Mit prozentualen Erfüllungsgraden der Radaufhängung von 91,2% bzw. 97,1%, stellen die Mehrlenker-Varianten auch die insgesamt günstigsten Lösungen für die betrachtete Integrationsaufgabe dar.

²⁸⁰ Ansicht: rechtes Vorderrad im Querschnitt (li.) und der in Gesamtansicht von innen (re.)

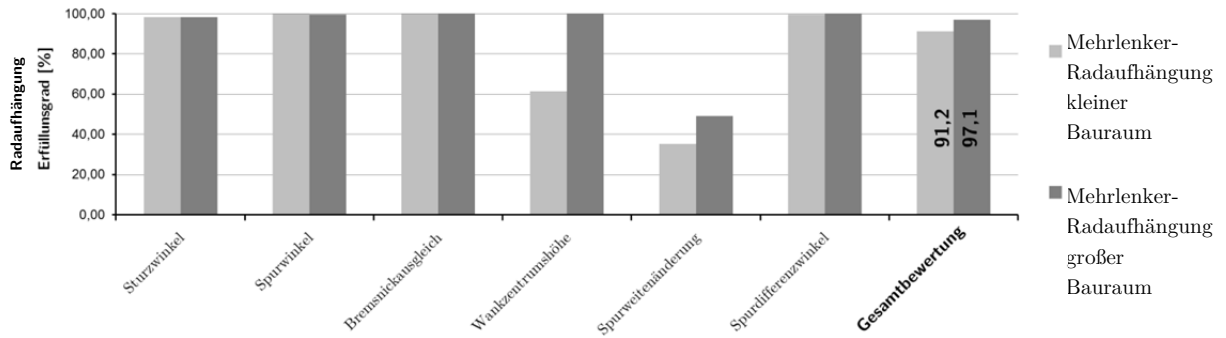


Abb. 7-14: Bewertung der Kinematik von Varianten der Mehrlenker-Radaufhängung für den Direktantrieb

Ein anderes Bild zeigt sich bei Betrachtung der linearen Radaufhängung, welche häufiger im Zusammenhang mit Radnabenantrieben diskutiert werden. Die einfachste Realisierung einer solchen Radaufhängung stellt ein radintegriertes oder radnahe Führungselement dar, welches sowohl die Schwenk- als auch die Hubachse definiert. In der betrachteten Ausführung ist diese Führungsachse nicht gekrümmt, jedoch um einen Nachlauf- und Spreizungswinkel gegenüber dem Rad angestellt. Trotz Optimierungsversuchen liefert diese Konfiguration lediglich ein Bewertungsergebnis von 6,4% (vgl. Anh. 7-6) und kann damit als passive Radaufhängung später kaum den Ansprüchen an das Fahrverhalten genügen (Abb. 7-15).

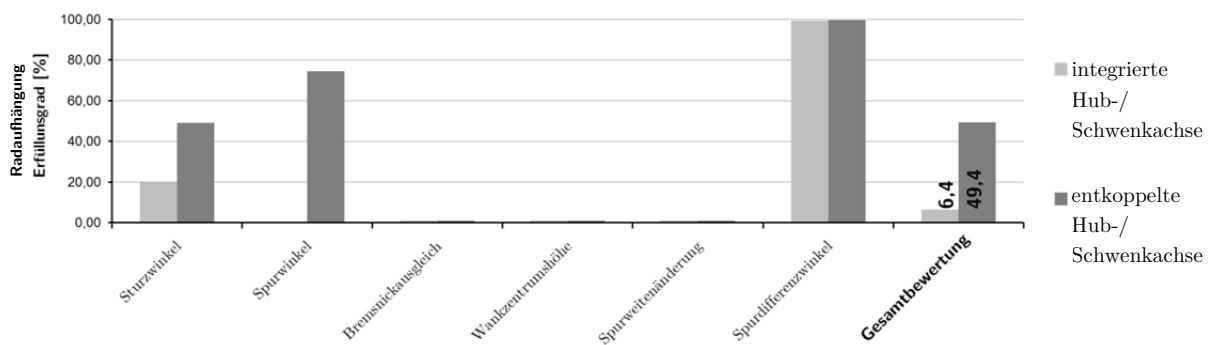


Abb. 7-15: Bewertung der Kinematik von Varianten der linearen Radaufhängung für den Direktantrieb

Durch konstruktive Weiterentwicklung des Grundkonzepts besitzt jedoch auch die lineare Radaufhängung Optimierungspotential. Dies ist zum Beispiel durch eine mehrteilige Ausführung des Radträgers möglich. Mit dieser Maßnahme lässt sich nun die Hub- von der Schwenkachse entkoppeln (Abb. 7-16), wodurch sich insbesondere das Sturz- und Spurverhalten deutlich verbessert (vgl. Anh. 7-7).

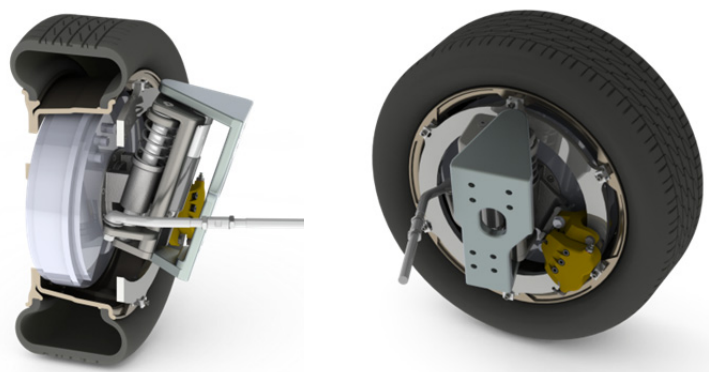


Abb. 7-16: Lineare Radaufhängung mit geteiltem Radträger für Radnaben-Direktantrieb

Trotzdem kann die lineare Radaufhängung hinsichtlich der passiven Kinematik kaum mit konventioneller Einzelradaufhängung konkurrieren. Dieser Defizite lassen sich selbst durch überlagerte Eingriffe aktiver Fahrwerkstellglieder²⁸¹ nur in Grenzen kompensieren. Von Vorteil bleibt jedoch der kompakte Gesamtaufbau, welcher zumindest für das Skateboard-Design Potential besitzt (Abb. 7-17).

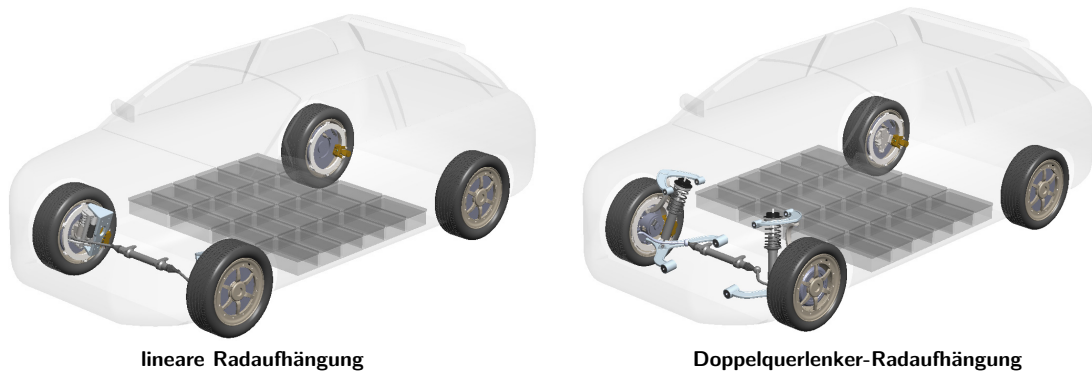


Abb. 7-17: Vergleich der Bauraumverhältnisse von Vorderachsmotoren für die Skateboard-Bauweise

7.3.2 Radaufhängungen für untersetzte Radnabenantrieben

Im Vergleich zu Radnaben-Direktantrieben stellen sich die Bauraumverhältnisse und folglich die Integrationsbedingungen für die Radaufhängung an den beiden untersetzten Getriebevarianten tendenziell günstiger dar. Dies gilt zumindest dann, wenn es gelingt, die axiale Bautiefe des Planetengetriebes gering zu halten. In diesen Fällen rückt das unten liegende Tragelenk tiefer in die Radschüssel und die Lenkachse lässt sich günstiger anordnen.



Abb. 7-18: Mehrlenker-Radaufhängung für Radnabenantrieb mit desachsiertem Getriebe

In konkreten Bewertungsergebnissen der Radaufhängungen zeichnet sich dieser Trend bereits für Varianten des radführenden Federbeins ab. Selbst ohne die Auflösung der unteren Lenkerebene können mit prozentualen Erfüllungsgraden von 84,2% für das kleine Bauraumszenario, (vgl. Anh. 7-8) bzw. 96,8% für das größere Bauraumszenario (vgl. Anh. 7-9) deutlich bessere Ergebnisse im Vergleich zur entsprechenden Direktantriebsvariante erreicht werden.

²⁸¹ z. B. mit aktiven Einzelradlenksystemen

Auch mit einer Mehrlenker-Radaufhängung sind selbst bei Beschränkung auf das kleinere Bauraumszenario mit einem Erfüllungsgrad der Radaufhängung von 92% (vgl. Anh. 7-13) gute Ergebnisse für die Getriebevarianten möglich (Abb. 7-18).



Abb. 7-19: Doppelquerlenker-Radaufhängung für Radnabenantrieb mit coaxialem Getriebe

Eine weitere Steigerung der Erfüllungsgrade lässt sich darüber hinaus mit der Verwendung von Doppelquerlenker-Radaufhängungen realisieren. Gerade die Ausführung als SLA-Radträger, also mit über dem Rad angeordneten Führungsgelenken, ist unter den gegebenen Bedingungen meist sinnvoll (Abb. 7-19). Letztlich sind sowohl für das kleinere Bauraumszenario (vgl. Anh. 7-10) als auch das größere Bauraumszenario (vgl. Anh. 7-11) sehr gute Erfüllungsgrade darstellbar (Abb. 7-20). Dabei können sogar Bauraumreserven entstehen, welche wiederum durch die Perimeterbremse genutzt werden können. Möglich ist z. B. eine axial tiefer in die Felge gerückte Bremsscheibenanbindung und somit eine noch kompaktere Innenkontur des Radverbau. Grenzen kennt dies aber mit Blick auf die Spurstangenausführung, welche dann gegebenenfalls gekröpft werden muss.

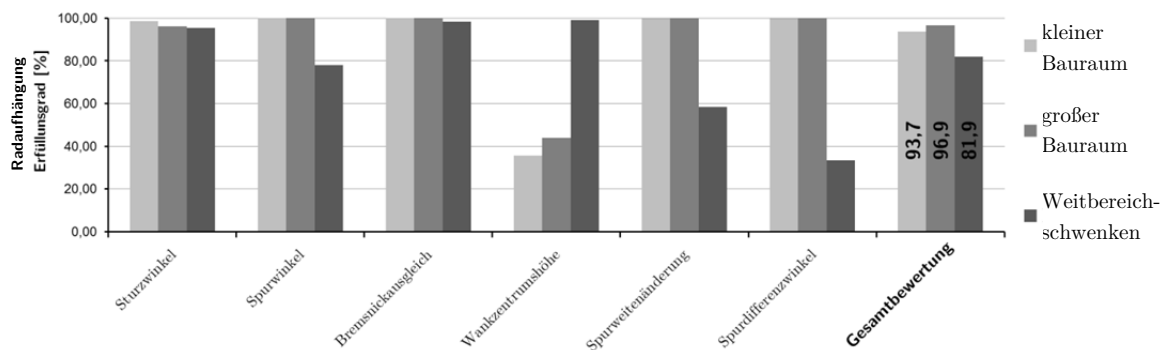


Abb. 7-20: Bewertung der Kinematik von Varianten der Doppelquerlenker-RA für untersetzte Radnabenantriebe

Die Doppelquerlenker-Radaufhängung stellt jedoch nicht nur in den vergleichsweise konventionellen Ausführungen günstige Konfigurationen für Radnabenantriebe dar. So zeigt sich selbst eine Eignung für das Konzept des Weitbereichschwenkens, also die Möglichkeit von sehr großen Radlenkeinschlägen, bis hin zur vollständigen Querstellung des Rades gegenüber dem Aufbau. Am Beispiel des Radnabenantriebs mit coaxial angeordneter Getriebestufe im größeren Bauraumszenario, wird dies durch einen längsversetzten, ausgeformten unteren Querlenker und das Versetzten des Bremssattels vor die Achse möglich (7-21, li.). Damit sind zumindest einseitig Lenkwinkel von maximal 95° möglich, sodass auch Manöver wie das Quereinparken durchführbar sind. In der kinematischen Bewertung dieses Konzepts sind trotz der erheblichen Eingriffe in die Grundgeometrien vergleichsweise gute

Ergebnisse erreichbar (Abb. 20, vgl. Anh. 7-12). Hierbei ist der Hinweis notwendig, dass sich die Bewertung auf den Lenkwinkelbereich von $\pm 45^\circ$ stützt. Über diesen Bereich hinaus sind hinsichtlich der Radstellungsgrößen jedoch weitreichende Kompromisse möglich, da entsprechende Fahrmanöver, weder mit höheren Geschwindigkeiten noch besonders häufig zu erwarten sind.

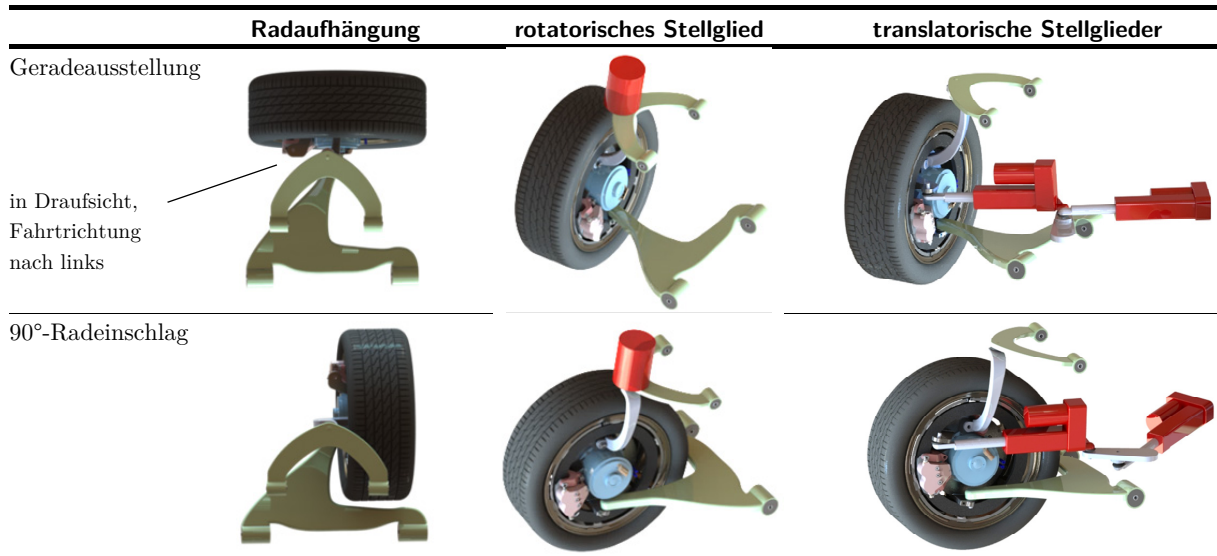


Abb. 7-21: Optionen für das Weitbereichschwenken auf Basis der Doppelquerlenker-Radaufhängung

Hinsichtlich der Aufprägung der entsprechenden Lenkwinkel am Rad stoßen konventionelle Lenkgetriebe bzw. Lenkgestängekinematiken an ihre Grenzen. Hierfür sind vielmehr radindividuelle, aktive Stellglieder notwendig, welche auch im Maximaleinschlag auftretende Radkräfte sicher aufnehmen können. Möglich ist dies entweder durch einen rotatorischen Aktuator über dem Führungsgelenk (Abb. 7-21, mi.) oder durch die Kopplung mehrerer Lineartriebe (Abb. 7-21, re.). Die letztgenannte Variante ist dabei hinsichtlich des benötigten Bauraums zwar kritischer zu betrachten, durch die Kombination könnte aber ein hochdynamischer Lineartrieb den normalen Betriebslenkwinkelbereich abdecken und der Zweite mit reduzierter Dynamik allein für den Weitwinkelbereich genutzt werden. Ein weiterer, bei der Realisierung des Weitbereichschwenkens zu klärender Aspekt, ist die elektrische Anbindung, also die Verkabelung der Radnabenmaschine, welche ebenfalls entsprechende Relativbewegungen ertragen muss. Angesichts des zu erwartenden realen Nutzwerts der hohen Manövrierbarkeit, erscheinen die technischen Aufwendungen hierfür bereits sehr umfangreich.

Fazit:

Durch die Anpassung der MKS-Modelle verschiedener Radaufhängungstypen an die spezifischen Vorgaben der Beispielanwendung, konnten verschiedenartige, verwertbare Lösungen abgeleitet werden. Der automatische Bewertungsablauf auf Basis der Mehrkörpersimulation generiert dafür innerhalb kurzer Zeit belastbare Aussagen zu deren Güte im Sinne kinematischer Eigenschaften und bildet damit zugleich die Basis der weiteren Entwicklung. Folgende Optimierungszyklen können darüber hinaus, z. B. durch Einbeziehung der elastokinematischen Auslegung, weitere Steigerungen in den Gütewerten erreichen.

7.4 Schlussfolgerung aus der Gesamtsystembewertung und Optimierungsansätze

Nachdem mit den Elementen der passiven Radaufhängung die Basiskonfiguration der aktiven Corner-Module vervollständigt wurde, besteht abschließend die Möglichkeit der Analyse der Varianten unter den Gesichtspunkten der Gesamtfahrzeugsimulation. Letztlich offenbaren sich erst in diesem Umfang die Eigenschaften, welche aus den Wechselwirkungen aller Subsysteme in realistischen Belastungsszenarien entstehen. Für diesen Zweck wurde in Kap. 4.3 ein globaler Simulations- und Bewertungsansatz vorgestellt, der die einzelnen Subsystemmodelle mit einem Fahrzeugmodell und den benötigten Regelungsstrategien verbindet. Anhand der implementierten Versuchsabläufe und den resultierenden Bewertungsgrößen, sollen im Folgenden einige der bereits betrachteten Systemkonfigurationen genauer untersucht und gegebenenfalls um aktive Fahrwerksysteme erweitert werden.

Als Anwendungsszenario wird weiter das bereits in Kap. 7.3 angenommene Kompaktklassefahrzeug betrachtet. Dafür werden auch die in diesem Umfang abgeleiteten Radaufhängungskinematiken genutzt und das Gesamtfahrzeugmodell um die jeweiligen .skc-Dateien ergänzt. Die Darstellung der Radnabenantriebe wird mittels der hinterlegten Drehzahl-Drehmomenten-Kennlinie realisiert, welche aus der Skalierungsbetrachtung in Kap. 7.2 folgen. Der jeweilige Energie- bzw. Leistungsbedarf resultiert aus der gefahrenen Raddrehzahl, dem abgerufenen Motormoment, einer hinterlegten Wirkungsgradtabelle und dem Betriebsmodus. Hinsichtlich der Radbremsmodule wird zunächst von vollleistungsfähigen Ausführungen ausgegangen, welche jedoch über entsprechende Parameter auch auf teilleistungsfähige oder rekuperationsunterstützende Umfänge skalierbar sind. Auf dieser Basis sollen im Folgenden einige vergleichende Analysen beispielhaft vorgestellt werden, welche wesentliche Aussagen zur Systemkonfiguration und Grundabstimmung ermöglichen.

7.4.1 Vergleich verschiedener Antriebskonfigurationen

Der elektrische Radnabenantrieb ermöglicht als verteilte Antriebsstrangarchitektur grundsätzlich drei Szenarien der konkreten Antriebskonfiguration – den Vorderrad-, Hinterrad- und Allradantrieb. Die Wahl für ein konkretes Anwendungsbeispiel hängt von einer Reihe von Kriterien, wie der geforderten Leistungsfähigkeit, der baulichen Integrierbarkeit und den darzustellenden fahrdynamischen Eigenschaften, ab. Daneben geht es bereits ab der ersten Konzeptphase auch um eine energetische Bewertung. Dies betrifft im Wesentlichen das Verhältnis zwischen den abzubildenden Fahrleistungsgrenzen im Antreiben und den rückführbaren Rekuperationsleistungen während des Bremsens. Weitergehende Aussagen darüber sind erst mit realitätsnahen Fahrmanövern in der Gesamtfahrzeugsimulation abzuschätzen.

Hinsichtlich der Radaufhängungen wird auf radführende Federbeine für Vorder- und Hinterachse zurückgegriffen (vgl. Anh. 7-2 und 7-14). Auf die zusätzliche Überlagerung mit aktiven Fahrwerksystemen wird zunächst verzichtet, um die energetische Bewertung auf die Radnabenantriebe zu fokussieren. Als Ausführung der Radnabenantriebe werden Direktantriebe gewählt.

In Abb. 7-22 ist der Vergleich der Antriebskonfiguration anhand der prozentualen Erfüllungsgrade der Gesamtfahrzeugbewertung in den Teildisziplinen Fahrdynamik, Energieeffizienz und Mehrwertfunktionen aufgetragen. Die zu Grunde liegenden Bewertungsblätter der einzelnen Konfigurationen sind in Anhang 7-15, 7-16 und 7-17. hinterlegt, in denen die einzelnen Bewertungsgrößen detailliert aufgeführt sind.



Abb. 7-22: Gesamtfahrzeugbewertung verschiedener Antriebskonfigurationen des Beispielfahrzeugs

Hinsichtlich der bewerteten fahrdynamischen Eigenschaften stellen sich der Vorderachs- und Allradantrieb auf ungefähr gleichem Niveau günstiger heraus als der alleinige Hinterradantrieb. Dies ist insbesondere auf die Bewertung der querdynamischen Manöver zurückzuführen. Die alleinige längsdynamische Bewertung zeigt an dieser Stelle keine Differenzen, da die darzustellenden Maximalbeschleunigungen ein Auslegungskriterium für die jeweiligen Radnabenantriebe waren. Für die beiden Radnabenantriebe von Vorder- und Hinterradantrieb wurden dafür entsprechend größere Radnabenmaschinen benötigt als für die Allradvariante.

In der Kategorie Energieeffizienz bestimmt allein das Rekuperationspotential die Bewertung. Im Vergleich zum Hinterradsantrieb fällt dieses im Fahrzyklus wegen der maximal übertragbaren Bremskraftanteile grundsätzlich für den Vorderachs Antrieb höher aus. Optimal lässt es sich jedoch für den Allradantrieb nutzen, da in diesem Fall ohne Beeinträchtigung der Fahrstabilität an allen Rädern anteilig Bremsenergie zurückgewonnen werden kann.

Das annähernd gleiche Niveau in der Bewertung der Mehrwertfunktionen muss mit dem verwendeten Ansatz der Antriebsmomentenverteilung an den angetriebenen Rädern erklärt werden. Eine hohe giermomentverstärkende Momentendifferenz zwischen den Rädern einer Achse wurde bislang nicht im Regler implementiert, wodurch sich gerade für den Allradantrieb im Spurbereich Durchmesser noch Reserven erschließen lassen.

Aus der Gesamtfahrzeugbewertung erscheint für das betrachtete Anwendungsbeispiel der Allradantrieb in Summe die günstigste Antriebskonfiguration zu sein. Diese Aussage deckt sich mit den Aussagen aus Kap. 7.3.1, wonach auch aus Sicht des Bauraumkonzepts diese Lösung Vorzüge besitzt.

Mit Blick auf die Anpassung einer elektrischen Maschine auf die geforderten Fahrleistungen als Radnabenantrieb, wurde bereits in Kap. 4.1 die Option untersetzender Getriebestufen diskutiert. Darin liegt die Möglichkeit leistungsstarke Antriebe bei vergleichsweise kleinen Maschinenabmaßen integrieren zu können. Der für die Beispielausführungen zugrundeliegende

Radialfluss-Innenläufer wurde in drei Ausführungen sowohl als Direktantrieb, als koaxial oder desachsiert untersetzte Getriebevariante vorgestellt. Die sich bislang allein auf die Längsdynamik stützende Auslegung und die Bauraumanalyse des resultierenden Radverbaus, können nun für den Konzeptvergleich durch eine Analyse in der Gesamtfahrzeugsimulation ergänzt werden.

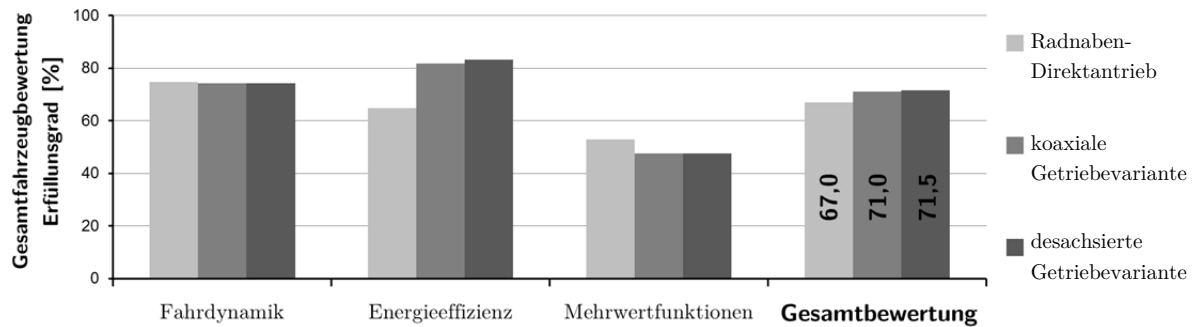


Abb. 7-23: Gesamtfahrzeugbewertung verschiedener Ausführungen von Radnabenantrieben des Beispielfahrzeugs

Das in Abb. 7-23 zusammengefasste Bewertungsergebnis nutzt wieder die Fahrzeugkonfiguration des Kompaktwagens mit Allrad-Antriebsstrangarchitektur und radführenden Federbeinen an Vorder- und Hinterachse. Der Unterschied liegt hier primär in den Ausführungen der Radnabenantriebe, welche für die drei Bauformen jeweils so skaliert sind, dass gleiche Radleistungen- und momente darstellbar sind. Die der Zusammenfassung zu Grunde liegenden vollständigen Bewertungsergebnisse, sind für den Direktantrieb in Anh. 7-17, für den koaxial untersetzten Antrieb in Anh. 7-18 und den desachsiert untersetzten Antrieb in Anh. 7-19 hinterlegt.

Der wesentlichste Unterschied der drei Varianten fällt in der Bewertung der Energieeffizienz auf. Hier zeigen sich die erwarteten Vorteile der untersetzten Getriebevarianten, auch in realen Fahrmanövern, wie an dieser Stelle dem Ilmenau-Zyklus.

7.4.2 Virtuelle Überlagerung aktiver Fahrwerksysteme

Die bislang vorgestellten Beispiele umfassten je nur die Betrachtung der Basiskonfiguration der aktiven Corner-Module, also die Radnabenantriebe, die Reibbremsen und die Abbildung der passiven Radaufhängung. Zur Koordinierung der radindividuellen Antriebs- oder Bremsmomente kam dafür ein Regler mit konstanter Stellgrößenverteilung zum Einsatz (vgl. Kap. 4.3.2), welcher in Bezug auf Simulationsgeschwindigkeit und Robustheit Vorteile gegenüber komplexeren Regleransätzen besitzt.

Insbesondere für Basiskonfigurationen mit Defiziten in der Bewertung der Radaufhängungskinematik oder zur funktionalen Erweiterung, besteht darüber hinaus die Option, in der Gesamtfahrzeugsimulation zusätzlich das Potential der Überlagerung von Stelleingriffen aktiver Fahrwerksysteme zu untersuchen (vgl. Kap. 4.2.2). Zur exemplarischen Darstellung der Potentiale dieser Optionen eignet sich unter den bereits vorgestellten Beispielfiguren insbesondere die lineare Radaufhängung (vgl. Kap. 7.3.1). Wegen

konzeptbedingten Einschränkungen der Radhubkinematik, erscheint die Überlagerung von aktiven Stelleingriffen auf die Spur- und Sturzstellung der einzelnen Räder sinnvoll.

Eine Abschätzung der tatsächlichen funktionalen Vorteile und erste energetische Bewertungen des so entstehenden vollaktiven Corner-Moduls, ermöglicht auch hier der Bewertungsablauf. In Abb. 7-24 ist die Gesamtfahrzeugbewertung der in Kap. 7.3.1 vorgestellten linearen Radaufhängung mit entkoppelter Hub- und Schwenkachse sowohl ohne, als auch mit Überlagerung durch aktive Einzelradlenkung und aktive Sturzanpassung dargestellt.



Abb. 7-24: Gesamtfahrzeugbewertung von linearen Radaufhängungen ohne und mit aktiven Fahrwerksystemen

Die diesem Vergleich zu Grunde liegenden detaillierten Einzelbewertungen sind in den Anhängen 7-20 und 7-21 aufgeführt. Der prozentuale Erfüllungsgrad der Gesamtfahrzeugbewertung zeigt in den Disziplinen Fahrdynamik und Mehrwertfunktionen dabei deutlich das Potential der überlagerten Stelleingriffe zusätzlicher aktiver Fahrwerksysteme. Damit gelingt in begrenztem Umfang eine Kompensation des durch die passive Radaufhängung bestimmten funktional ungünstigen Verhaltens. Die hier erzielbaren positiven Effekte steigern jedoch die notwendigen Subsystemumfänge und schlagen sich letztlich in der Energiebilanz wieder. Dies wird in der Bewertung des Kriteriums Energieeffizienz der beiden Systemumfänge deutlich. Wegen der zusätzlichen Leistungsaufnahme der einzelnen Stellantriebe fällt die vollaktive Variante diesbezüglich schlechter aus (Abb. 7-24). Auch die aktive Korrektur der Radstellungsgrößen zur Senkung der Fahrwiderstandsanteile²⁸² kann dies nicht ausgleichen.

Die in diesem Beispiel gezeigte Erweiterung der Subsystemumfänge erhöht daneben auch den Koordinations- und Regelungsaufwand des Gesamtsystems. Anders als die Gesamtfahrzeugregelung mit konstanter Stellgrößenverteilung, welche für die grundlegende Bewertung reiner Basiskonfigurationen meist ausreichend ist, erschließt erst die optimierte Stellgrößenverteilung die Potentiale erweiterte Subsystemumfänge (vgl. Kap. 4.3.2). Dabei werden die jeweils effektivsten Subsysteme bevorzugt genutzt, wodurch die Überaktuierung des Gesamtsystems reduziert werden kann. Die diesbezügliche Wahlmöglichkeit im Bewertungsablauf stellt sich somit als sinnvoll heraus.

²⁸² hier im Wesentlichen der Schräglaufwiderstand durch optimierte Spur- und Sturzstellung

Fazit:

Als Instrument der Subsystemkonfiguration und -analyse von aktiven Corner-Modulen, bildet der auf der Gesamtfahrzeugsimulation beruhende Bewertungsablauf das abschließende Element innerhalb der ersten Auslegungsiterationen. Verschiedenartige Systemumfänge, Ausführungen oder abgeleitete Varianten können damit innerhalb kurzer Zeit, auch mit bereits gesteigertem Detaillierungsgrad, verglichen werden. Darüber hinaus stehen dem Nutzer wesentliche Informationen für die weitere Systemausgestaltung und -optimierung zur Verfügung. Die Erweiterbarkeit der betrachteten Subsystemumfänge, Reglerstrategien oder Bewertungsschwerpunkte ist durch den modularen Aufbau der Simulationsmodelle zukünftig gewährleistet.

8 Zusammenfassung

Die Fahrwerkintegration elektrischer Radnabenantriebe bis hin zu aktiven Corner-Modulen stellt eine umfassende und domänenübergreifende Entwicklungsaufgabe dar, welche möglichst früh im Entwurfsprozess einen Austausch belastbarer Funktions- und Bauraumparameter aller Subsysteme erfordert. Grundlegendes Ziel der vorliegenden Arbeit war es daher, einen methodisch abgeleiteten Ablauf zur Konzeptionierung, Auslegung und Bewertung von aktiven Corner-Modulen zu schaffen, welcher die gegenseitigen Abhängigkeiten und Wechselwirkungen zwischen Radnabenantrieb, Reibbremse und Radaufhängung einbezieht. Insbesondere die gegenseitige Anpassung von Radnabenantrieb und Reibbremse innerhalb der Radschüssel standen im Vordergrund dieser Arbeit.

Nach Analyse von Kraftfluss und thermischen Leitungsvorgängen wurde die parallele Anordnung von Radnabenantrieb und Reibbremse als besonders günstig herausgestellt, wodurch trotz räumlicher Nähe eine gewisse bauliche Entkopplung der Teilsysteme und eine eindeutige Definition deren Schnittstellen gelingen. Insbesondere die Bauform der Perimeterbremse eignet sich in diesem Kontext für gleichzeitig kompakte, aber auch leistungsfähige Reibbremslösungen, ohne dabei die Auslegungsfreiheit des Radnabenantriebs zu stark einzuschränken. Ein modularer Baukasten einer Perimeterbremse mit Felgenanbindung der Bremscheibe kann somit als Voraussetzung angesehen werden, mit der selbst verschiedenste Bauformen von Radnabenantrieben – als Direktantriebe oder Getriebevarianten – implementiert werden können, ohne das Integrationskonzept neu aufstellen zu müssen.

Den Nachweis dieses Ansatzes führt die Arbeit durch die Schaffung eines automatisierten Entwurfsablaufs für Basiskonfigurationen aktiver Corner-Module. Auf Basis geforderter Fahrleistungsgrenzen können so die Erstauslegungsiterationen von Radnabenmaschine, optionalen Getriebestufen, Radlagerung und Reibbremse in verhältnismäßig kurzer Zeit abgeleitet und mit Hilfe parametrischer Konstruktionen visualisiert werden. Entwicklern steht damit ein Expertensystem zur Verfügung, welches Aussagen zur baulichen Realisierbarkeit von Systemkonfigurationen gibt, etwaige Auslegungskonflikte identifiziert und eine bessere Abstimmung der Subsysteme erlaubt.

Weitergehende Aussagen zu fahrdynamischen Eigenschaften werden mittels eines zweistufigen Bewertungsansatzes ermöglicht, welcher ebenfalls in den Entwurfsablauf implementiert worden ist. Neben den Funktions- und Bauraummodellen wurden dazu verschiedene Simulationsumgebungen miteinander verknüpft. Im ersten Schritt können so die Auswirkungen auf die Kinematik von Radaufhängungen untersucht werden, welche durch die verstärkte Verbauung innerhalb des Rades entstehen und angepasste Lösungen gefunden werden. Die zweite Instanz bildet die Gesamtfahrzeugsimulation welche neben der Basiskonfiguration auch bereits die Wirkung aktiver Fahrwerksysteme in die Gesamtfahrzeugsbewertung einschließt. Zusätzlich zu den einzelnen Subsystemmodellen waren dazu auch vereinfachte Ansätze zur Subsystemkoordination und Gesamtfahrzeugregelung erforderlich. Der Bewertungsansatz stützt sich dabei nicht allein auf verschiedene Kriterien zur funktionalen Interaktion und Leistungsfähigkeit, sondern schließt auch Aussagen zur Energieeffizienz des Gesamtsystems ein. Anders als bei anderen Ansätzen wird so nicht nur

eine Systemkonfiguration untersucht, sondern ein breit angelegtes Variantenspektrum bei der Lösungssuche eingeschossen.

Einen besonderen Schwerpunkt der Arbeit bildete die Konzeptentwicklung, Ausführung und intensive Analyse eines neuartigen Radbremsmoduls, speziell für aktive Corner-Module. In der Arbeit wurde klar festgestellt, dass trotz der Rekuperationsfunktion von Radnabenmaschinen ein vollständiger Reibbremsentfall in der Mehrzahl der Anwendungsfälle gerade für Vorderachsvarianten aktiver Corner-Module nicht zielführend und meist gar nicht möglich ist. Damit verbleibt die Reibbremse weiterhin als fester Bestandteil von Fahrwerken, gerade auch bei Fahrzeugen mit hochintegrierten elektrischen Antriebssystemen. Trotzdem ändern sich neben den baulichen Bedingungen funktionale Anforderungen an die Reibbremse und Auslegungsschwerpunkte verschieben sich.

Diesen Anforderungen wird das Konzept, der im Rahmen dieser Arbeit entwickelten Doppelbrücke-Perimeterbremse, in vielerlei Hinsicht gerecht. Ihre charakteristischen Komponenten und Funktionen werden im Verlauf der Arbeit detailliert hergeleitet und mit technisch hoher Reife in einem vollfunktionsfähigen Prototyp dargestellt. Für die Untersuchung und Optimierung strukturdynamischer Aspekte wurde auf die FE-/MK-Simulation zurückgegriffen. Dem praktischen Funktionsnachweis und der Validierung der Simulationsmodelle dienten umfangreiche experimentelle Untersuchungen, insbesondere auf einem Schwungmassenbremsenprüfstand. Dabei stellte sich der Aufbau der Bremse trotz erheblichen Leichtbaus auch bei maximalen Betriebsanforderungen als sehr günstig heraus. Direkte und indirekte Funktionskriterien der Doppelbrücke-Perimeterbremse halten nicht nur dem Vergleich mit konventionellen Radbremsen in Schwimmsattelbauweise stand, sondern können diese teilweise sogar übertreffen.

In diesem Zusammenhang war insbesondere das zu den Fahrwiderständen zu zählende Restbremsmoment des Radbremsmoduls Untersuchungsschwerpunkt der Arbeit. Bei hydraulisch aktuierten Radbremsen liegt dieser Effekt im Spannungsfeld mit Ansprechverhalten und Betätigungshaptik, und ist somit starken Auslegungsrestriktionen unterworfen. Auf Grund der besonderen Ausführung der Führungselemente der Doppelbrücke-Sattelfaust und der Einbringung elastisch verformender Elastomerelemente, konnte das Restbremsmoment des Radbremsmoduls auf ein absolutes Minimum gesenkt werden. Neben der Optimierung von Bauraum, Gewicht und Funktionseigenschaften während der Bremsung, kann die Doppelbrücke-Perimeterbremse somit einen deutlichen Beitrag zu Energieeffizienz und Verschleißreduzierung erbringen.

Im Rahmen der Arbeit gelang es zudem, die erlangten Erkenntnisse zum Funktionsverhalten innenumgriffener Teilbelagscheibenbremsen auf einen breit aufgestellten Baukasten der Doppelbrücke-Perimeterbremse und abgeleiteter Varianten zu überragen. Damit ist ein entscheidender Beitrag zur tatsächlich anwendbaren Modularisierung von Reibbremsen für aktive Corner-Module gelungen. Gemeinsam mit dem entwickelten Auslegungs- und Bewertungsansatz wurde durch verschiedenartige Integrationsszenarien die Leistungsfähigkeit des Gesamtablaufs dargestellt und steht damit zukünftigen Anwendungen zur Verfügung.

9 Perspektiven für die Weiterentwicklung

Die Gesamtfahrzeugsimulation wurde bewusst modular gestaltet, sodass zukünftig weitere Subsystemmodelle oder Regelungsstrategien implementiert werden können. Auch die Wahl von Bewertungskriterien und Gewichtungen kann bei Bedarf angepasst werden. Dabei sollten die Umfänge aktiver Fahrwerksysteme und deren Modelldetaillierung jedoch nicht zu stark zunehmen, sodass auch weiterhin die Echtzeitfähigkeit der Simulation aber auch die Übersichtlichkeit der Ergebnisse erhalten bleibt.

Die Auflösungsschärfe von vereinfachenden Modellen hinsichtlich realer Funktionseigenschaften ist in Simulationen grundsätzlich begrenzt. Dies gilt nicht nur bei der Struktursimulation der Radbremse, sondern auch für die Darstellung elektrischer Radnabenantriebe und aktiver Systemen des Fahrwerks z. B. in der Gesamtfahrzeugsimulation. Dabei könnten zukünftige Ansätze zur experimentellen Erprobung nicht nur einzelne Teilsysteme autonom untersuchen, sondern die interagierenden Systeme im Sinne einer Co-Simulation virtuell ergänzen. Eine solche Erweiterung von Hardware-in-the-Loop-Prüfungen um globale Koordinationsstrategien und domänenspezifische Prüfstände, erscheint gerade für die Entwicklung aktive Corner-Module interessant. Erste Ansätze dazu liefern bereits [HSS13],[ASH14].

Als Radnabenmaschine wurde im Rahmen der Arbeit auf ein vergleichsweise konventionelles Konzept in Radialfluss-Innenläufer-Bauweise zurückgegriffen, welche als Direktantrieb oder Getriebevariante vielfältige Lösungsvarianten darstellen kann. Hinsichtlich Bauraum, Gewicht und Leistungsdichte, verbleiben jedoch erhebliche Reserven zur Optimierung. So weisen auch andere Maschinenkonzepte grundlegend vorteilhafte Eigenschaften bei Nutzung als Radnabenantriebe auf. So könnten für Radnaben-Direktantriebe Transversalfluss-Maschinen Anwendung finden, die durch den Entfall der Wickelköpfe axial nur wenig Bauraum benötigen. Als indirekt antreibende Radnabenmaschine erscheint das Konzept der Synchron-Reluktanz-Maschine interessant, welche durch den Verzicht auf Permanentmagnete deutlich kostengünstiger realisierbar wäre.

Die Doppelbrücke-Perimeterbremse hat im Rahmen von Prüfstandsuntersuchungen bereits überzeugt, muss jedoch ihre Funktionalität auch unter realen Einsatzbedingungen unter widrigen Randbedingungen bestehen. Der Fahrversuch, auch bereits im Verbau mit elektrischen Radnabenmaschinen, steht somit noch aus. Dabei sollten insbesondere thermischen Kriterien wie die Konvektionsbedingungen im Radverbau und auch die Wärmeleitung in die Felge untersucht werden. Erste Optionen zur diesbezüglichen Auslegung wurden bereits untersucht, jedoch nicht in der Arbeit dargestellt.

Quellenverzeichnis

- [AGH13] Augsburg, K.; Gramstatt, S.; Heidrich, L.: Bremssysteme 2. Vorlesungsunterlagen, TU Ilmenau Fachgebiet Kraftfahrzeugtechnik, 2013.
- [AH10] Anderson, M.; Harty, D.: Unsprung Mass with In-Wheel Motors – Myths and Realities. In: 10th International Symposium on Advanced Vehicle Control (AVEC), Loughborough (UK), 2010.
- [AH15] Augsburg, K.; Heidrich, L.: Fahrdynamik. Vorlesungsunterlagen, TU Ilmenau Fachgebiet Kraftfahrzeugtechnik, 2015.
- [AHK13] Augsburg, K.; Heidrich, L.; Kirchner, S.: Bremssysteme 1. Vorlesungsunterlagen, TU Ilmenau Fachgebiet Kraftfahrzeugtechnik, 2013.
- [AIH13] Augsburg, K.; Ivanov, V.; Höpping, K.; Kruchkova, K.; Gramstat, S.; Bogdevicius, M.; Kiss, P.: Project Adtyre: Towards Dynamic Tyre Inflation Control. In: FISITA 2012 World Automotive Congress, Beijing (CHN), 2013.
- [AKM98] o. V.: AK-Master Spec. VDA 285-1, Arbeitskreis Reibbelagindustrie, 2001.
- [AW14] Augsburg, K.; Wodtke, A.: Fahrdynamikregel- und Assistenzsysteme – Reichweitenprädiktion von Elektrofahrzeugen, Vorlesungsunterlagen, TU Ilmenau, Fachgebiet Kraftfahrzeugtechnik, 2014.
- [AS10] Arnold, A.; Syrnik, R.: Analyse der Auswirkung erhöhter ungefederter Radmassen auf das Fahrverhalten eines Pkws. 2. Internationale Messe für Elektromobilität, München, 2010.
- [BB12] Bill, K.; Breuer, B.: Bremsenhandbuch. 4. Aufl., SpringerVieweg, Wiesbaden, 2012.
- [BHS11] Brembeck, J.; Ho, L. M.; Schaub, A.; Satzger, C.; Tobolar, J.; Bals, J.; Hirzinger, G.: ROMO – The Robotic Electric Vehicle. In: 22nd IAVSD International Symposium on Dynamics of Vehicle on Roads and Tracks, 2011.
- [Bre15] Brembo: Präsentation In-Wheel Projekt. Im Rahmen des EU-LIVE Projekts (Efficient Urban Light Vehicles), Präsentation: IAA, Frankfurt, 2015.
- [Bro13] Philip Brockerhoff: Integration Trends for HEV and EV Electric Drives from a Semiconductor Point of View. In: SAE International, 2013.
- [Bur91] Burckhardt, M.: Fahrwerktechnik: Bremsdynamik und Pkw-Bremsanlagen. Vogel-Verlag, Würzburg, 1991.
- [Bus13] Busse, M.: Elektromobilität bewegt-state of the art. In: Workshop Elektromobilität in Bremen/Oldenburg, Fraunhofer IFAM, Bremen, 2013.
- [CAP16] o. V.: capaNCDT-Kapazitive Sensoren für Weg, Abstand & Position. Datenblatt, MicroEpsilon Messtechnik GmbH & Co. KG, Ortenburg, 2016.
- [Deg07] Degenstein, T.: Kraftmessung in Scheibenbremsen. Dissertation, TU Darmstadt, Fachbereich Maschinenbau, 2007.
- [ECE13] o. V.: Regelung Nr. 13-H Genehmigung von Personenkraftwagen hinsichtlich der Bremsen. Europäische Wirtschaftskommission, Revision 1, 2010.
- [EiB14] EiBler, W.: Alternative Fahrzeugantriebe. Vorlesungsunterlagen, TU Ilmenau Fachgebiet Energieeffiziente Antriebe, 2014.

- [EKB06] C. Espanet, C.; Kauffmann, J-M.; Bernard, R.: Comparison of Two In-Wheel Permanent Magnet Motors for Military Applications. In: IEEE Vehicle Power and Propulsion Conference, 2006.
- [Fei10] Feigel, M.: Mechatronische Achsgeometrie im PKW. Diss., TU München, 2010.
- [Fis13] Fischer, R.: Elektrische Maschinen. 16. Auflage, Hanser, München, 2013.
- [FK12] Freitag, G.; Kuhn, K.-J.: Hochintegrierter Antrieb: Radnabenantrieb ohne Reibbremse. In: Trends in der elektrischen Antriebstechnologie für Hybrid und Elektrofahrzeuge, Expert Verlag, Renningen, 2012.
- [FGB12] Freitag, G.; Gerlich, M.; Bergmann, D.; Pais, G.: Replacement of the friction brake by a wheel hub drive. Siemens AG, In: chassis.tech plus, 3. Internationales Münchner Fahrwerk-Symposium, 2012.
- [Fra11] Fraser, A.: In-Wheel Electric Motors-The Packaging and Integration Challenges. In: 10th International CTI Symposium, Berlin, 2011.
- [Fre13] Freitag, G.: High-performance and highly efficient electric wheel hub drive. In: 3rd International Conference Electric Drives Production, Nürnberg, 2013.
- [Fuh09] Fuhr, F. F.: Fahrdynamikregelung durch koordinierte Fahrwerksysteme. Dissertation, Institut für Kraftfahrzeuge Aachen, RWTH Aachen, 2009.
- [FW12] Fraser, A.; Whitehead, A.: In-Wheel Technologies – How are Brakes being Redefined? In: 7th Intelligent Braking, Wiesbaden, 2012.
- [GB12] Getzlaff, J.; Böhm, A.: Elektrifizierung Audi A2 – Auslegungsaspekte für den elektrischen Antrieb eines Konzept- und Forschungsfahrzeuges. Tagung „Mobil in die Zukunft“, Zwickau, 2012.
- [Geb11] Gebhardt, C.: Praxisbuch FEM. Carl Hanser Verlag, München, 2011.
- [Ger12] Gerl, B.: Antrieb in der Felge. In: Siemens - Pictures of the Future, 2012.
- [GHU12] Golz, D.; Hendrich, U.; Ungethüm, U.: Leichte und geräuschoptimierte Festsattelbremse. Zeitschriftartikel, ATZ, Ausgabe 03/2012.
- [Gol11] Golz, D.: Neue Festsattelbremse für konsequenten Leichtbau und akustischen Komfort. Pressemitteilung, Continental Reifen Deutschland GmbH, 2011.
- [Gom07]: Gombert, B.: Neue Fahrzeugkonzepte erfordern einen ganzheitlichen Ansatz in der Integrationsstrategie - Am Beispiel der Elektronik und Sensorik im Fahrzeug. In: Munich Network – Mobilität „Trends auf der Straße“, 2007.
- [Gra06] Grand, P.: UITP Trolleybuses, In: UITP Trolleybus, Salzburg, 2006.
- [Haa12] Haag, M.: Modellierung der Radbremse für virtuelle Prüfstandsversuche im frühen Auslegungsstadium. Dissertation, Fachbereich Maschinenbau TU Darmstadt, 2012.
- [Hah03] Hahne: Konstruktion einer gewichtsoptimierten Hochleistungs-Luftfeder für Personenkraftwagen. Diplomarbeit, RWTH Aachen, 2003.
- [HEG13] Heißing, B.; Ersoy, M.: Fahrwerkhandbuch, Springer Vieweg, Wiesbaden, 2013.
- [HHW09] Hermann Winner, H.; Hakuli, S.; Wolf, G.: Handbuch Fahrerassistenzsysteme: Grundlagen, Komponenten und Systeme für aktive Sicherheit und Komfort. Springer Vieweg, Wiesbaden, 2009.

- [HKP13] Heymann, E.; Koppel, O.; Puls, T.: Evolution statt Revolution – die Zukunft der Elektromobilität. Institut der deutschen Wirtschaft, Köln, 2013.
- [Höf10] Höfner, B.: Integrations- und Systemanalyse elektrischer Radnabenantriebe für zukünftige Pkw-Elektrofahrzeuge. Dissertation, Shaker Verlag, Aachen, 2010.
- [HZF15] Höfer, A.; Zeitvogel, D., Friedrich, H.; Wiedemann, J.: Ganzheitliche Betrachtung von Fahrwerk, Antrieb und Fahrdynamikregelung. In: ATZ, 2015.
- [ISA15] Ivanov, V.; Savitski, D.; Augsburg, K.; Barber, P.: Electric Vehicles with Individually Controlled On-board Motors: Revisiting the ABS Design. In: IEEE International Conference on Mechatronics , Naguya (JPN), 2015.
- [JKM14] Jekat, H.; Kammermeier, M.; Meingast, M.; Ober, T.; Sappl, F.: Hermetic Drive Vehicle – Das etwas andere Autokonzept, Informationsschrift, 2014.
- [Jur11] Jurgen, R.: Electric and hybrid-electric vehicles: Braking systems and NVH considerations. In: SAE World Congress, Detroit (USA), 2011.
- [Jon09] Jonasson, M.: Exploiting individual wheel actuators to enhance vehicle dynamics and safety in electric vehicles. Dissertation, RIT, Stockholm, 2009.
- [KBG10] Kreft, S.; Berssenbrügge, J.; Gausemeier, J. et al.: Integration eines voll-aktiven X-by-wire Versuchsfahrzeugs in eine VR-basierte Simulationsumgebung. In: HNI Verlagsschriftenreihe, Band 274, 2010.
- [KHB12] Kasper, R.; Heinemann, W.; Borchardt, N.: Ultraleichter Radnabenmotor mit eisenloser Luftspaltwicklung bei gleichzeitiger Nutzung aller Pole. Universität Magdeburg, In: „Innovationsworkshop Nachhaltige Mobilität“, 2012.
- [Kos12] Perovic, D. K.: Making the Impossible, Possible – Overcoming the Design Challenges of In Wheel Motors. Protean Electric, 2012.
- [Lan10] Lange, J.; Lan Vo, V.; Klein, K.: Reibbeläge für moderne Bremssysteme. In: ATZ Automobiltechnische Zeitschrift 112, 2010.
- [LEK14] Lathwesen, H.; Eigenfeld, K.; Kaiser, R.: „INNOBRAKE–Innovative schirmungsfreie und kostengünstige Bremsscheibe“. In: Schlussbericht KMU-Innovativ –Verbundvorhaben Ressourceneffizienz, Freiberg, 2014.
- [LF07] Laine, L.; Fredriksson, J.: Coordination of vehicle motion and energy management control systems for wheel motor driven vehicles. In: IEEE Intelligent Vehicles Symposium, Istanbul, Türkei, 2007.
- [Lim99] Limpert, R.: Brake Design and Safety, 2. Auflage, SAE, Warrendale, 1999.
- [Mey11] Meyer, M.: Rekuperation und Auswirkung auf die Bremsanlage. In: Internationales μ -Symposium. Bd. Fortschrittsbericht VDI, Reihe 12. Nr. 745, VDI Verlag, Bad Neuenahr, 2011.
- [Mit90] Mitschke, M.: Dynamik der Kraftfahrzeuge – Band C: Fahrverhalten. 2. Aufl., Springer Verlag, Berlin, 1990.
- [Möc12] Möckel, A.: Elektrische Aktorik im Kraftfahrzeug. Vorlesungunterlagen. TU Ilmenau, Fachgebiet Kleinmaschinen, Ilmenau, 2012.
- [Möc13] Möckel, A.: Bordnetze. Vorlesungunterlagen, TU Ilmenau, Fachgebiet Kleinmaschinen, Ilmenau, 2013.

- [Möc14] Möckel, A.: Alternative Fahrzeugantriebe. Vorlesungunterlagen, TU Ilmenau, Fachgebiet Kleinmaschinen, Ilmenau, 2014.
- [MP06] Müller, G.; Ponick, B.: Grundlagen elektrischer Maschinen. 9. Auflage, Wiley-VCH Verlag, Weinheim, 2006.
- [MP09] Müller, G.; Ponick, B.: Theorie elektrischer Maschinen. 6. Auflage, Wiley-VCH Verlag, Weinheim, 2009.
- [MS07] Mitchell, W. J. Schmitt, P.: Autonomous and Modular Electric Vehicle Drive, Brake, Steer, and Suspend Unit. In: IPCOM Survey Questions, 2007.
- [MW14] Mitschke, M.; Wallentowitz, H.: Dynamik der Kraftfahrzeuge. 5. Auflage, Springer Vieweg, Wiesbaden, 2014.
- [Neu08] Neudorfer, H.: Weiterentwicklung von elektrischen Antriebssystemen für Elektro- und Hybridstraßenfahrzeuge, Habilitationsschrift, OVE Schriftenreihe für Habilitationen und Dissertationen, Band 2, Wien, 2008.
- [Nie12] Niederkofler, H.: Analyse radselektiv eingreifender Fahrdynamikregelsysteme für die Anwendungen in elektromechanischen Corner Modulen. Dissertation, TU Graz, 2012.
- [Nier12] Niersmann, A.: Modellbasierte Fahrwerksauslegung und -optimierung. Dissertation, TU Braunschweig, 2012.
- [OPT16] o. V.: optoNCDT-Laser-Wegsensoren Triangulation. Datenblatt, MICRO-EPSILON MESSTECHNIK GmbH & Co. KG, Ortenburg, 2016.
- [Ott87] Otto, H.: Lastwechselreaktionen von Pkw bei Kurvenfahrt. Dissertation, TU Braunschweig, 1987.
- [Pac02] Pacejka, H. B.: Tyre and Vehicle Dynamics. Butterworth-Heinemann, 2002.
- [Pau10] Pautzke, F.: Radnabenantriebe - Studie zur Abschätzung des Entwicklungsstandes, der Verfügbarkeit und des Potentials von Radnabenantrieben in der Elektro-mobilität, Shaker Verlag, Aachen, 2010.
- [PH11] Pille, C.; Horch, F.: Von der Idee zum gießtechnisch umgesetzten Produkt. Fraunhofer IFAM, In: Leichtbau-Roadshow, 2011.
- [Raj06] Rajamani, R.: Vehicle dynamics and control. Springer Media, New York, 2006.
- [RB05] Reimpell, J.; Betzler, J.: Fahrwerktechnik: Grundlagen. 5. Auflage, Vogel Buchverlag, Würzburg, 2005.
- [Reg11] o. V.: Regierungsprogramm Elektromobilität. Bundesregierung, Rostock, 2011.
- [Roj12] Rojas Rojas, A. E.: Passenger Vehicles with In-Wheel Motors-Fundamentals, Potentials and Limitations. Dissertation, TU Graz, 2012.
- [RS10] Rill, G.; Schaeffer, T.: Grundlagen und Methodik der Mehrkörpersimulation. Vieweg+Teubner Verlag, Wiesbaden, 2010.
- [SAS10] Syrnik, R.; Arnold, A.; Syrnik, A.: Auswirkung erhöhter ungefederter Radmassen auf das Fahrverhalten eines Pkws. In: AutomobilKonstruktion Nr. 2, Konradin-Verlag Robert Kohlhammer, Leinfelden-Echterdingen, 2010.
- [Sch12] Schwalbe, U.: Decentral electromotive drive train system. Workshop Forschergruppe eMobil, Ilmenau, 2012.

- [Sch14] Schuder, R.: Dimensionierung und Berechnung elektrischer Maschinen. Vorlesungsunterlagen, TU Ilmenau, Ilmenau, 2014.
- [SHK13] Schönemann, B.; Henze, R.; Kügükay, F.; Kudritzki, D.: Auswirkungen der Rekuperation auf die Fahrdynamik. In: ATZ, Ausgabe 06/2013, 2013.
- [SK06] van Schalkwyk, D. J.; Kamper, M. J.: Effect of Hub Motor Mass on Stability and Comfort of Electric Vehicles. In: IEEE Vehicle Power and Propulsion Conference, Windsor, 2006.
- [SN12] Schäfer, H.; Najork, R.: Elektrische Radnabenmotoren, ein Pro und Contra. In: ATZelektronik, Ausgabe 7, Springer Verlag, Wiesbaden, 2012.
- [SW13] Shyrokau, B.; Wang, D.: Coordination of Steer Angles, Tyre Inflation Pressure, Brake and Drive Torques for Vehicle Dynamics Control. In: SAE Int. Journal of Passenger Cars – Mechanical Systems, 2013.
- [SWL13] Shyrokau, B.; Wang, D.; Lienkamp, M.: Integrated Vehicle Dynamics Control Based on Control Allocation with Subsystem Coordination. In: 23rd International Symposium on Dynamics of Vehicles on Roads and Track, Qingdao, China, 2013.
- [SWS13] Shyrokau, B., Wang, D.; Savitski, D. et al.: Vehicle dynamics control with energy recuperation based on control allocation for independent wheel motors and brake system. In: SAE International Journal of Powertrains, 2013.
- [TK10] Treichel, V.; Kiesel, A.: E-Mobility und kostenoptimierter Leichtbau – Ein Beispiel. IAMT-Gruppe, In: AluMag Road Show, 2010.
- [Tru07] Trutschel, R.: Analytische und experimentelle Untersuchung der Mensch-Maschine-Schnittstellen von PKW-Bremsanlagen. Diss., TU Ilmenau, 2007.
- [Trz12] Trzesniowski, M.: Rennwagentechnik., Vieweg+Teubner, Wiesbaden, 2008.
- [Vog11] Vogler, T.: eWheelDrive – Der Radnabenantrieb der Schaeffler-Gruppe. In: TU Ilmenau, Kraftfahrzeugtechn. Kolloquium, Schaeffler Gruppe, 2011.
- [WCK08] Wiesenthal, M.; Collenberg, H.; Krimmel, H.: Aktive Hinterachskinematik AKC -ein Beitrag zu Fahrdynamik, Sicherheit und Komfort. 17. Aachner Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik, Aachen, 2008.
- [WF11] Wallentowitz, H.; Freialdenhoven, A.: Strategien zur Elektrifizierung des Antriebsstranges. 2. Auflage, Vieweg + Teubner, Wiesbaden, 2011.
- [Wil11] William, S.: The Effect of Hub Motors on Vehicle Dynamics. Studie, Lotus Engineering, Ann Arbor (USA), 2011.
- [Wim97] Wimmer, J.: Methoden zur ganzheitlichen Optimierung des Fahrwerks von Personenkraftwagen. Dissertation, Universität Stuttgart, 1997.
- [WKW14] Weichert, F.; Kong, Y. H.; Wirtz, M.; Kurze, T.; Weiss, D.: Investigation of brake and residual drag torques measured on inertia dynamometer. In: EuroBrake 2014 Conference, Lille, 2014.
- [WMJ13] Wittel, H.; Muhs, D.; Jannasch, D.; Vosiek, J.: Roloff/Matek Maschinenelemente Normung, Berechnung, Gestaltung. 21. Aufl., Springer Vieweg, Wiesbaden, 2013.

- [WVW10] Watts, A.; Vallance, A.; Whitehead, A.; Hilton C.; Fraser, A.: The Technology and Economics of In-Wheel Motors. In: SAE International, 2010.
- [Zet02] Zetterström, S.: Electromechanical Steering, Suspension, Drive and Brake Modules. In: Proceedings 38th IEEE Vehicular Technology Conference, 2002.
- [ZFP11] o. V.: ZF Elektroportalachse AVE 130. Produktinformation, ZF Friedrichshafen AG, Passau, 2011.

Internetquellen

- [Int00] o. V.: Monatliche Zulassungszahlen von Elektrofahrzeugen in Deutschland. <https://www.e-stations.de/elektroautos/zulassungszahlen>, Abruf: 02.2017.
- [Int01] o. V.: Lohner-Porsche 1900-1901 with electric hub wheel drive. http://www.autoconcept-reviews.com/cars_reviews/porsche/lohner-%20porsche-electricmotor-in%20wheel-1900/cars_reviews-lohner-porsche-electric-motor-in%20wheel-1900.html, Abruf: 07.2015.
- [Int02] o. V.: Gleislose Bahnen. <http://www.zeno.org/nid/20011414596>, 07.2015.
- [Int03] o. V.: Obus Berlin, 1912 – Gleislobus. http://www.berlinerverkehrsseiten.de/obus/Ocars/Gleislobus_1912/gleislobus_1912.html, Abruf: 07.2015.
- [Int04] Daniel Strohl: Ferdinand Porsche, Joseph Ledwinka, and the invention of the electric hub motor. <http://blog.hemmings.com/index.php/2014/02/12/ferdinand-porsche-joseph-ledwinkaand-the-invention-of-the-electric-hub-motor/>, Abruf: 07.2015.
- [Int05] o. V.: The Apollo Lunar Roving Vehicle. http://nssdc.gsfc.nasa.gov/planetary/lunar/apollo_lrv.html, Abruf: 07.2015.
- [Int06] o. V.: Fahren mit Strom: Die zehn erstaunlichsten Elektroautos. <http://www.spiegel.de/fotostrecke/fahren-mit-strom-die-zehn-erstaunlichstenelektroautos-fotostrecke-48406-2.html>, Abruf: 07.2015.
- [Int07] o. V.: Unsere Fahrzeuge – grimsel. <http://www.amzracing.ch/de/cars>, Abruf: 07.2015.
- [Int08] o. V.: Weltrekordversuch, <http://www.greenteam-stuttgart.de/weltrekordversuch/>, Abruf: 08.2015.
- [Int09] o. V.: Die Zukunft der urbanen Mobilität – BMW i. <http://www.bmw.com/com/de/insights/corporation/bmwi/concept.html>, Abruf: 07.2015.
- [Int10] o. V.: EDAG Light Car – Sharing: Weltpremiere auf Genfer Autosalon 2012. http://www.auto-news.de/auto/news/bildergalerie_EDAG-Light-Car-Sharing-Leihfahrzeug-mit-Laser-an-Bord_id_31542&picindex=0, Abruf: 08.2015.
- [Int11] Ramsey, J.: Rinspeed to unveil Micromax space pod EV concept in Geneva. <http://www.autoblog.com/2012/12/10/rinspeed-to-unveil-micromax-space-pod-evconcept-in-geneva/#image-2>, Abruf: 07.2015.
- [Int12] Ashley, S.: Folding cars offer solution to urban transport problems. <http://www.bbc.com/future/story/20120613-folding-cars-offer-city-solution>, 07.2015.

- [Int13] o. V.: Hiriko Fold Up Car. <http://www.paperculture.com/blog/2012/08/would-you-drive-a-fold-up-car/hiriko-fold/>, Abruf: 07.2015.
- [Int14] o. V.: Motor: Die Größe einer Wassermelone, aber mit viel mehr Saft. http://my.teslamotors.com/de_DE/roadster/technology/motor, 05.2015
- [Int15] o. V.: Motoren für die Energiewende. <http://www.etz.de/2891-0-Motoren+fuer+die+Energiewende.html>, Abruf: 09.2015.
- [Int16] o. V.: DUT14. <http://fsteamdelft.nl/en/cars/dut14.html>, Abruf: 09.2015.
- [Int17] o. V.: Mitsubishi Elektro-Colt: Surren im Rad. <http://www.spiegel.de/auto/aktuell/mitsubishi-elektro-colt-surren-im-rad-a-357566.html>, Abruf: 09.2015.
- [Int18] o. V.: Schluckspecht III. <http://schluckspecht.net/schluckspecht-iii/>, Abruf: 09.2015.
- [Int19] o. V.: SMG180/120 von Bosch E-Motor von Bosch: Ein kompaktes Kraftpaket, <http://www.bosch-presse.de/presseforum/details.htm?txtID=6226>, 09.2015.
- [Int20] o. V.: EM-Motive Motoren. <http://em-motive.com/index.php?id=198>, Abruf: 01.2017.
- [Int21] o. V.: Innovation durch Interdisziplinarität. <http://www.wachstumskern-leantec.de/>, Abruf: 09.2015.
- [Int22] o. V.: Compact and Efficient Electromotor Without Rare Earth Metals. <http://www.motorbrain.eu/>, Abruf: 02.2017
- [Int23] o. V.: YASA Motors working with formula student teams. <https://pbs.twimg.com/media/ApkXVYjCAAAD8P5.jpg>, Abruf: 02.2017.
- [Int24] o. V.: T12-Digitaler Drehmometaufnehmer. Datenblatt, Hottinger Baldwin Messtechnik GmbH, Darmstadt, Abruf: 12.2016.
- [Int25] o. V.: Maico Ringscheibenbremse. <http://www.at-rs.de/beitrag/items/die-ring-scheibenbremse-von-maico.html>, Abruf: 12.2016.

Patente

- [BSI61] o. V.: Frein à disque, destiné notamment aux véhicules automobiles. Bergische Stahl-Industrie, FR1313957A, 1961.
- [Eva07] Evans, P.: Vehicle Drive System. Patentschrift WO2007053889 A1, 2007.
- [Fra10-2] Fraser, A.: An electric motor brake system. GB2479898, Farnham, 2010.
- [Haj68] Hajek, H.: Hydr. oder mech. zu betätigende Teilbelagscheibenbremse mit einem die Bremscheibe von innen her umgreifenden U-förmigen Bremsträger, DE1269844B, 1968.
- [Inb78] Inbody, M.: Two piece wheel for a centerline steering wheel assembly. US4234236A, 1978.
- [Kna65] Knapp, W.: Teilbelagscheibenbremse, insbesondere für Kraftfahrzeuge, mit einer Nachstell- und einer Zentriereinrichtung. DE1189397B, 1965.
- [Kna69] Knapp, W.: Nachstellvorrichtung für Teilbelagscheibenbremsen. DE1290836B, 1969.

- [KS09] Kirschner, T.; et. al.: Radbremse. DE102008023327A1, 2009.
- [Lat13] Lathwesen, H.: Radialelastische Bremsscheibe zur Außenumfangsmontage. Cedas GmbH, DE102011053694A1, Ingolstadt, 2013.
- [LSW00] Laurent, D.; Sebe, M.; Walser, D. : Assembly Comprising a Wheel and a Suspension Integrated into the Wheel. Patentschrift US6113119A, 2000.
- [Luc56] Lucien, R.: Disc brake for vehicle wheel. US2862581A, Neuilly surSeine, 1956.
- [Mar86] Marianu, V.: Innenumgreifende Scheibenbremse, insbesondere für Kraftfahrzeuge. DE3515417A1, 1986.
- [NL99] Newman, F. J.; Ledwinka, J.: Means for Propulsion of Vehicles by Electricity. US 638643 A, 1899.
- [Pea70] Peach, A.: Disc brake caliper mounting structure. US3495689A, 1970.
- [Rat85] Rath, H.: Radbaugruppe mit Scheibenbremse. WO8505661A1, 1985.
- [REP61] o. V.: Roue avec frein à disque. Recherches etudes production R. E. P., FR1292391A, 1961.
- [RL06] Gashi, R., et. al.: Vehicle ground connection comprising a wheel and a suspension integrated therein. WO2006/032669A1, 2006.
- [Ros69] Rosanowski, O.: Scheibenbremse. DE1475398A, 1969.
- [Sch87] Schwarz, G.: Bremsscheibenanordnung, insbesondere für eine innenumgreifende Bremsscheibenanordnung für Kraftfahrzeuge. DE3535288A1, 1987.
- [Thi86] Thiel, R.; et. al.: Innen umgreifende Scheibenbremse, insbesondere für Kraftfahrzeuge. DE3515418A1, 1986.
- [Thi88] Thiel, R.: Scheibenbremse für Kraftfahrzeuge. WO9010162A1, 1990.

Eigene Veröffentlichungen, Vorträge und Patente

- [HMA17] Heidrich, L.; Mäurer, P.; Augsburg, K.: Perimeter-Bremsvorrichtung. Beschreibung der Doppelbrücke-Perimeterbremse, DE102016006129B3, 2017.
- [HAS16] Heidrich, L.; Augsburg, K.; Stibbe; Albrecht, R.: Method for Integration of Electric In-Wheel Motors into Chassis Systems of Modern Passenger Cars. In: FISITA World Automotive Congress, Busan (KOR), 2016.
- [HAA15] Heidrich, L.; Augsburg, K.; Albrecht, R.; Eisele, Ch.; Mäurer, P.; Stibbe, T.: Study of Operational Behaviour and Design of Perimeter Wheel Brakes for Active Corner Modules. In: EuroBrake 2015 Conference, Dresden, 2015.
- [ASH14] Augsburg, K.; Savitski, D.; Heidrich, L.; Ivanov, V.: Brake System Development for Electric Vehicles Using Combined Experimental Technique. In: SAE Brake Colloquium, San Francisco (CA), 2014.
- [Hei14] Heidrich, L.: Methodik der Fahrwerksystementwicklung für aktive Corner-Module. In: VDI Fachgebietskolloquium Kraftfahrzeugtechnik, Ilmenau, 2014.
- [DEF14] Diehl, D.; Eisele, Ch.; Freitag, G.; Heidrich, L.; Kriegel, K.; Schleicher, K.; Klöpzig, M.: Antriebsrad. WO2015185443 A3, 2016.
- [HEB13] Hamersma, H. A.; Els, P. S.; Botha T. R.; Becker, C. M.; Savitski, D.; Heidrich, L.; Höpping, K.: The Effect of controllable Suspension Settings on the ABS Braking Performance of an Off-Road Vehicle on rough Terrain. In: ASA, CSSA, & SSSA International Annual Meeting, Tampa (FL), 2013.
- [HSS13] Heidrich, L.; Shyrokau, B.; Savitski, D.; Ivanov, V.; Augsburg, K.; Wang, D.: Hardware-in-the-loop test rig for integrated vehicle control systems. In: IFAC The 7th IFAC Symposium on Advances in Automotive Control, Tokyo, 2013.
- [SIH13] Savitski, D.; Ivanov, V.; Heidrich, L.; Augsburg, K.; Pütz, T.: Experimental investigation of braking dynamics of electric vehicle. In: Eurobrake Conference, Dresden, 2013.
- [HI13] Heidrich, L.; Ivanov, V.: Brake design for fully electric vehicles: the E-VECTOORC solutions. In: E-VECTOORC dissemination event, Graz, 2013.
- [SWH13] Shyrokau, B.; Wang, D.; Heidrich, L.; Höpping, K.: Analysis of subsystems coordination for electric vehicle during straight-line braking and brake-in-turn. In: IEEE SSCI Series on Computational Intelligence, Singapore, 2013.
- [Hei12] Heidrich, L.: Fahrdynamik und elektrisches Corner-Modul – ein Widerspruch?. In: ACOD-Workshop Anforderungen an die Elektrifizierung von PKW-Antriebssträngen, Saalfeld, 2012.
- [LHT12] Leistritz, B.; Heidrich, L.; Töpfer, J.: Energy-Harvesting-Ansätze im Kontext von Fahrzeugtelematik und –sensorik. In: IWK 57th International Scientific Colloquium, Ilmenau, 2012.

Betreute studentische Arbeiten

Folgende studentische Abschlussarbeiten wurden während der Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Fachgebiet Kraftfahrzeugtechnik der TU Ilmenau durch den Verfasser betreut und stehen mit dem Thema der vorgelegten Arbeit in engem Zusammenhang:

- [Sti16] Stibbe, T.: Beitrag zur Entwicklung eines neuartigen Perimeterbremskonzepts, Master Thesis, 2016.
- [Alb15] Albrecht, R.: Adaption einer elektrischen Radnabenmaschine für die parametrische Konstruktion der Basiskonfiguration eines Corner-Moduls, Master Thesis, 2015.
- [Mäu15] Mäurer, P.: Entwicklung eines Baukastenansatzes für die Gestaltung hochintegrierter Reibbremssysteme für Elektrofahrzeuge, Master Thesis, 2015.
- [Loy15] Loy, R.: Entwicklung und Simulation passiver Radaufhängungskomponenten für aktive Corner-Module, Master Thesis, 2015.
- [Her14] Herrmann, M.: Methodik zur Funktionsintegration, Abstimmung und Erprobung nutzerorientierter aktiver Corner-Module, Master Thesis, 2014.
- [Hed14] Herde, J.: Entwicklungsansatz für Radaufhängungskinematiken elektrisch angetriebener Corner-Module, Master Thesis, 2014.

Anhang

Anh. 2-1: Übersicht Anwendungsbeispiele Radnabenantriebe

Nr.	Hersteller		Anwendung		Antrieb				Reibbremse		Radaufhängung			
	Hersteller	Modell	Fzg.-Klasse	Jahr	Konzept	Achse	Maschinentyp	Rotor-Stator	Getriebe	Anordnung	Ausstattung	Typ	VA	HA
1	Hub Motor Company		Kutschenwagen	1899	BEV	4WD	GM	k. A.	ja	koaxial	k. A.	k. A.	Starrachse	Starrachse
2	Lohner-Porsche	P1	Kutschenwagen	1900	BEV	VA	GM	RF, AL	nein	k. A.	4WB	k. A.	Starrachse	k. A.
3	Hub Motor, Transit, Company	Imperial	Bus	1900	BEV	4WD	GM	k. A.	ja	koaxial	k. A.	k. A.	Starrachse	Starrachse
4	Lohner-Porsche	Semper Vivus	Kutschenwagen	1901	SHEV	4WD	GM	RF, AL	nein	k. A.	4WB	k. A.	Starrachse	Starrachse
5	Daimler-Stoll	Elektro-Däumler-Stoll	Bus	1907	OL	HA	GM	RF, AL	nein	k. A.	k. A.	k. A.	k. A.	Starrachse
6	Lloyd-Köhler		Bus	1910	OL		GM	RF, AL	nein	k. A.	k. A.	k. A.	k. A.	k. A.
7	Boeing	Lunar Roving Vehicle	ATV	1971	BEV	4WD	GM	RF, IL	ja	koaxial	k. A.	k. A.	k. A.	k. A.
8	NASA	Sojourner Rover	ATV autonom	1996	SoI/ BEV	6WD	GM	RF, IL	ja	koaxial	k. A.	k. A.	Rocken-Bogie	Rocken-Bogie
9	Mercedes-Benz	O 405 GNTD	Bus	1996	OL	HA	k. A.	k. A.	ja	k. A.	k. A.	k. A.	k. A.	Starrachse
10	GDLS	RST-V	Militärfahrzeug	2002	SHEV	4WD	PMSM	k. A.	nein	k. A.	k. A.	k. A.	k. A.	k. A.
11	Irishbus	Cristalis	Bus	2002	OL, SHEV	HA	IM	RF, IL	ja	koaxial	4WB	Lamellenbremse	k. A.	Starrachse
12	NASA	Mars Exploration Rover	ATV autonom	2003	SoI/ BEV	6WD	GM	RF, IL	ja	koaxial	keine	keine	Rocken-Bogie	Rocken-Bogie
13	Keio University	Elicia	Sportwagen	2004	BEV	8WD	PMSM	RF, IL	ja	koaxial	8WB	Scheibenbremse	DQL	DQL
14	Michelin	Hy-Light	Kleinwagen	2004	FCEV	VA	PMSM	RF, IL	ja	desaxiert	4WB	Perimeterbremse	Linear	k. A.
15	Toyota	Fine-X	Mittelklasse	2005	FCEV	4WD	k. A.	k. A.	k. A.	k. A.	k. A.	k. A.	k. A.	k. A.
16	Mitsubishi	Colt MIEV	Kleinwagen	2005	BEV	HA	PMSM	RF, IL	nein	k. A.	4WB	Scheibenbremse	k. A.	Verbundlenker
17	Mitsubishi	Lancer Evolution IX MIEV	Mittelklasse	2005	BEV	4WD	PMSM	RF, AL	nein	k. A.	4WB	Scheibenbremse	Federbein	Mehrlenker
18	GM / Chevrolet	Sequel	SUV	2005	FCEV	HA+	PMSM	k. A.	k. A.	k. A.	4WB		k. A.	DQL
19	BMW	Mini QED	Kleinwagen	2006	SHEV	4WD	[BLDC]	RF, AL	nein	k. A.	k. A.	k. A.	Federbein	Mehrlenker
20	Mitsubishi	Concept-CT MIEV	Kleinwagen	2006	SHEV	4WD	PMSM	k. A.	nein	k. A.	k. A.	k. A.	k. A.	k. A.
21	Mitsubishi	Concept-EZ MIEV	Kleinwagen	2006	BEV	4WD	PMSM	k. A.	nein	k. A.	k. A.	k. A.	k. A.	k. A.
22	Armcor	CVED	Militärfahrzeug	2006	SHEV	8WD	PMSM	RF, IL	nein	k. A.	k. A.	k. A.	k. A.	k. A.
23	GDLS	AHED	Militärfahrzeug	2006	SHEV	8WD	PMSM	RF, IL	nein	k. A.	k. A.	k. A.	k. A.	k. A.
24	Novelty Systems	ECCE	Militärfahrzeug	2006	SHEV	4WD	PMSM	TF	nein	k. A.	k. A.	k. A.	k. A.	k. A.
25	Citroen	C-Méisse	Sportwagen	2006	PHEV	HA+	k. A.	k. A.	k. A.	k. A.	k. A.	k. A.	k. A.	k. A.
26	Nissan	Pivo 2	Kleinwagen	2007	BEV	4WD	PMSM	AF, DR	nein	k. A.	k. A.	k. A.	k. A.	k. A.
27	Volvo	C30	Mittelklasse	2007	SHEV	4WD	BLDC	k. A.	nein	k. A.	k. A.	k. A.	Federbein	Mehrlenker
28	Lightning	GT	Sportwagen	2007	BEV	4WD	k. A.	k. A.	k. A.	k. A.	k. A.	k. A.	k. A.	k. A.
29	Toyota	Supra HV-R	Sportwagen	2007	PHEV	VA+	k. A.	k. A.	k. A.	k. A.	k. A.	k. A.	k. A.	k. A.
30	NASA	SEV	ATV	2007	FCEV	6WD	k. A.	k. A.	k. A.	k. A.	k. A.	k. A.	Roboter	Roboter
31	GDLS	AGMV	Militärfahrzeug	2007	SHEV	4WD	PMSM	RF, IL	nein	k. A.	k. A.	k. A.	k. A.	k. A.
32	ZAP	ZAP-X	SUV	2007	BEV	4WD	k. A.	k. A.	k. A.	k. A.	k. A.	k. A.	k. A.	k. A.

Nr.	Anwendung			Antrieb				Reibbremse			Radauflangung			
	Hersteller	Modell	Fzg.-Klasse	Jahr	Konzept	Achse	Maschinentyp	Rotor-Stator	Getriebe	Anordnung	Ausstattung	Typ	VA	HA
33	Heuliez	Will	Kleinwagen	2008		VA	PMSM	RF, IL	ja	desoxiert	4WB	Perimeterbremse	Lineare RA	k. A.
34	VW	Golf 5 TwinDrive	Kompaktklasse	2008	(P/S) HEV	HA+	k. A.	k. A.	k. A.	k. A.	k. A.	k. A.	k. A.	k. A.
35	Ford	F-150	Nutzfahrzeug	2008	BEV	4WD	BLDC	RF, AL	nein	k. A.	4WB	Scheibenbremse	DQL	Starrachse
36	Venturi	Volage	Sportwagen	2008	BEV	4WD	PMSM	RF, IL	ja	desoxiert	4WB	Perimeterbremse	Lineare RA	Lineare RA
37	Hochschule Offenburg	Schluckspecht City	Kleinwagen	2009	FCEV, BEV	HA	BLDC	AF, DR	nein	k. A.	k. A.	k. A.	k. A.	k. A.
38	Mitsubishi	Mitsubishi i MIEV Sport	Kleinwagen	2009	BEV	VA	k. A.	k. A.	k. A.	k. A.	k. A.	k. A.	k. A.	k. A.
39	GDLIS	Electric Drive Stryker	Militärfahrzeug	2009	SHEV	8WD	PMSM	RF, IL	nein	k. A.	k. A.	k. A.	k. A.	k. A.
40	Mercedes-Benz	Clitaro G BlueTec Hybrid	Bus	2009	SHEV	MA, HA	IM	RF, IL	ja	desoxiert	4WB / 6WB	Scheibenbremse	k. A.	Starrachse
41	Mercedes-Benz	Clitaro G FuelCell	Bus	2009	FCEV	MA, HA	IM	RF, IL	ja	desoxiert	4WB / 6WB	Scheibenbremse	k. A.	Starrachse
42	Hochschule Bochum	BOcrüser	Kleinwagen Solar	2009	Sol/ BEV	VA	PMSM	k. A.	nein	k. A.	k. A.	k. A.	k. A.	k. A.
43	Edag	Light Car Sharring	Mittelklasse	2009	BEV	k. A.	k. A.	k. A.	k. A.	k. A.	k. A.	k. A.	k. A.	k. A.
44	Peugeot	BB1	Kleinwagen	2009	BEV	HA	k. A.	k. A.	k. A.	k. A.	k. A.	k. A.	k. A.	k. A.
45	Hiriko	Fold (CityCar)	Kleinwagen	2010	BEV	4WD	k. A.	k. A.	nein	k. A.	k. A.	k. A.	Längslenker	Längslenker
46	Hochschule Offenburg	Schluckspecht E	Kleinwagen	2010	BEV	HA	BLDC	AF, DR	nein	k. A.	k. A.	k. A.	k. A.	k. A.
47	Opel	Corsa D	Kleinwagen	2010	SHEV	HA+	PMSM	RF, AL	nein	k. A.	4WB	Trommelbremse	k. A.	Verbundlenker
48	GAC	Trumpchi GA5 EV	Mittelklasse	2010	BEV	HA	BLDC	RF, AL	nein	k. A.	k. A.	k. A.	k. A.	
49	GM / Vauxhall	Vivaro PHEV	Nutzfahrzeug	2010	PHEV	HA+	BLDC	RF, AL	nein	k. A.	4WB	Perimeterbremse	k. A.	Starrachse
50	Edag	Light Car Sharring	Van	2010	BEV	HA	k. A.	k. A.	k. A.	k. A.	k. A.	k. A.	k. A.	DQL
51	BYD	eBus	Bus	2010	Sol/ BEV	HA	SM	k. A.	k. A.	k. A.	4WB	k. A.	k. A.	Starrachse
52	NASA	Mars Science Lab Rover	ATV autonom	2011	Nuclear EV	6WD	BLDC	k. A.	k. A.	k. A.	[keine]	[keine]	Rocker-Bogte	Rocker-Bogte
53	Rügrac	EWD 120	Nutzfahrzeug	2011	SHEV	4WD	k. A.	k. A.	nein	k. A.	keine	k. A.	DQL	DQL
54	Nissan	Nissan Pivo 3	Kleinwagen	2011	BEV	4WD	PMSM	AF, DR	nein	k. A.	k. A.	k. A.	k. A.	k. A.
55	Hochschule Bochum	SolarWorld GT	Kleinwagen Solar	2011	Sol/ BEV	VA	PMSM	k. A.	nein	k. A.	4WB	Scheibenbremse	DQL	k. A.
56	Brabus	E-Klasse T-Modell	obere Mittelklasse	2011	BEV	4WD	BLDC	RF, AL	nein	k. A.	4WB	Perimeterbremse	Mehrlenker	Mehrlenker
57	Brabus	E-Klasse Hybrid	obere Mittelklasse	2011	PHEV	HA	BLDC	RF, AL	nein	k. A.	4WB	Perimeterbremse	-	Mehrlenker
58	SIM-Drive Corporation	LEI	Mittelklasse	2011	BEV	4WD	k. A.	k. A.	k. A.	k. A.	k. A.	k. A.	k. A.	k. A.
59	VW	eT!	Nutzfahrzeug	2011	BEV	HA	k. A.	k. A.	k. A.	k. A.	k. A.	k. A.	k. A.	k. A.
60	Fraunhofer	Frecc0 2,0	Sportwagen	2011	BEV	HA	PMSM	RF, AL	nein	k. A.	nur VA	keine	k. A.	DQL
61	VDL Bus & Coach	Citea SLF-120 Hybrid	Bus	2011	SHEV	HA	IM	RF, IL	ja	desoxiert	4WB	Scheibenbremse	k. A.	Starrachse
62	NTN		Kleinwagen	2011	BEV	HA	PMSM	RF, IL	ja	k. A.	k. A.	k. A.	k. A.	Mehrlenker
63	DFKI	EO1	Kleinwagen	2012	BEV	4WD		k. A.	k. A.	k. A.	keine	keine	DQL	DQL
64	DLR	ROMO	Kleinwagen	2012	BEV	4WD	PMSM	k. A.	nein	k. A.	4WB	Scheibenbremse	DQL	DQL

Nr.	Hersteller		Anwendung		Antrieb				Reibbremse		Radauflangung		
	Modell	Fzg.-Klasse	Jahr	Konzept	Achse	Maschinentyp	Rotor-Stator	Getriebe	Anordnung	Ausstattung	Typ	VA	HA
65	SIM-Drive Corporation	WIL	2012	BEV	4WD	k. A.	k. A.	k. A.	k. A.	k. A.	k. A.	k. A.	
66	Roding	Roadster Electric	2012	BEV	HA	PMSM	RF, IL	nein		nur VA	keine	k. A.	DQL
67	Toyota	Mc. We	2013	BEV	4WD	k. A.	k. A.	k. A.	k. A.	k. A.	k. A.	k. A.	k. A.
68		Armadillo T	2013	BEV	4WD	k. A.	k. A.	k. A.	k. A.	k. A.	k. A.	k. A.	k. A.
69	Hochschule Bochum	SunCruiser	2013	So/ BEV	VA	k. A.	k. A.	nein	k. A.	k. A.	k. A.	k. A.	k. A.
70	Ford	Fiesta	2013	BEV	HA	PMSM	RF, IL	nein	k. A.	4WB	k. A.	k. A.	Verbandlenker
74	Rinspeed	microMAX	2013	BEV	VA	k. A.	k. A.	k. A.	k. A.	k. A.	k. A.	k. A.	k. A.
75	DFKI	EO2	2014	BEV	4WD	k. A.	k. A.	k. A.	k. A.	keine	k. A.	DQL	DQL
76	Hochschule Bochum	BOmobil	2014	BEV	HA	PMSM	RF, AL	nein	k. A.	k. A.	k. A.	k. A.	k. A.
77	SIM-Drive Corporation	HAL	2014	BEV	4WD	k. A.	k. A.	k. A.	k. A.	k. A.	k. A.	k. A.	k. A.
78	Lighthning	GT	2014	BEV	HA	k. A.	k. A.	ja	k. A.	k. A.	k. A.	k. A.	k. A.
79	NASA	MRV	2015	BEV	4WD	k. A.	k. A.	k. A.	k. A.	k. A.	k. A.	k. A.	k. A.
80	Hochschule Bochum Thussen-Krumm	SunRiser	2015	So/BEV	VA	PMSM	k. A.	nein	k. A.	4WB	Perimeterbremse	k. A.	k. A.
81	Brembo	EU-Live	2015	BEV	k. A.	k. A.	k. A.	nein	k. A.	4WB	Perimeterbremse	Federbein	Verbandlenker
82	WHZ Zwickau	FP410e	2010	BEV	PMSM	VA+	RF, IL	ja	koaxial	4WB	Scheibenbremse	DQL	k. A.
83	WHZ Zwickau	FP511e	2011	BEV	PMSM	VA+	RF, IL	ja	koaxial	4WB	Scheibenbremse	DQL	k. A.
84	Delft	DUT13	2012	BEV	PMSM	VA+	RF, IL	ja	koaxial	4WB	Scheibenbremse	DQL	k. A.
85	WHZ Zwickau	FP612e	2012	BEV	PMSM	VA+	RF, IL	ja	koaxial	4WB	Scheibenbremse	DQL	k. A.
86	amznacing Zurich	julier	2013	BEV	PMSM	VA+	RF, IL	ja	koaxial	4WB	Scheibenbremse	DQL	DQL
87	Delft	DUT14	2013	BEV	PMSM	VA+	RF, IL	ja	desachstiert	4WB	Scheibenbremse	DQL	DQL
88	Greenteam Stuttgart	E0711-5	2013	BEV	PMSM	VA+	RF, IL	ja	koaxial	4WB	k. A.	DQL	k. A.
89	amznacing Zurich	grinsel	2014	BEV	PMSM	4WD	RF, IL	ja	koaxial	4WB	Scheibenbremse	DQL	DQL
90	Delft	DUT15	2014	BEV	PMSM	4WD	RF, IL	ja	koaxial	4WB	Scheibenbremse	DQL	DQL
91	Greenteam Stuttgart	E0711-6	2014	BEV	PMSM	4WD	RF, IL	ja	koaxial	4WB	k. A.	DQL	DQL
92	Elbflorace	JulE	2014	BEV	PMSM	HA	RF, IL	ja	desachstiert	4WB	Scheibenbremse	k. A.	DQL
93	HorsePower Hannover	sh15	2014	BEV	PMSM	4WD	RF, IL	ja	koaxial	4WB	k. A.	DQL	DQL
94	Running Snail	RS15	2014	BEV	PMSM	4WD	k. A.	ja	nein	4WB	Scheibenbremse	DQL	DQL
95	Delft	DUT16	2015	BEV	PMSM	4WD	RF, IL	ja	koaxial	4WB	Scheibenbremse	DQL	DQL
96	amz racing Zürich	liela	2015	BEV	PMSM	4WD	RF, IL	ja	koaxial	4WB	k. A.	DQL	DQL
97	Greenteam Stuttgart	E0711-7	2015	BEV	PMSM	4WD	RF, IL	ja	koaxial	4WB	k. A.	DQL	DQL
98	URE Eindhoven	URE11	2015	BEV	PMSM	HA	RF, IL	ja	koaxial	4WB	k. A.	DQL	DQL
99	Elbflorace	LucE	2015	BEV	PMSM	4WD	RF, IL	ja	koaxial	4WB	k. A.	DQL	DQL
100	HorsePower Hannover	sh16	2015	BEV	PMSM	4WD	RF, IL	ja	koaxial	4WB	k. A.	DQL	DQL
101	Running Snail	RS16	2015	BEV	PMSM	4WD	RF, IL	ja	koaxial	4WB	k. A.	DQL	DQL

Anh. 4-1: Ilmenau-Zyklus

Spezifischer Fahrzyklus mit realitätsnahen Lastumfängen für Längs- und Querdynamik im Umland von Ilmenau nach [AW14]

Parameter	Wert	
Strecke	gesamt	33,5 km
	Stadt	40 %
	Landstraße	45 %
	Autobahn	15%
	gesamt	31..38 min
Durchschnittsgeschwindigkeit	50..65 km/h	
Maximalgeschwindigkeit	offen	
Höhendifferenz	170 m	

Anh. 4-2: Fahrleistungsgrenzen

Lastfälle zur Bestimmung von Gesamtantriebsmoment und -leistung

Lastfall	Auslegungsgröße		
	Geschwindigkeit	Steigung	Beschleunigung
Maximalgeschwindigkeit	v_{\max}	0	0
max. Steigung	30 km/h	p_{\max}	0
max. Beschleunigung bei niedriger Geschwindigkeit	30 km/h	0	a_{\max}
reduzierte Beschleunigung am Ortsausgang	50 km/h	0	$0,67^* a_{\max}$
reduzierte Beschleunigung an der max. Steigung	0 km/h	p_{\max}	$0,25^* a_{\max}$

Anh. 4-3: Wichtungsfaktoren der kinematischen Bewertungsgrößen

Wichtung der kinematischen Bewertungsgrößen in Anlehnung an [Wim97]

Bewertungs-größ	Sturz- winkel ε_v	Spur- winkel δ_0	Nick- ausgleich X_{Br}	Höhe Wankzentrum h_{WZ}	Spurweiten- änderung Δb	Spur- differenzwinkel δ_{Δ}
Wichtungsfaktor Vorderachse	0,07	0,55	0,14	0,14	0,05	0,05
Wichtungsfaktor Hinterachse	0,10	0,65	0,05	0,20	-	-

Anh. 4-4: Konstante Stellgrößenverteilung nach [SW12]

Stellgrößenverteilung über radindividuellen Skalierungsfaktor d_t zur Beibehaltung möglichst hoher Kraftschlussreserven, anhand der Betrachtung von Längsschlupf λ , Schräglauf α und Vertikalkräften F_Z auf alle einzelnen Räder i .

$$d_t(i) = \frac{4 \cdot F_Z(i)}{m \cdot g} \cdot \frac{1 - \sqrt{\alpha(i)^2 + \lambda(i)^2}}{\sum_{i=1}^4 1 - \sqrt{\alpha(i)^2 + \lambda(i)^2}}; \quad i = 1..4$$

Die radindividuellen Antriebsmomente M_{EM} bestimmen sich je nach Antriebsstrangkonfiguration über die erforderliche Beschleunigungskraft $F_{b,erf}$, den dynamischen Rollhalbmesser r_{dyn} und Skalierungsfaktor d_t .

$$M_{EM}(i) = act_{EM}(i) \cdot F_{b,erf} \cdot r_{dyn} \cdot d_t(i) \cdot \frac{4}{\sum_{i=1}^4 act_{EM}(i)}; \quad i = 1..4$$

Das Motormoment je Rad ist dabei entsprechend einer hinterlegte Motorkennlinie bei den jeweils abgerufenen Drehzahlen limitiert. Der Faktor act_x dient grundsätzlich der Aktivierung einzelner Sybsysteme (1-aktiviert/0-deaktiviert).

Radindividuelle Bremsmomente können neben den priorisierten elektrischen Bremsmomenten der Radnabenmaschinen M_{EM} auch als Reibbremsmomente M_{RB} erzeugt werden, falls das jeweilige Rekuperationpotential $M_{EM,max}$ überschritten wird.

$$M_{EM}(i) = act_{EM}(i) \cdot \min(M_{EM,max}; F_{b,erf} \cdot r_{dyn} \cdot d_t(i)); \quad i = 1..4$$

$$M_{RB}(i) = act_{RB}(i) \cdot F_{b,erf} \cdot r_{dyn} \cdot d_t(i) - M_{EM}; \quad i = 1..4$$

Zur Erzeugung von Giermomenten können alle aktiven Subsysteme eingesetzt werden, wobei nach Potentialanalyse eine konstante Stellgrößenverteilung erfolgt:

Subsystem	Zeichen	Index j	Verteilungsfaktor
IWM Vorderachse	$d_{EM,VA}$	1	0,20
IWM Hinterachse	$d_{EM,HA}$	2	0,17
Reibbremse VA	$d_{RB,VA}$	3	0,07
Reibbremse HA	$d_{RB,HA}$	4	0,05
Überlagerungslenkung VA	$d_{ÜL,VA}$	5	0,25
Überlagerungslenkung HA	$d_{ÜL,HA}$	6	0,16
aktive Sturzstellung VA	$d_{SV,VA}$	7	0,06
aktive Sturzstellung HA	$d_{SV,HA}$	8	0,04

Für im Umfang reduzierte Subsystemkonfigurationen werden die Faktoren mit einem Normierungskoeffizient k_{norm} multipliziert:

$$k_{norm} = \frac{1}{\sum_{j=1}^8 act_{Subsystem(j)} \cdot d_{Subsystem(j)}; \quad j = 1..8$$

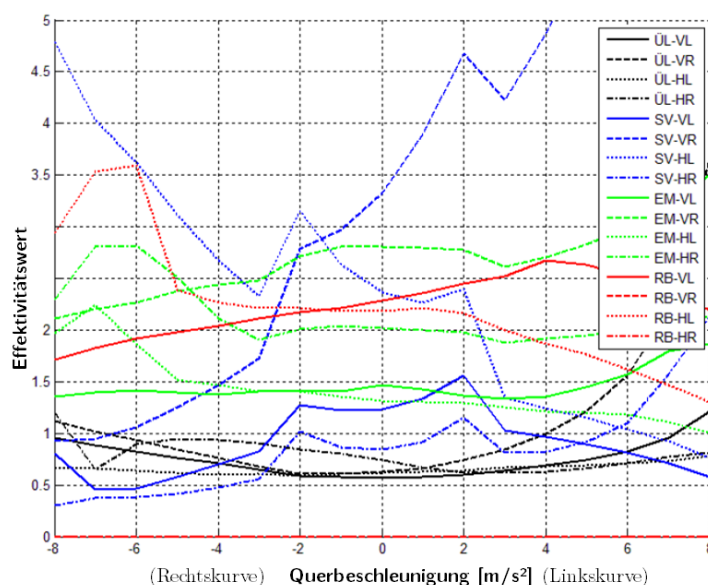
Das durch aktive Subsysteme erzeugte Giermoment $M_{Z,Subsystem}(j)$ folgt aus:

$$M_{Z,Subsystem}(j) = k_{norm} \cdot d_{Subsystem(j)} \cdot M_{Z,erf}; \quad j = 1..8$$

Die Schräglauf- und Sturzsteifigkeiten der Reifen werden vereinfachend als konstant angenommen. Alle abgeleiteten Stelgrößen werden anhand der Stellbereichbegrenzungen limitiert.

Anh. 4-5: Hierarchische Stellgrößenverteilung nach [SWL13] und [SW13]

Längsdynamikregler und Regler zur Reduktion von Fahrwiderstände folgen hierbei ähnlichen Berechnungsvorschriften wie bei der konstanten Stellgrößenverteilung. Für die Gierratenregelung werden die Ergebnisse einer detaillierten Potentialabschätzung genutzt, um je nach Fahrsituation für jedes Subsystem einen Effizienzwert zu berechnen und tabellarisch anhand der Gierramentpotentiale hinterlegt. Aktive Subsysteme mit hohem Effizienzwert werden bevorzugt eingesetzt. Wird das maximale Gierramentpotential des effizientesten Subsystems zu 75% ausgeschöpft, wird der Differenzbetrag durch das Subsystem mit dem nächst geringeren Effizienzwert übernommen. Für die Überlagerungslenkung und sie aktive Sturzstellung werden die Schräglauf- und Sturzsteifigkeiten mittels eines Pacejka-Reifenmodells dynamisch berechnet. Exemplarischer Verlauf der Effektivitätswerte [Her14]:

**Anh. 4-6: Gewichtungsfaktoren für die Gesamtfahrzeugbewertung**

Paarbildungsmatrix der Einzelbewertungsgrößen

Kriterium	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X	XI	Σ	%
I) Beschleunigung	1	0	1	0	0	1	0	0	0	1	0	4	3,3
II) Bremsen	2	1	1	0	0	1	1	1	0	1	0	8	6,6
III) Frequenzgang	1	1	1	0	1	0	1	1	0	1	0	7	5,8
IV) Querbeschleunigung	2	2	2	1	1	1	2	1	0	1	1	14	11,6
V) Lenkwinkelsprung	2	2	1	1	1	1	2	1	0	1	1	13	10,7
VI) Lastwechsel	1	1	2	1	1	1	1	1	0	1	2	12	9,9
VII) Konstantfahrt	2	1	1	0	0	1	1	0	1	1	2	10	8,3
VIII) Sinuslenken	2	1	1	1	1	1	2	1	1	0	0	11	9,1
IX) Ilmenau-Zyklus	2	2	2	2	2	2	1	1	1	1	1	17	14
X) Eigenlenkverhalten	1	1	1	1	1	1	1	2	1	1	1	12	9,9
XI) Spurbereich	2	2	2	1	1	0	0	2	1	1	1	13	10,7

Anh. 5-1: Lastkollektiv zur Ermittlung des Temperaturverhaltens von Brems scheiben

Versuchsparameter für Prüfstands- und Fahrversuch von Fahrzeugen Klasse M1

	Einzel- bremsung	Folge- bremsungen	AKM Fade 2, letzte Bremsung	Bergabfahrt (Downhill)	AMS	HAMS
Anzahl Bremsungen n_{Br} [-]	1	5	1	1	10	9+1
Starttemperatur T_0 [°C]	100	100	550	20	20	100
Startgeschwindigkeit v_0 [km/h]	v_{max}	100	100	40	100	130 / 190
Endgeschwindigkeit v_E [km/h]	0	0	5	40	0	70
Verzögerung b [g]	b_{ECE}	0,5	0,4	-	1	0,6 / 1
Bremsungsdauer t_{Br} [s]	-	-	-	1500	-	-
Gefälle p [%]	0	0	0	10	0	0
Abkühlzeit $t_{kühl}$ [s]	-	15	-	-	25	33

Erläuterung nach [Lim99] und [Bur91]:

Single-Stop

Auslegungskriterium:	Temperaturerhöhung aktive Brems scheibenmasse
Bedeutung:	globale thermische Belastung über das gesamte Volumen
Berechnungsformel:	$\Delta T_{RR, spez} = \frac{E_{b, single-stop}}{V_{RR} \cdot \rho_{RR} \cdot c_{RR}} \text{ [K]}$
Richtwert/Zielstellung:	PKW: $\Delta T_{RR, spez} \leq 500 \text{ K}$ (High-Performance: $\leq 600 \text{ K}$)
Auslegungskriterium:	Temperaturerhöhung des Reibringmaterials bei Fahrzeugstillstand nach Vollverzögerung aus Maximalgeschwindigkeit
Bedeutung:	Leistungsfähigkeit bei kurzzeitiger Spitzenbelastung
Berechnungsformel:	$\Delta T_{RR} = \frac{E_{b, single-stop}}{c_{RR}} = \frac{\varphi_{VA} \cdot m_{Zul} \cdot v_{F, max}^2}{4 \cdot c_{RR}} \text{ [K]}$
Richtwert/Zielstellung:	Reibringtemperatur unterhalb Fading-Bereich: $\Delta T_{RR, spez} \leq 350^\circ\text{C}$
Auslegungskriterium:	Produkt aus flächenspezifischer Bremsleistung und Reibringdicke
Bedeutung:	Festigkeits- und Lebensdauerabschätzung (zeitfest/dauerfest)
Berechnungsformel:	$P_{RR, spez} \cdot \delta_{RR} \left[\frac{\text{W}}{\text{cm}} \right]$
Richtwert/Zielstellung:	$P_{RR, spez} \cdot \delta_{RR} \leq 800..1.000 \text{ W/cm}$

Folgebremsungen/AMS

Auslegungskriterium:	Maximaltemperatur bei Höchstbelastung durch Intervallbremsungen
Bedeutung:	Reibringtemperatur unterhalb der spezifischen, thermischen Belastungsgrenze des Reibringwerkstoffes
Berechnungsformel:	$T_{\text{end}} = T_{\text{amb}} + \frac{[1 - e^{(-n \cdot h_{\text{RR}} \cdot A_{\text{RR}} \cdot t_z) / (\rho_{\text{RR}} \cdot c_{\text{RR}} \cdot V_{\text{RR}})}] \cdot \Delta T}{1 - e^{(-h_{\text{RR}} \cdot A_{\text{RR}} \cdot t_z) / (\rho_{\text{RR}} \cdot c_{\text{RR}} \cdot V_{\text{RR}})}}$
Richtwert/Zielstellung:	AMS-Test: $T_{\text{RR}} \leq 650 \text{ °C}$
Auslegungskriterium:	Zeitdauer des Erreichens des Wärmestroms im Volumenmittelpunkt
Bedeutung:	Temperatur-/Spannungsgradient im Reibringmaterial
Berechnungsformel:	$t_{\text{pen,RR}} = \frac{\delta_{\text{RR}}^2}{5 \cdot a_{\text{RR}}} = \frac{\delta_{\text{RR}}^2 \cdot \rho_{\text{RR}} \cdot c_{\text{RR}}}{5 \cdot \lambda_{\text{RR}}} \text{ [s]}$
Richtwert/Zielstellung:	möglichst geringer Wert
Auslegungskriterium:	Maximalwert der Reibringoberflächentemperatur zu Bremsbeginn
Bedeutung:	kurzzeitige, lokale Spitzenbelastung an der Reibringoberfläche
Berechnungsformel:	$T_{\text{RR,OF,max}} = T_{\text{RR,OF,i}} + \left(\frac{5}{18}\right)^{1/2} \cdot \frac{P_{\text{RR,spez}} \cdot t_{\text{brems}}^{1/2}}{(\rho \cdot c \cdot \lambda)^{1/2}} \text{ [K]}$ $P_{\text{RR,spez}} = \gamma \cdot \frac{P_{\text{RR,max}}}{A_{\text{RR}}}$
Richtwert:	Temperaturbeständigkeit des Reibringwerkstoffes (kurzzeitige Überlast)
Auslegungskriterium:	Spannungen in Reibringmaterial durch Wärmeeintrag
Bedeutung:	Festigkeits-/Lebensdauerabschätzung
Berechnungsformel:	$\sigma_{\text{therm,max,RR}} = \frac{E_{\text{RR}} \cdot \alpha_{\text{RR}}}{1 - \nu_{\text{RR}}} \cdot \Delta T_{\text{RR}}$
Richtwert/Zielstellung:	$\sigma_{\text{therm,RR}} \leq \frac{R_{\text{P0,2,RR}}}{S}$

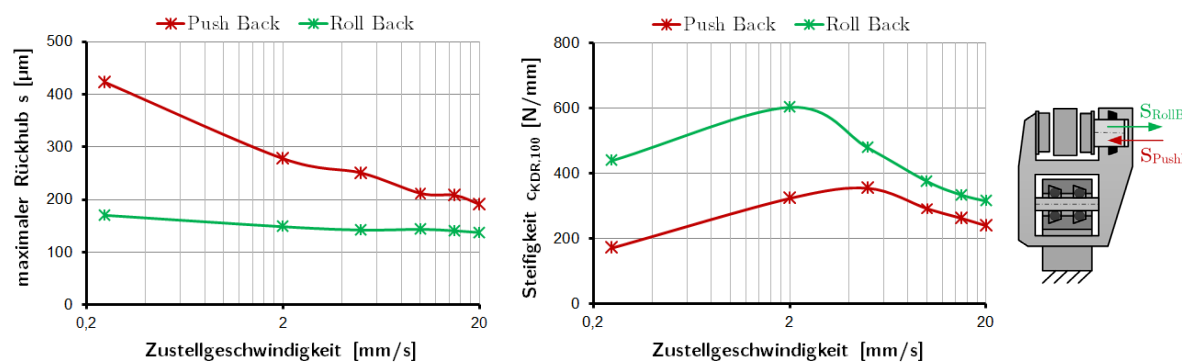
Anh. 5-2: Fahrzeugdaten

Exemplarische Fahrzeugparameter für Integrationsbeispiel bzw. Reibbremsauslegung, als „Fahrzeug 2“ auch in Tab. 7-1

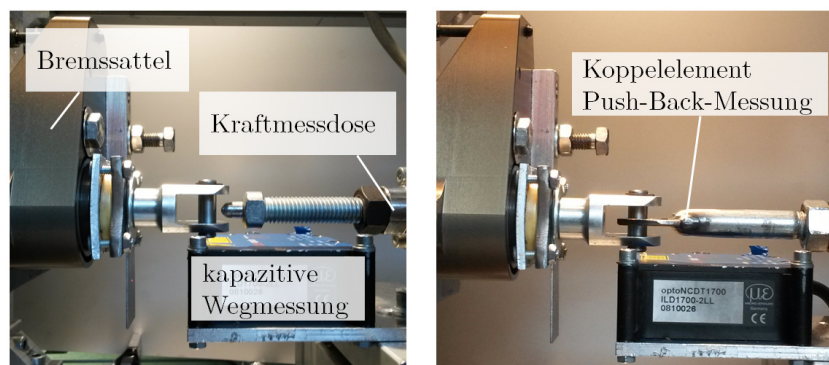
Parameter	Zeichen	Wert
zulässige Gesamtmasse	m_{ges}	1800 kg
Höchstgeschwindigkeit	v_{max}	150 km/h
dynamischer Reifenhalmmesser	r_{dyn}	0,307 m
Spurweite	b	1,5 m
Radstand	l	2,5 m
Schwerpunkthöhe	h_{SP}	0,55 m
Schwerpunktlängslage	lv	$0,5 \cdot l$
installierte Bremskraftverteilung:	$\Phi_{\text{VA/HA}}$	70/30
max. Antriebsmoment je Rad	M_{max} (2WD/4WD)	1.050 Nm / 525 Nm
Dauerleistung je Rad	P_{cont} (2WD/4WD)	30 kW / 15 kW

Anh. 6-1: Zustellcharakteristik von Kolbendichringen

Gemessenes Rückhub- (li.) und axiales Steifigkeitsverhalten (re.) eines Bremskolbens des Doppelbrücke-Perimetersattels in Abhängigkeit der Zustellgeschwindigkeit

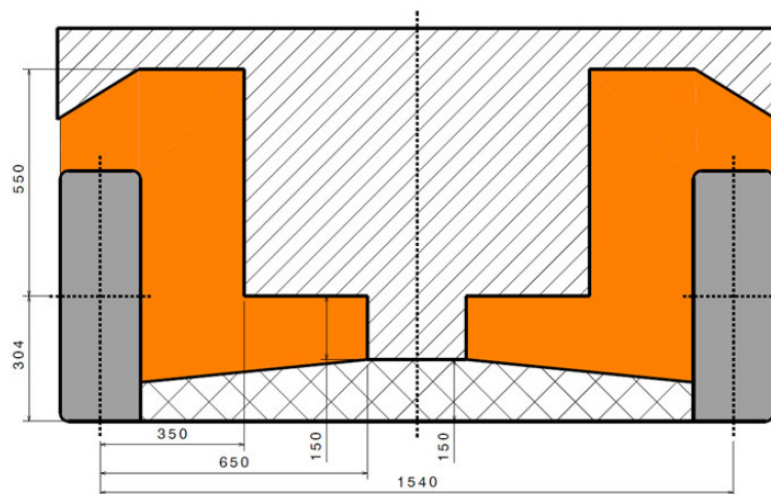


Messaufbau zur Bestimmung der Eigenschaften von Kolbendichringen im Verbau:



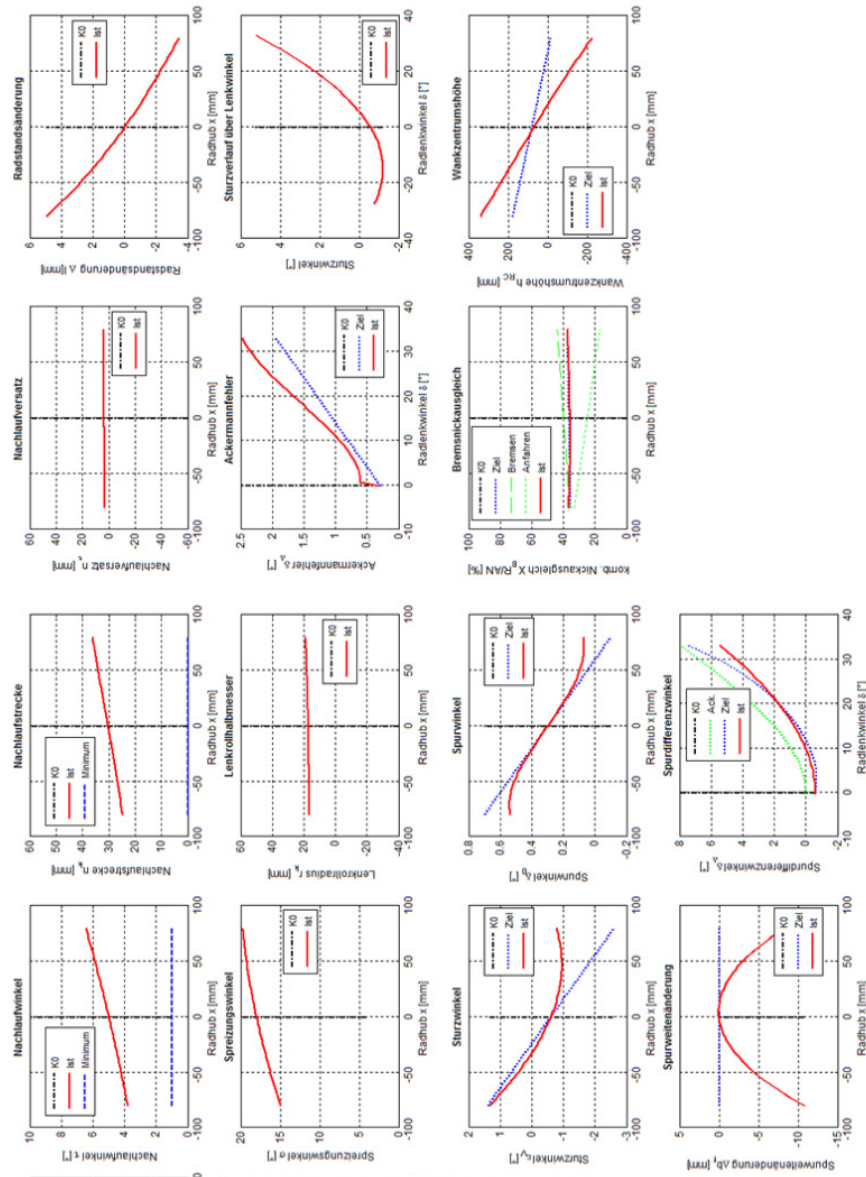
Anh. 7-1: Bauraumvorgaben für Radaufhängungen der Basiskonfigurationen

Grundlage bildet die beispielhafte Ausführung eines Kompaktklasse-Fahrzeugs mit den in Anh. 5-2 beschriebenen Basisparametern.

Bauraumszenario 1: kompakte Abmessungen²⁸³ (Skateboard-Bauweise) [Loy15]**Bauraumszenario 2: vergrößerte Abmessungen (konventionelle Anordnung) [Loy15]**

²⁸³ Angaben in mm

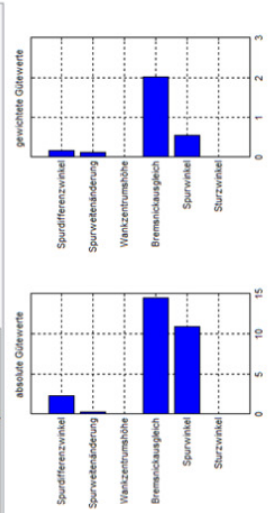
Anh. 7-2: Kinematik-Bewertung: Radführendes Federbein für Radnaben-Direktantrieb 1
 Ausführung RA: gelenkte Vorderachse mit realer Lenkachse;
 Aufbauseitiger Bauraum: Bauraumszenario 1 (Skateboardbauweise);



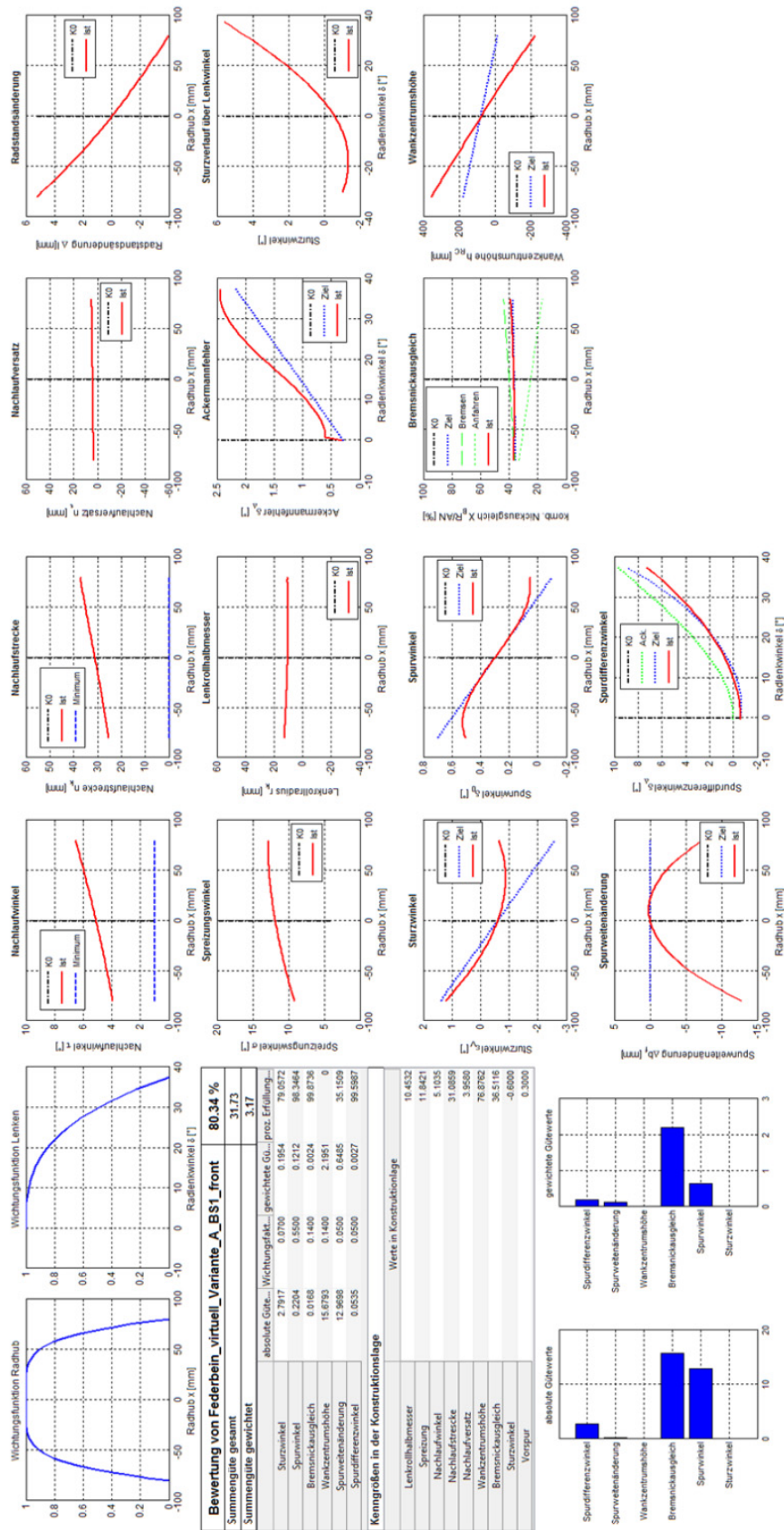
Bewertung von Federbein_real_Variante_A_BS1_front 81.08 %

Summengüte gesamt		27.98
Summengüte gewichtet		2.86
absolute Güte...	Wichtungsfakt...	gewichtete Güte...
Sturzwinkel	0.1615	82.6939
Spurwinkel	0.2269	0.1259
Bremsnickausgleich	0.0079	98.2626
Wankzentrumshöhe	0.1400	0.0011
Wankstandsänderung	14.4573	2.0240
Spurdifferenzwinkel	10.8885	0.0500
Spurweitenänderung	0.0878	0.0044
Vorspur		98.3410

Werte in Konstruktionslage	
Lenkrollhalbmesser	17.2061
Sprenzung	17.8938
Nachlaufwinkel	4.9927
Nachlaufstrecke	30.2557
Nachlaufversatz	3.4537
Wankzentrumshöhe	69.9313
Bremsnickausgleich	35.7356
Sturzwinkel	-0.6000
Vorspur	0.3000

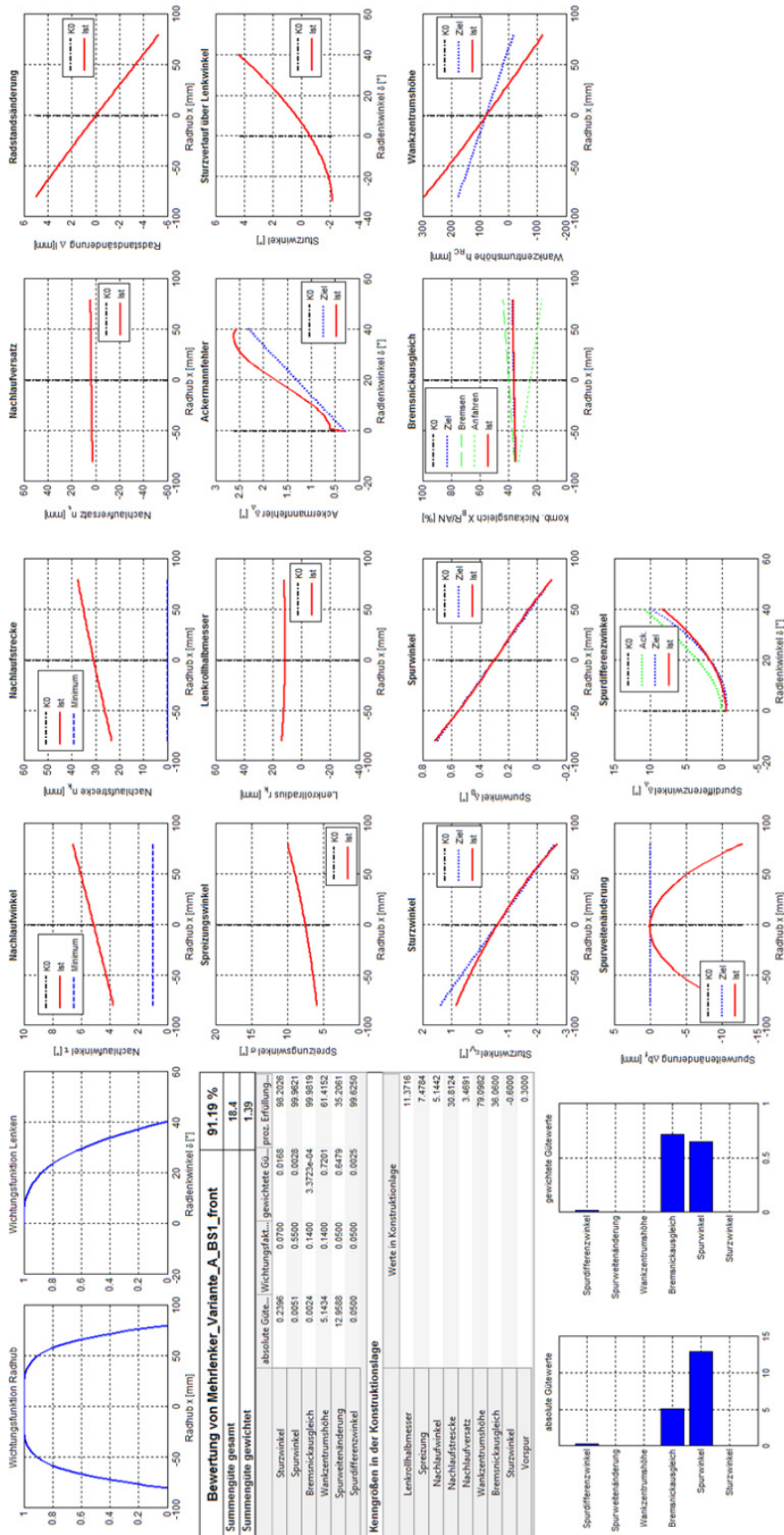


Anh. 7-3: Kinematik-Bewertung: Radführendes Federbein für Radnaben-Direktantrieb 2
 Ausführung RA: gelenkte VA mit virtueller Lenkachse (aufgelöste untere Lenkerebene);
 Aufbauseitiger Bauraum: Bauraumszenario 1 (Skateboardbauweise);



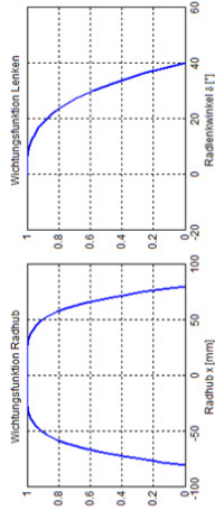
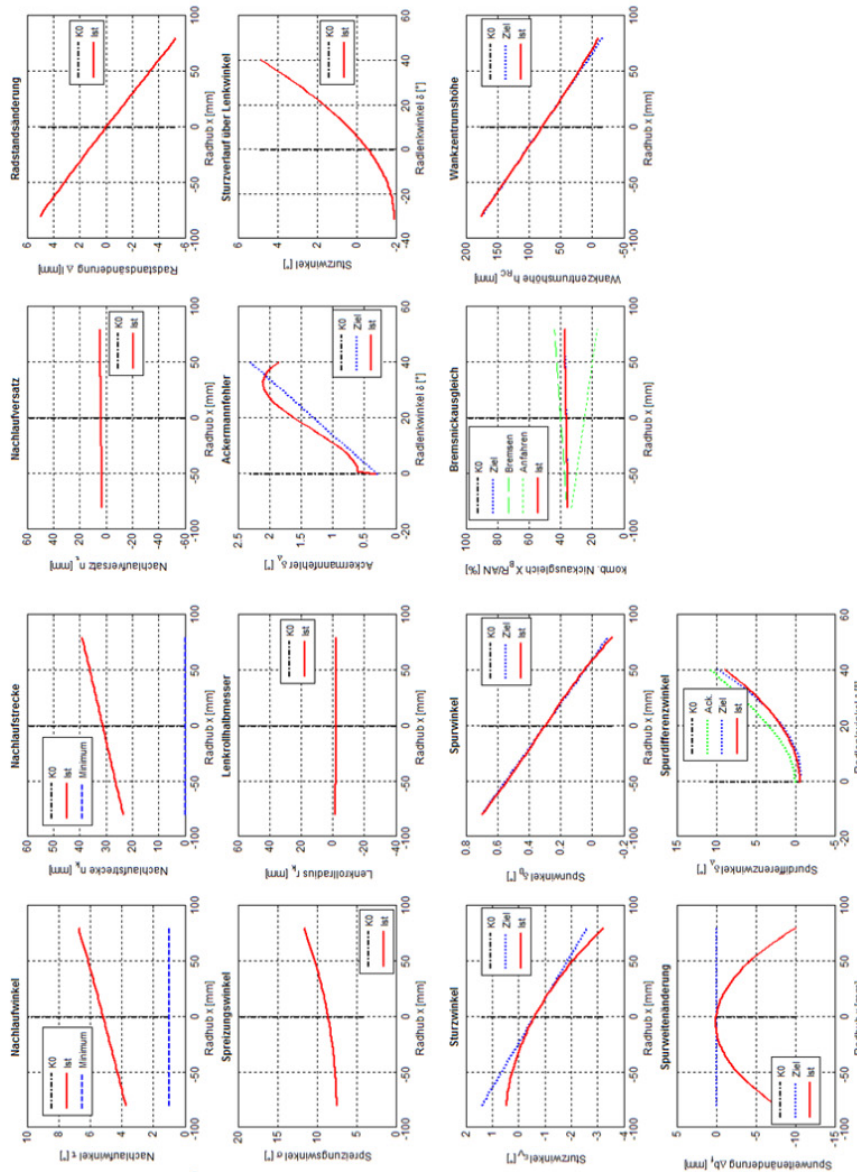
Anh. 7-4: Kinematik-Bewertung: Mehrlenkerradaufhängung für Direktantrieb

Ausführung RA: VA mit virtueller Lenkachse (aufgelöste obere/untere Lenkerebene);
 Aufbauseitiger Bauraum: Bauraumszenario 1 (Skateboardbauweise);



Anh. 7-5: Kinematik-Bewertung: Mehrlenker-Radaufhängung für Direktantrieb

Ausführung RA: VA mit virtueller Lenkachse (aufgelöste obere/untere Lenkerebene);
 Aufbauseitiger Bauraum: Bauraumszenario 2 für Direktantriebe;



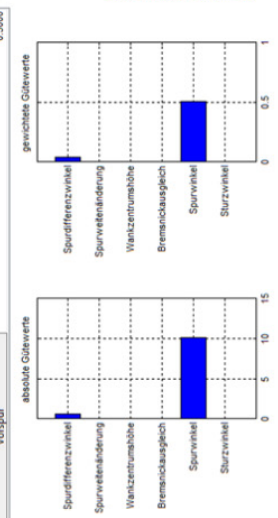
Bewertung von Mehrlenker_long_Variante_A_BS2_front

Summengenüte gesamt: **97.1 %**
 Summengenüte gewichtet: **10.83**

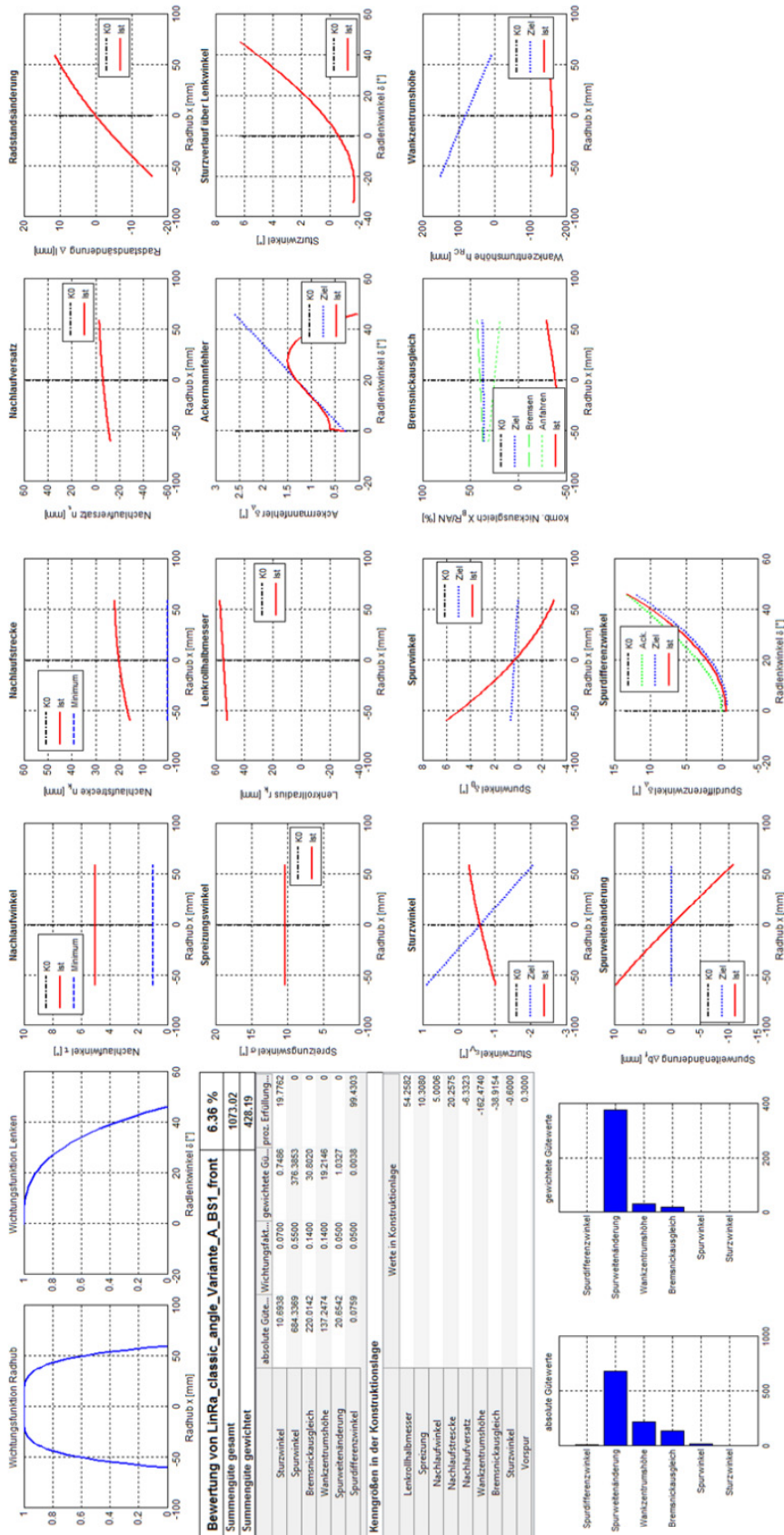
Parameter	absolute Gew.	Wichtungsfakt.	gewichtete Gu.	proz. Erfüllung
Sturzwinkel	0.8183	0.0700	0.0433	95.3251
Spurwinkel	0.0048	0.5500	0.0028	99.9840
Bremsenkaugleich	4.3366e-04	0.1400	5.8717e-05	99.9998
Wankzentrumshöhe	0.0036	0.1400	5.8678e-04	99.9739
Spurweitenänderung	10.1816	0.0500	0.5091	48.0020
Spurdifferenzwinkel	0.0234	0.0500	0.0013	99.8992

Kenngrößen in der Konstruktionslage

Lenkrollhalbmesser	-2.2095
Spreizung	8.5896
Nachlaufwinkel	5.1832
Nachlaufstrecke	31.2533
Nachlaufversatz	3.7010
Wankzentrumshöhe	79.9093
Bremsenkaugleich	36.3484
Sturzwinkel	-0.6000
Verzerr	0.3300

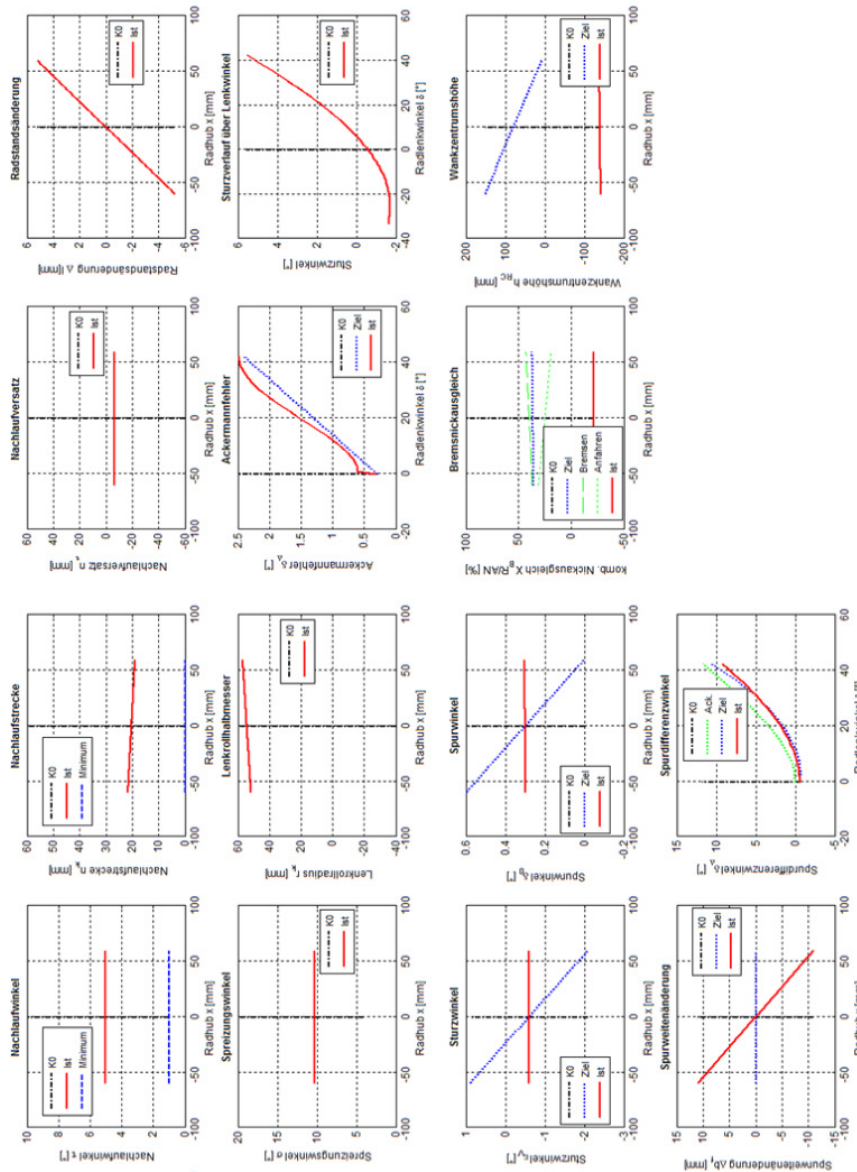


Anh. 7-6: Kinematik-Bewertung: Lineare Radaufhängung für Radnaben-Direktantrieb
 Ausführung RA: VA mit angestellter Lenk-/Hubachse (Nachlauf und Spreizung);
 Aufbauseitiger Bauraum: Bauraumszenario 1 (Skateboardbauweise);



Anh. 7-7: Kinematik-Bewertung: Lineare Radaufhängung für Radnaben-Direktantrieb

Ausführung RA: VA mit geteiltem Radträger Trennung von Lenk- und Hubachse;
 Aufbauseitiger Bauraum: Bauraumszenario 1 (Skateboardbauweise);



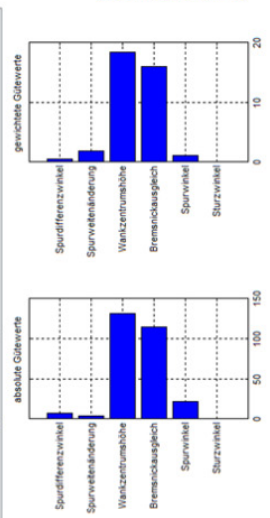
Bewertung von LinRa_div_angle_Variante_A_BSI_front

Summengüte gesamt: **49.41 %**
 Summenquote gewichtet: **278.01**

Kenngröße	absolute Güte	Wichtungsfakt.	gewichtete Güte	proz. Erfüllung
Sturzwinkel	6.7827	0.0700	0.4751	49.0786
Spurwinkel	3.1952	0.5500	1.7574	74.5286
Bremsklauengleich	131.6985	0.1400	18.4113	0
Wankzentrumshöhe	114.4657	0.1400	16.0239	0
Spurweiteänderung	21.8255	0.0500	1.0913	0
Spurdifferenzwinkel	0.0346	0.0500	0.0017	99.7407

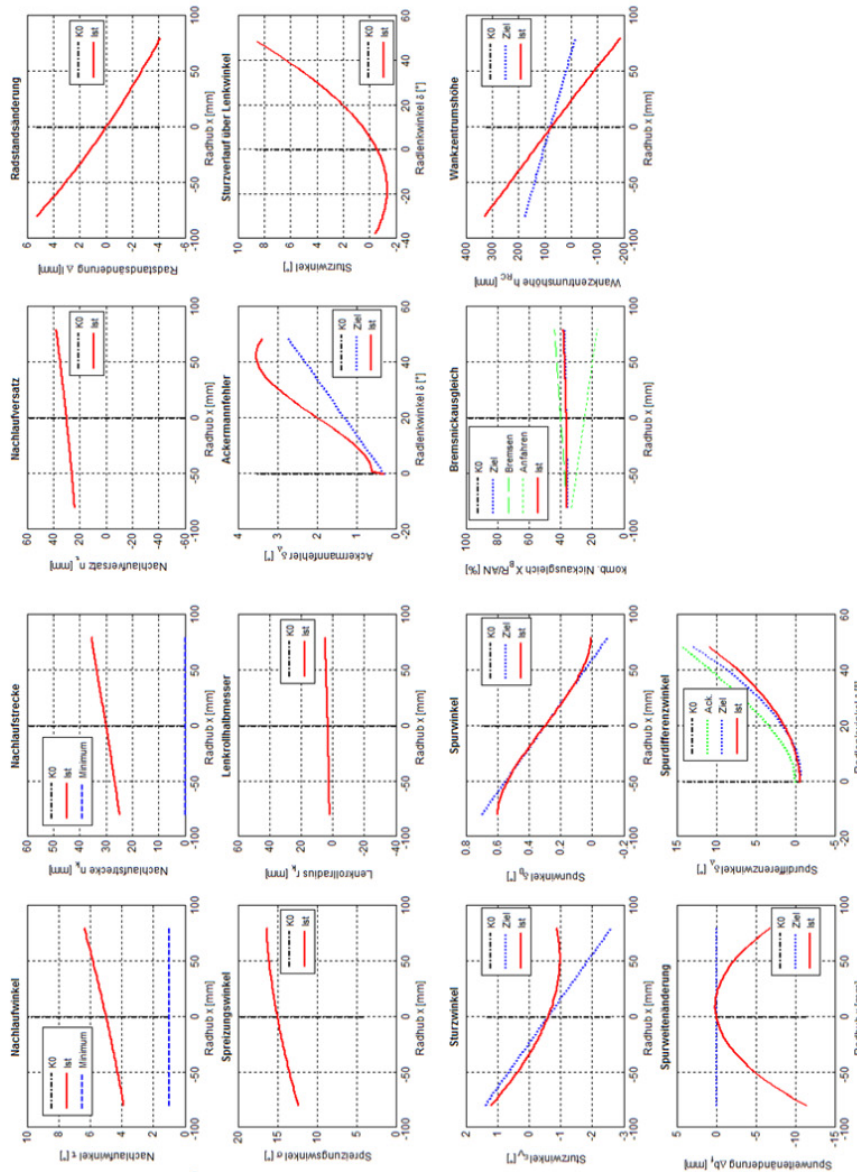
Kenngrößen in der Konstruktionslage

Kenngröße	Werte in Konstruktionslage
Lenkrollhalbmesser	54.2577
Sprenzung	10.3080
Nachlaufwinkel	5.0006
Nachlaufstrecke	20.2584
Nachlaufversatz	-6.3316
Wankzentrumshöhe	-139.6478
Bremsklauengleich	-21.8651
Sturzwinkel	-0.5989
Vorzpur	0.2933



Anh. 7-8: Kinematik-Bewertung: Radführendes Federbein für unteretzten Antrieb

Ausführung RA: VA mit realer Lenkachse für koaxiale/desachsierte Getriebevarianten;
 Aufbauseitiger Bauraum: Bauraumszenario 1 (Skateboardbauweise);

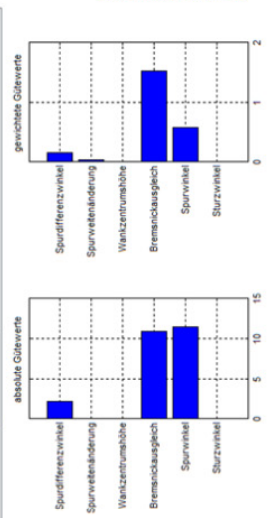


Bewertung von Federbein_real_Variante_BC_BSI_front **84,18 %**

Summengenote gesamt 24,82

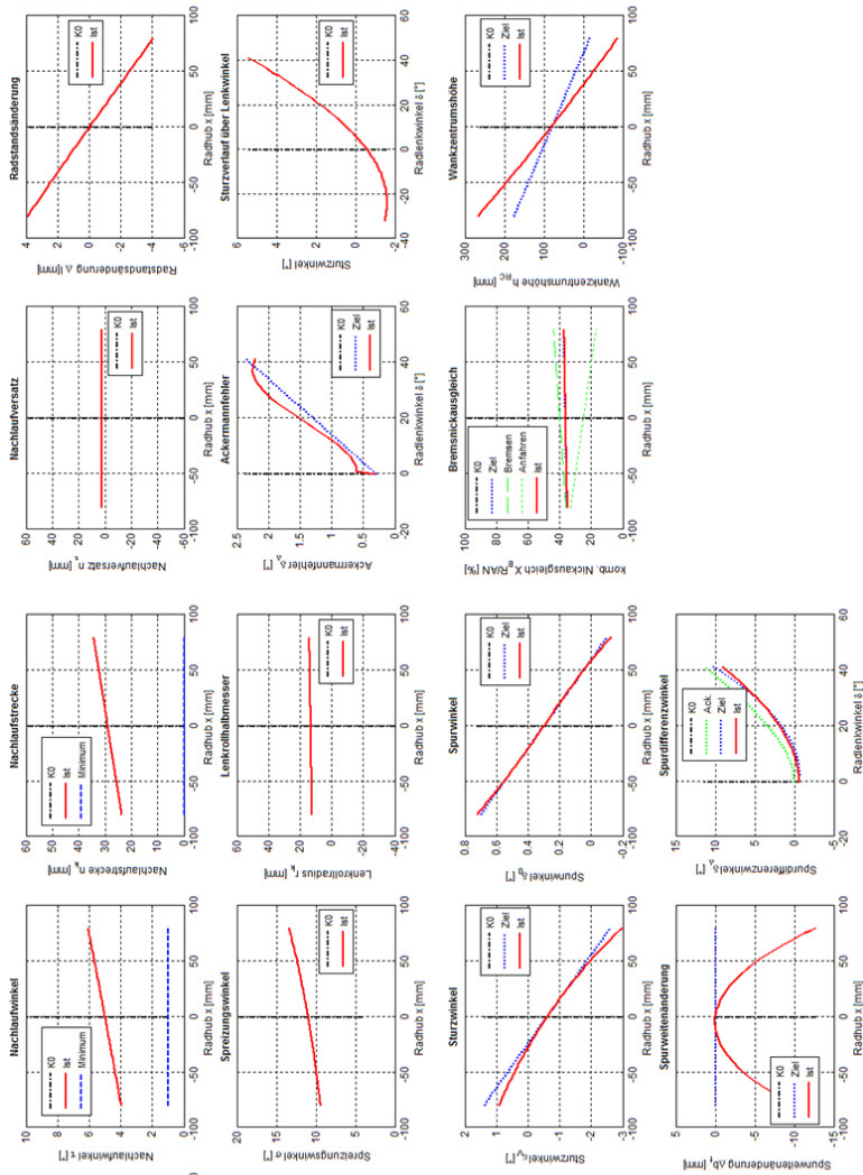
Summengenote gewichtet 2,3

absolute Gew.	Wichtungsfakt.	gewichtete Gew.	proz. Erfüllung
Sturzwinkel	2.2106	0.0700	0.1547
Spurwinkel	0.6574	0.5500	0.0315
Bremsklauengleich	0.0037	0.1400	5.1810e-04
Wankzentrumshöhe	10.8653	0.1400	1.8337
Spurweitenänderung	11.5657	0.0500	0.5753
Spurdifferenzwinkel	0.0920	0.0500	0.0046
Werte in Konstruktionslage			
Lenkrollhalbmesser			3.0024
Sprenzung			14.9979
Nachlaufwinkel			4.9985
Nachlaufstrecke			29.9756
Nachlaufversatz			29.9916
Wankzentrumshöhe			76.8729
Bremsklauengleich			36.3032
Sturzwinkel			-0.6000
Vorzpur			0.3300



Anh. 7-10: Kinematik-Bewertung: Doppelquerlenker-RA für unteretzten Antrieb

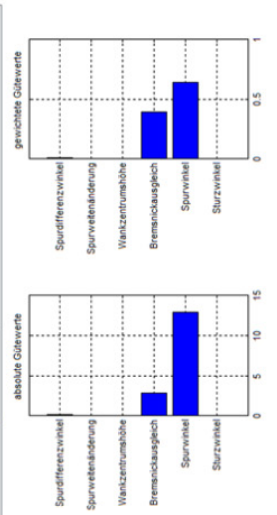
Ausführung RA: VA mit SLA-Radträger für koaxiale/desachsierte Getriebevarianten;
 Aufbauseitiger Bauraum: Bauraumszenario 1 (Skateboardbauweise);



Bewertung von DOL_real_Variante_BC_BST_front			
Summengüte gesamt	93,67 %		
Summengewicht	1,06		
absolute Güte...	Wichtungsfakt...	gewichtete Güte...	proz. Erfüllung
Sturzwinkel	0,1723	0,0750	98,6225
Spurwinkel	0,0032	0,5520	99,9790
Bremsnickausgleich	9,8896e-04	0,1400	1,3896e-04
Wankzentrumshöhe	2,8444	0,1400	0,3923
Spurweitenänderung	12,8796	0,6500	0,6438
Spurdifferenzwinkel	0,0320	0,6500	0,0016
Verzerrung			99,7798

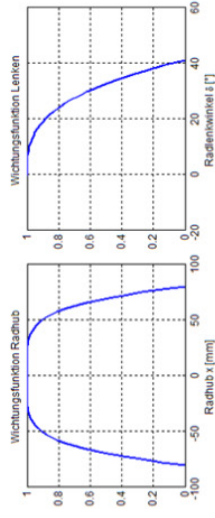
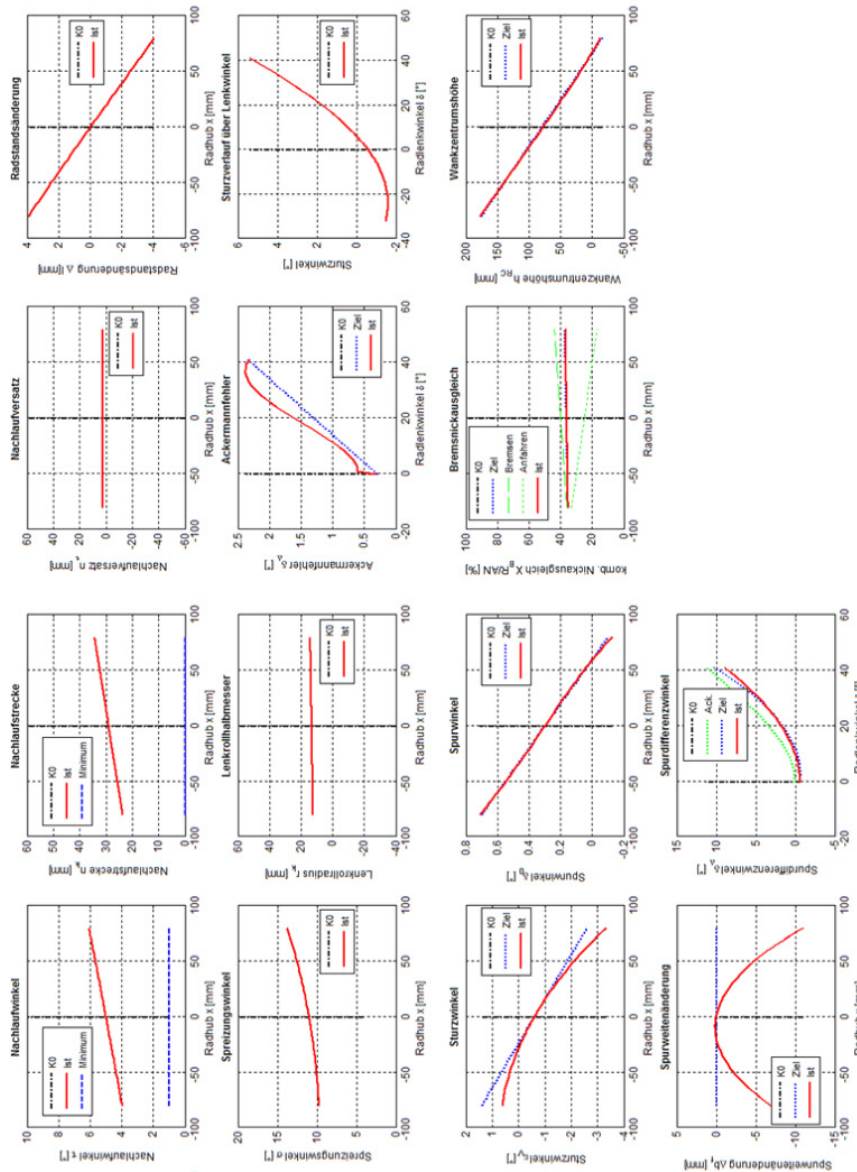
Kenngrößen in der Konstruktionslage	
Lenkrollabmesser	13,2265
Sprenzung	10,9917
Nachlaufwinkel	5,0006
Nachlaufstrecke	28,9854
Nachlaufversatz	2,4531
Wankzentrumshöhe	82,7616
Bremsnickausgleich	36,1183
Sturzwinkel	-0,6000
Verzerrung	0,3300

Werte in Konstruktionslage	
absolute Güterwerte	
Spurdifferenzwinkel	13,2265
Spurweitenänderung	10,9917
Wankzentrumshöhe	5,0006
Bremsnickausgleich	28,9854
Spurwinkel	2,4531
Sturzwinkel	82,7616
Verzerrung	36,1183
Verzerrung	-0,6000
Verzerrung	0,3300



Anh. 7-11: Kinematik-Bewertung: Doppelquerlenker-RA für unteretzte Antriebe

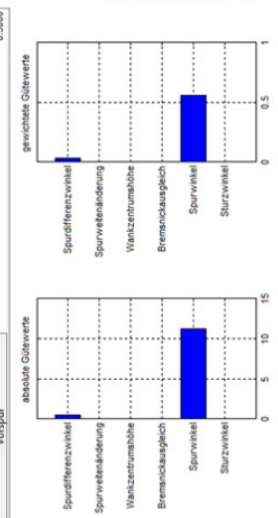
Ausführung RA: VA mit SLA-Radträger für koaxiale/desachsierte Getriebevarianten;
 Aufbauseitiger Bauraum: Bauraumszenario 2;



Bewertung von DoL_long_Variante_BC_BS2_front

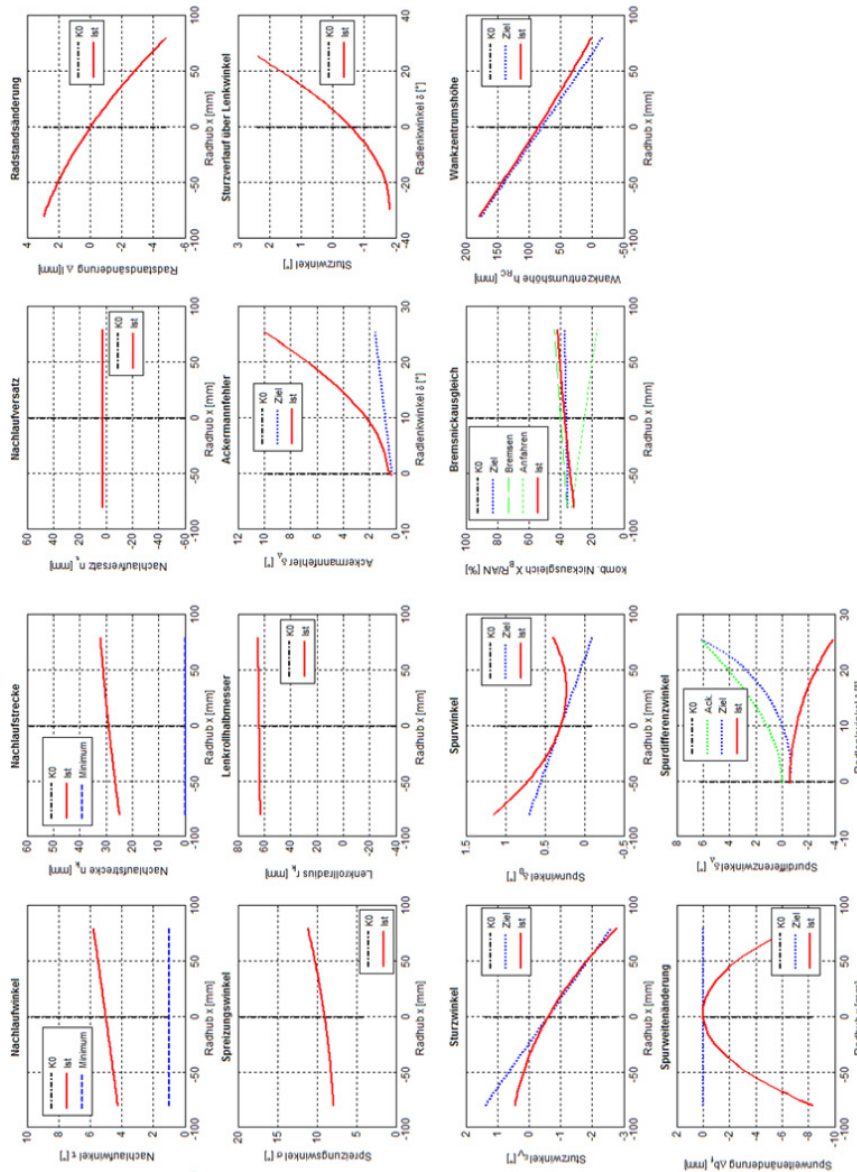
Summengüte gesamt: **96.9 %**
 Summengüte gewichtet: **11.76**

absolute Güte...	Wichtungsfakt...	gewichtete Güte...	proz. Erfüllung
Sturzwinkel	0.5235	0.0750	96.0731
Spurwinkel	0.0030	0.0016	99.9777
Bremsklauengleich	0.0018	0.1400	2.5262e-04
Wankzentrumshöhe	0.0031	0.1400	4.3374e-04
Spurveränderung	11.1966	0.0500	0.6599
Spurdifferenzwinkel	0.0321	0.0500	0.0016
Werte in Konstruktionslage			
Lenkrollhalbmesser			13.2316
Sprenzung			10.9917
Nachlaufwinkel			5.0095
Nachlaufstrecke			28.9873
Nachlaufversatz			2.4530
Wankzentrumshöhe			78.1581
Bremsklauengleich			36.0452
Sturzwinkel			-0.6000
Verzpur			0.3300



Anh. 7-12: Kinematik-Bewertung: Doppelquerlenker-RA für unteretzte Antriebe

Ausführung RA: VA mit SLA-Radträger, weitwinkelschwenkbar (+45°/-95°);
 Aufbauseitiger Bauraum: Bauraumszenario 2;



Bewertung von DOL_long_Weitbereich_Variante_B_BS2

Summengenüte gesamt	81.9 %
Summengenüte gewichtet	21.07
Summengenüte	2.55

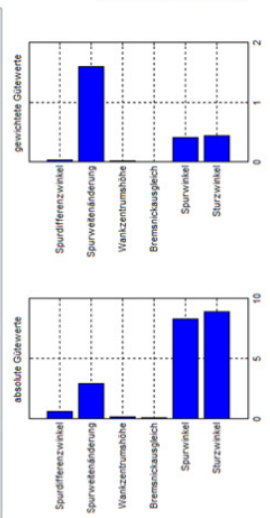
absolute Güte...	Wichtungsfakt...	gewichtete Güte...	prozent. Erfüllung
Sturzwinkel	0.8111	0.0750	95.4156
Spurwinkel	2.9169	0.5500	1.6043
Bremsklauengleich	0.1982	0.1400	0.0277
Wankzentrumshöhe	0.1072	0.1400	0.0150
Spurweitenänderung	8.3309	0.0500	0.4169
Spurdifferenzwinkel	8.8841	0.0500	0.4447

Kenngrößen in der Konstruktionslage

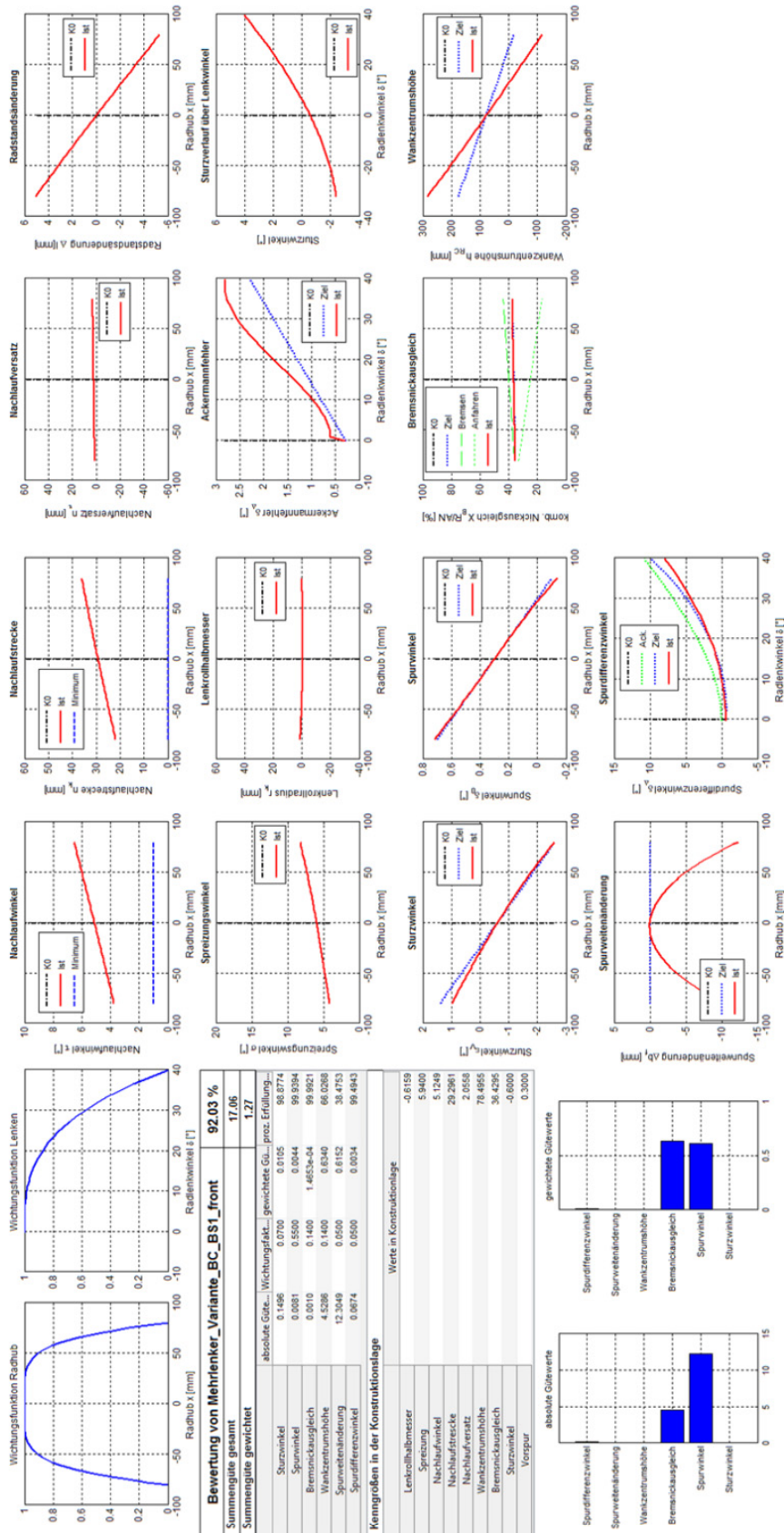
Lenkrollbrenner	63.6763
Sprenzung	9.0043
Nachlaufwinkel	5.0006
Nachlaufstrecke	28.9036
Nachlaufversatz	2.7176
Wankzentrumshöhe	85.9203
Bremsklauengleich	37.2643
Sturzwinkel	-0.6900
Verzerr	0.2987

Werte in Konstruktionslage

Lenkrollbrenner	63.6763
Sprenzung	9.0043
Nachlaufwinkel	5.0006
Nachlaufstrecke	28.9036
Nachlaufversatz	2.7176
Wankzentrumshöhe	85.9203
Bremsklauengleich	37.2643
Sturzwinkel	-0.6900
Verzerr	0.2987



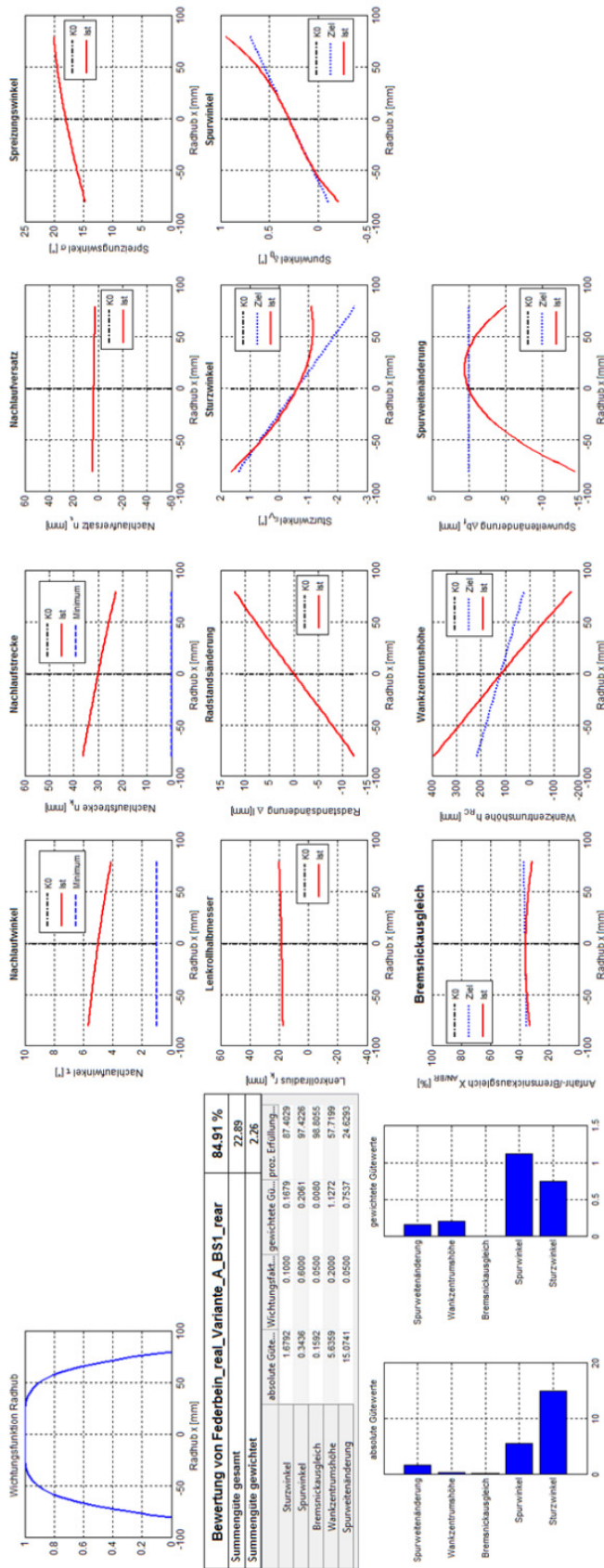
Anh. 7-13: Kinematik-Bewertung: Mehrlenker-RA für unteretzte Radnabenantriebe
 Ausführung RA: VA mit virtueller Lenkachse (aufgelöste obere/untere Lenkerebene);
 Aufbauseitiger Bauraum: Bauraumszenario 1 (koaxiale/desachsierte Getriebevarianten);



Anh. 7-14: Kinematik-Bewertung: radführendes Federbein für Direktantrieb

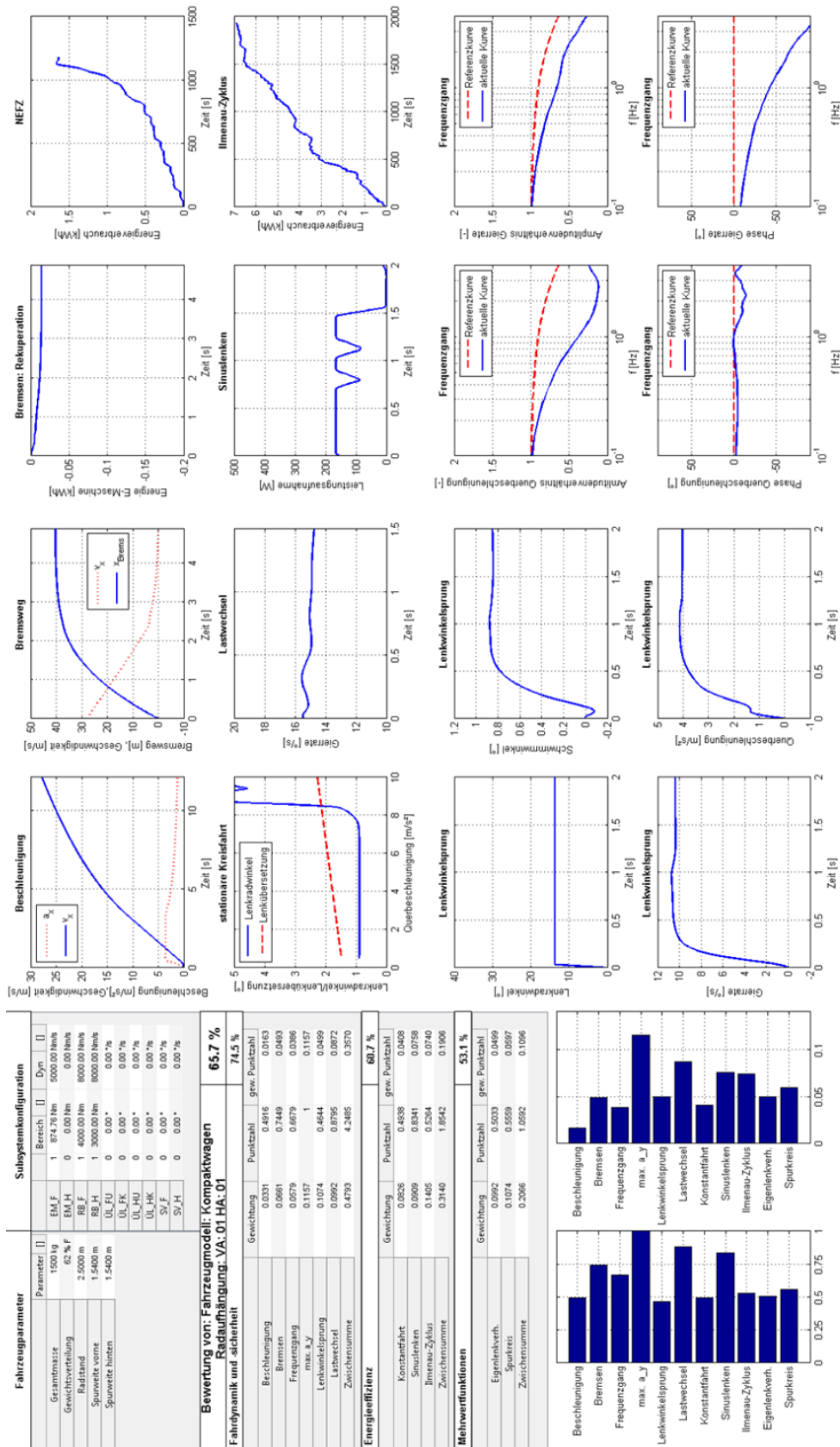
Ausführung RA: nicht gelenkte Hinterachse für Direktantriebe;

Aufbauseitiger Bauraum: Bauraumszenario 1 (Skateboard-Bauweise);



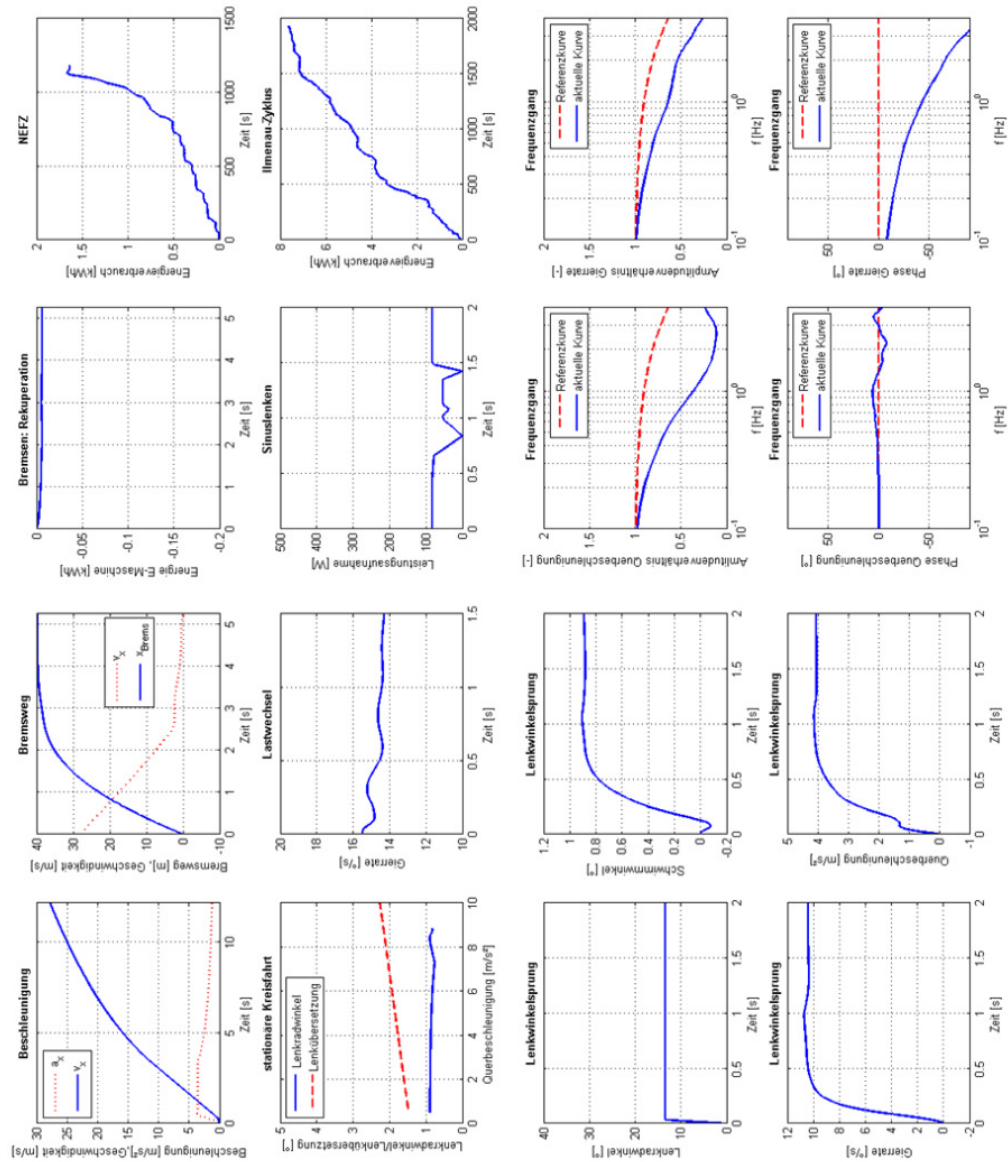
Anh. 7-15: Gesamtfahrzeugbewertung: Vergleich Antriebsausführung (VA/HA/AWD)

IWM-Antriebskonfiguration: Vorderachs-Direktantriebe;
Ausführung Radaufhängung: Radführendes Federbein;



Anh. 7-16: Gesamtfahrzeugbewertung: Vergleich Antriebsausführung (VA/HA/AWD)

IWM-Antriebskonfiguration: Hinterachs-Direktantriebe;
Ausführung Radaufhängung: Radführendes Federbein;



Fahrzeugparameter		Subsystemkonfiguration	
Parameter	Wert	Bereich	Dyn
Gesamtmasse	1500 kg	EM, F	0, 0.00 Nm
Gewichtverteilung	62 % F	EM, H	1 874.76 Nm
Radstand	2.5000 m	RS, F	5000.00 Nm/s
Spurweite vorne	1.5400 m	RS, H	1 4000.00 Nm
Spurweite hinten	1.5400 m	UL, EU	1 3000.00 Nm
		UL, FK	0 0.00 %
		UL, HL	0 0.00 %
		UL, HK	0 0.00 %
		SV, F	0 0.00 %
		SV, H	0 0.00 %

Bewertung von: Fahrzeugmodell: Kompaktkwagen Radaufhängung: VA_01_HA_01	
Fahrdynamik und sicherheit	60.9 %
Fahrdynamik und sicherheit	
Gewichtung	Punktzahl
Beschleunigung	0.0331
Bremsen	0.0661
Frequenzgang	0.0679
max. a _y	0.1157
Lenkwinkelsprung	0.1074
Lastwechsel	0.0962
Zwischensumme	0.4700
Gesamt	67.7 %

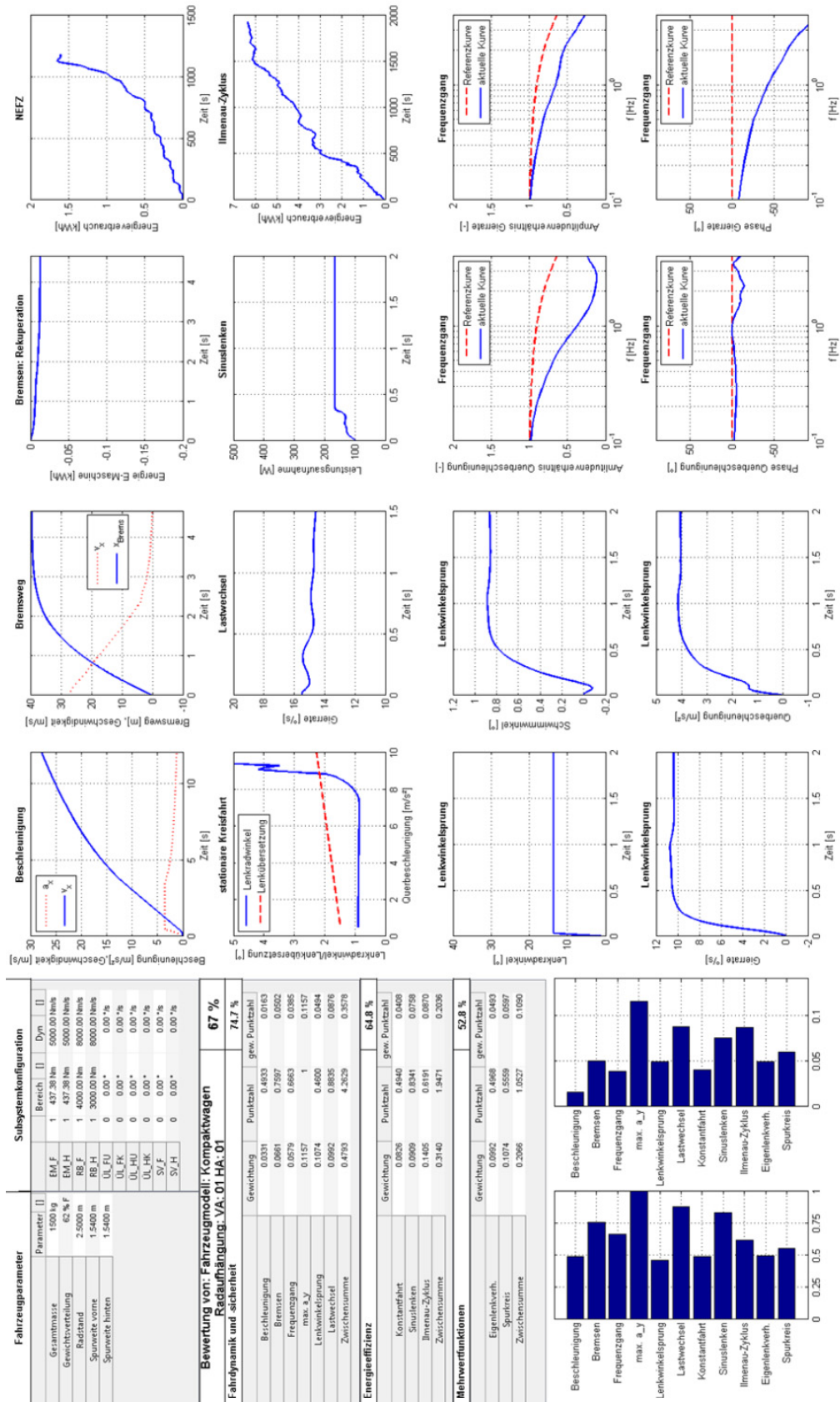
Energieeffizienz	
Gewichtung	Punktzahl
Konstantfahrt	0.6234
Sinusalenken	0.0690
Innenau-Zyklus	0.1405
Zwischensumme	0.3140
Gesamt	56.4 %

Mehrfunkt看nen	
Gewichtung	Punktzahl
Eigenlenkberh.	0.0662
Spurkreis	0.1074
Zwischensumme	0.3066
Gesamt	52.1 %

Bewertung von: Fahrzeugmodell: Kompaktkwagen Radaufhängung: VA_01_HA_01	
Fahrdynamik und sicherheit	
Gewichtung	Punktzahl
Beschleunigung	0.0480
Bremsen	0.1074
Frequenzgang	0.0597
max. a _y	0.0897
Lenkwinkelsprung	0.1077
Lastwechsel	0.0599
Konstantfahrt	0.1077
Sinusalenken	0.0599
Innenau-Zyklus	0.1077
Eigenlenkberh.	0.0599
Spurkreis	0.1077
Gesamt	67.7 %

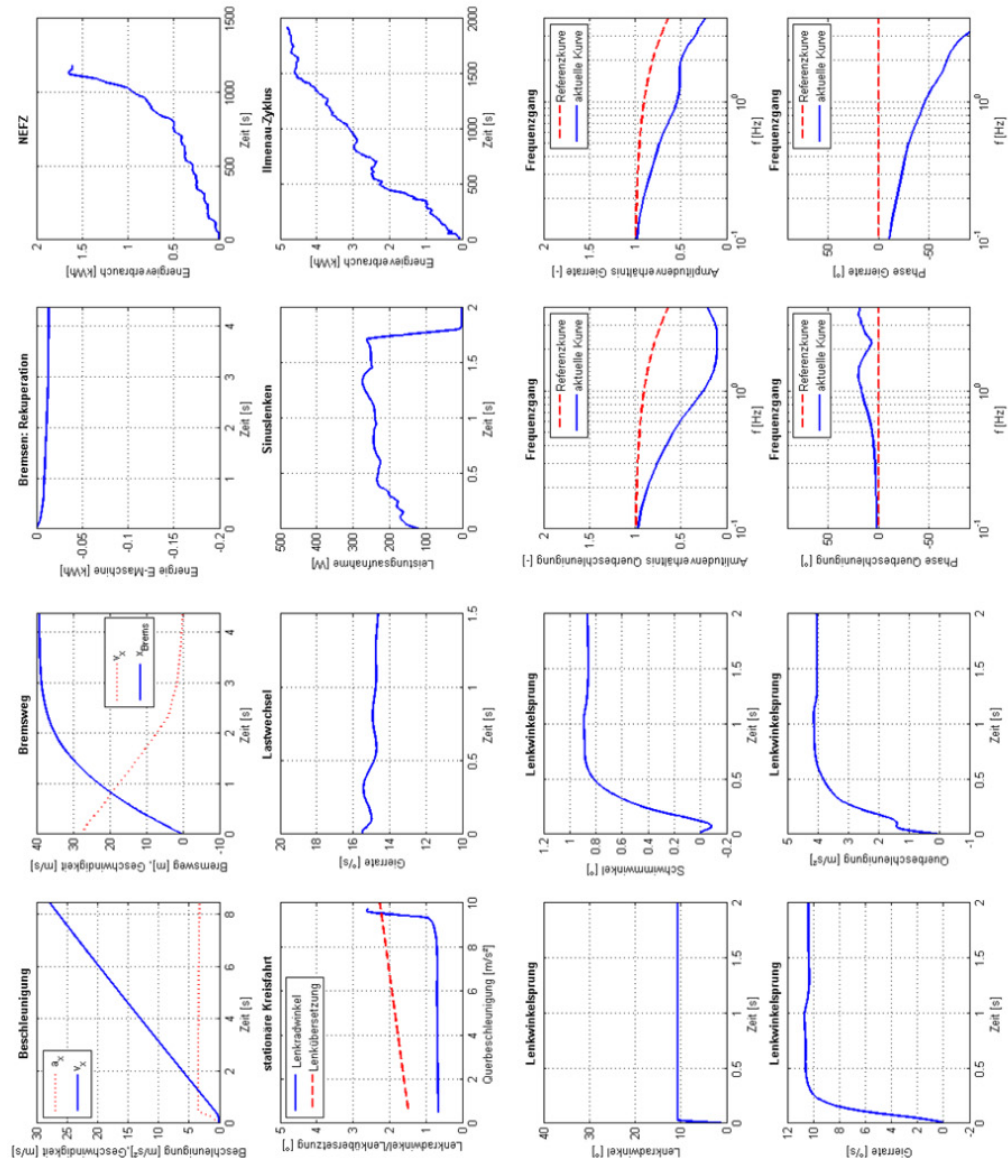
Anh. 7-17: Gesamtfahrzeugbewertung: Vergleich Antriebsausführung (VA/HA/AWD)

IWM-Antriebskonfiguration: Allrad-Direktantriebe;
Ausführung Radaufhängung: Radführendes Federbein;



Anh. 7-18: Gesamtfahrzeugbewertung: Vergleich der Radnabenantriebe

IWM-Antriebskonfiguration: Allradantrieb mit coaxialen angeordneten Getrieben;
Ausführung Radaufhängung: Radführendes Federbein;

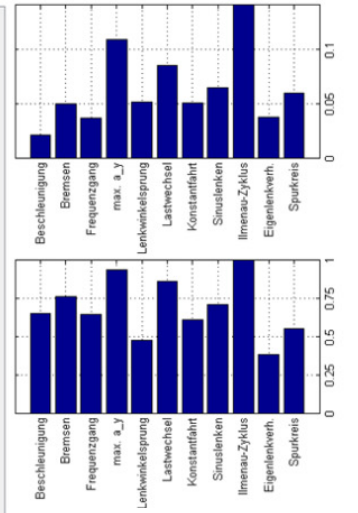


Fahrzeugparameter	Subsystemkonfiguration			
	Parameter	Bereich	Dyn	II
Gesamtmasse	1500 kg	EM F	62.33 Nm	5000.00 Nm/s
Gewichtverteilung	62 % F	EM H	62.33 Nm	5000.00 Nm/s
Radstand	2.5000 m	RB F	1.4000 Nm	8000.00 Nm/s
Spurweite vorne	1.5400 m	RB H	1.3000 Nm	8000.00 Nm/s
Spurweite hinten	1.5400 m	UL FU	0.00*	0.00 %
		UL FK	0.00*	0.00 %
		UL HL	0.00*	0.00 %
		UL HK	0.00*	0.00 %
		SV F	0.00*	0.00 %
		SV H	0.00*	0.00 %

**Bewertung von: Fahrzeugmodell: Kompaktkwagen
Radaufhängung: VA_11 HA_01**

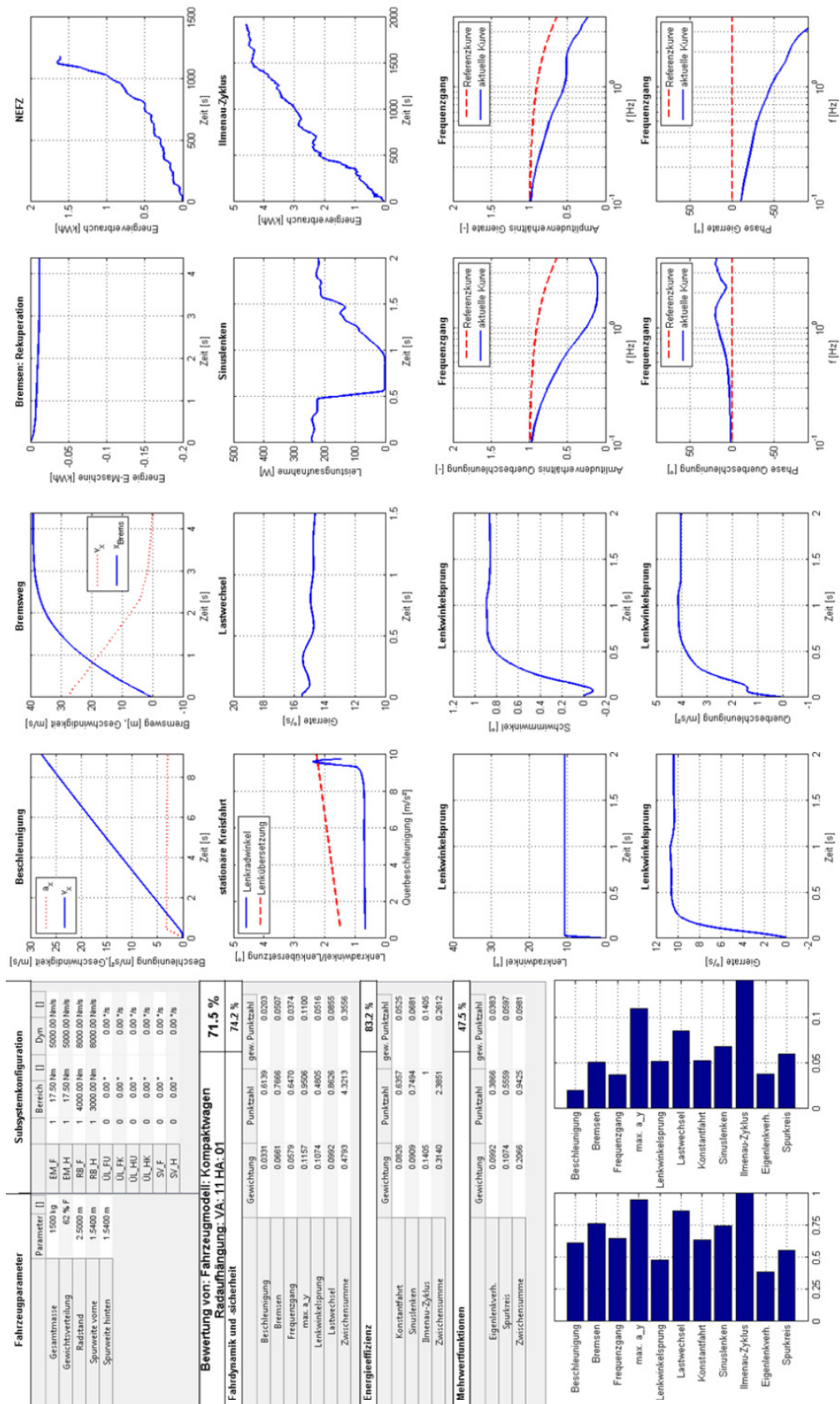
Fahrdynamik und sicherheit		71 %
	Gewichtung	Punktzahl
Beschleunigung	0.0301	0.6553
Bremsen	0.0661	0.7654
Frequenzgang	0.0579	0.6470
max. a _x	0.1157	0.9409
Lenkwinkelsprung	0.1074	0.4905
Lastwechsel	0.0962	0.8626
Zwischensumme	0.4700	4.3517
Energieeffizienz		81.7 %
Konstantfahrt	0.0626	0.6162
Sinuszfahren	0.0699	0.7160
Innenau-Zyklus	0.1405	0.1405
Zwischensumme	0.3140	2.3312
Mehrfunktions		47.5 %
Eigenlenkverh.	0.0662	0.3666
Spurkreis	0.1074	0.5559
Zwischensumme	0.3066	0.9425

Fahrdynamik und sicherheit		74.2 %
	Gewichtung	Punktzahl
Beschleunigung	0.0301	0.6553
Bremsen	0.0661	0.7654
Frequenzgang	0.0579	0.6470
max. a _x	0.1157	0.9409
Lenkwinkelsprung	0.1074	0.4905
Lastwechsel	0.0962	0.8626
Zwischensumme	0.4700	4.3517
Energieeffizienz		81.7 %
Konstantfahrt	0.0626	0.6162
Sinuszfahren	0.0699	0.7160
Innenau-Zyklus	0.1405	0.1405
Zwischensumme	0.3140	2.3312
Mehrfunktions		47.5 %
Eigenlenkverh.	0.0662	0.3666
Spurkreis	0.1074	0.5559
Zwischensumme	0.3066	0.9425



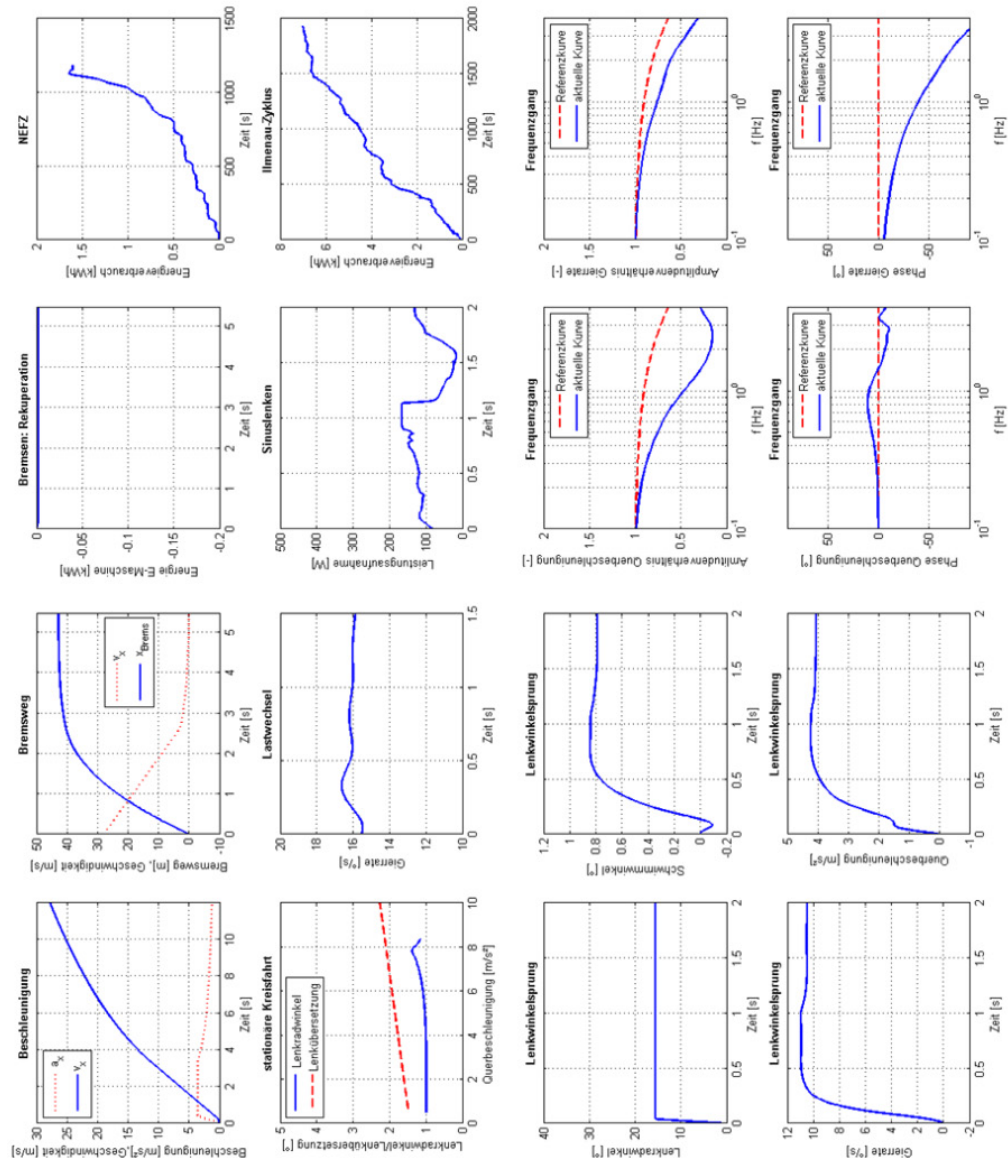
Anh. 7-19: Gesamtfahrzeugbewertung: Vergleich der Radnabenantriebe

IWM-Antriebskonfiguration: Allradantrieb mit desachsiert angeordneten Getrieben;
Ausführung Radaufhängung: Radführendes Federbein;



Anh. 7-20: Gesamtfahrzeugbewertung: Vergleich linearer Radaufhängungen

IWM-Antriebskonfiguration: Allrad-Direktantriebe und optimiertem Regler;
 Radaufhängung: lineare RA mit geteiltem Radträger ohne aktive Fahrwerksysteme;



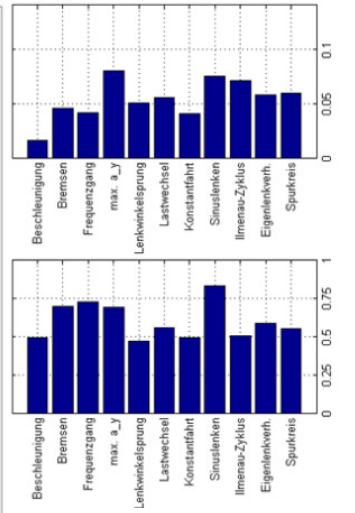
Fahrzeugparameter		Subsystemkonfiguration	
Parameter	Wert	Bereich	Dyn
Gesamtmasse	1500 kg	EM-F	5000.00 Nms
Gewichtverteilung	62 % F	EM-H	5000.00 Nms
Radstand	2.5000 m	RG-F	4000.00 Nms
Spurweite vorne	1.5400 m	RG-H	8000.00 Nms
Spurweite hinten	1.5400 m	UL-FU	0.00 %
		UL-FK	0.00 %
		UL-FU	0.00 %
		UL-FK	0.00 %
		UL-FU	0.00 %
		UL-FK	0.00 %
		SV-F	0.00 %
		SV-H	0.00 %

Bewertung von: Fahrzeugmodell: Kompaktkwagen Radaufhängung: VA_05_HA_01

Fahrdynamik und sicherheit		61 %	
Parameter	Gewichtung	Punktzahl	gew. Punktzahl
Beschleunigung	0.0301	0.4920	0.0144
Bremsen	0.0661	0.7025	0.0464
Frequenzgang	0.0579	0.7315	0.0423
max. a _y	0.1157	0.6972	0.0807
Lenkwinkelsprung	0.1074	0.4752	0.0511
Lastwechsel	0.0992	0.5611	0.0556
Zwischensumme	0.4709	3.6526	0.2925

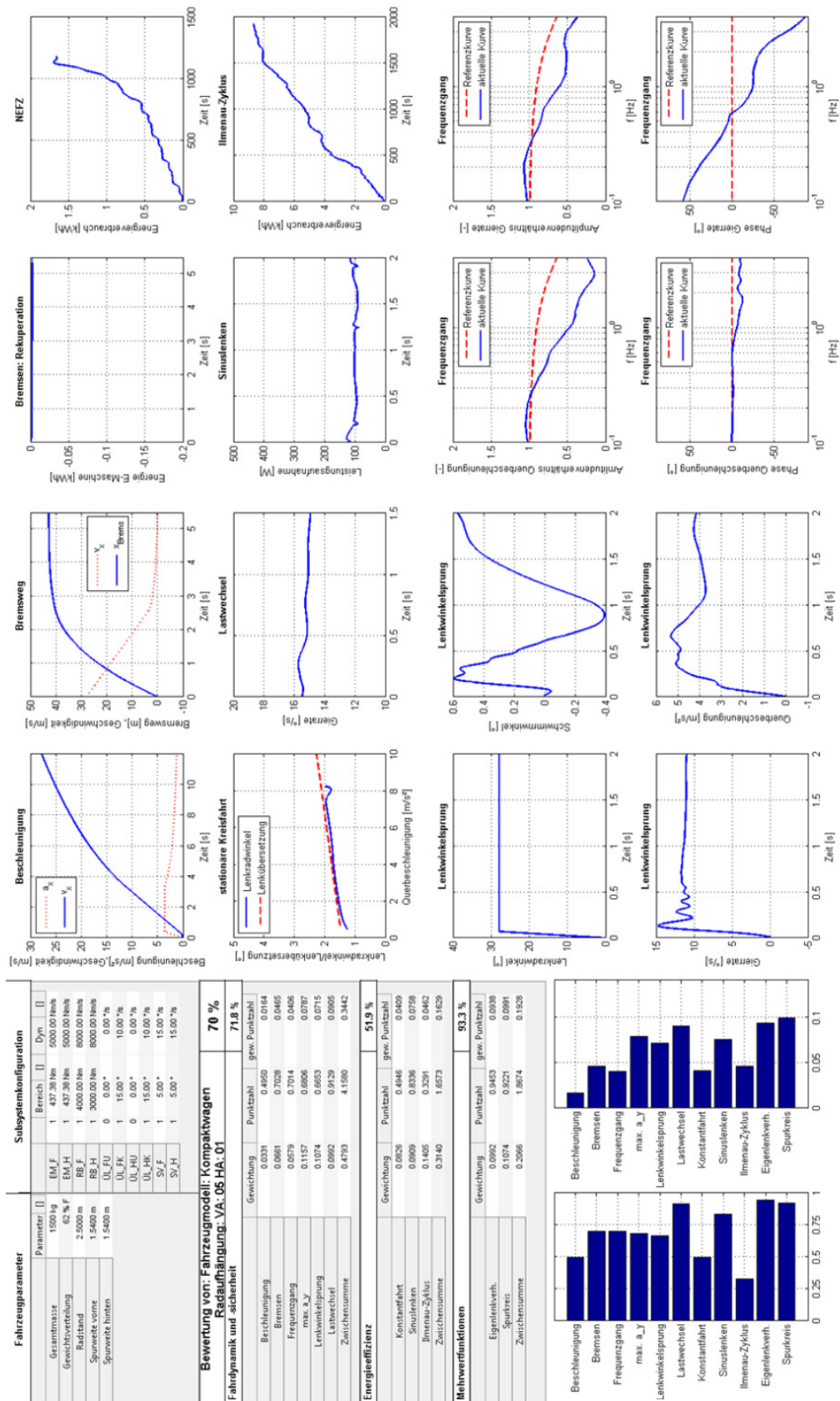
Energieeffizienz		59.9 %	
Parameter	Gewichtung	Punktzahl	gew. Punktzahl
Konstantfahrt	0.0628	0.4846	0.0309
Sinuskreis	0.0699	0.8341	0.0578
Innenau-Zyklus	0.1405	0.5997	0.0715
Zwischensumme	0.3140	1.8374	0.1682

Mehrwertfunktionen		57.1 %	
Parameter	Gewichtung	Punktzahl	gew. Punktzahl
Eigenlenkverh.	0.0952	0.5884	0.0584
Spurkreis	0.1074	0.5559	0.0597
Zwischensumme	0.2026	1.1443	0.1181



Anh. 7-21: Gesamtfahrzeugbewertung: Vergleich linearer Radaufhängungen

IWM-Antriebskonfiguration: Allrad-Direktantriebe und optimiertem Regler;
 Radaufhängung: lineare RA mit geteiltem Radträger mit aktiven Fahrwerkssystemen;



Anh. 7-22: Bauraumverhältnisse bei sektionaler Statorausparung

Nutzung einer sektionalen Statorausparung für einen Radnaben-Direktantrieb zum tieferen axialen Verbau des Brems sattels [Alb15]

