

93

Karlsruher Schriftenreihe
Fahrzeugsystemtechnik

Christian Riese

**Werkzeuge und Konzepte für
die Untersuchung und Entwicklung
zukünftiger Kfz-Bremssysteme**



Scientific
Publishing

Christian Riese

**Werkzeuge und Konzepte für die Untersuchung
und Entwicklung zukünftiger Kfz-Bremssysteme**

**Karlsruher Schriftenreihe Fahrzeugsystemtechnik
Band 93**

Herausgeber

FAST Institut für Fahrzeugsystemtechnik

Prof. Dr. rer. nat. Frank Gauterin

Prof. Dr.-Ing. Marcus Geimer

Prof. Dr.-Ing. Peter Gratzfeld

Prof. Dr.-Ing. Frank Henning

Das Institut für Fahrzeugsystemtechnik besteht aus den Institutsteilen Bahnsystemtechnik, Fahrzeugtechnik, Leichtbautechnologie und Mobile Arbeitsmaschinen.

Eine Übersicht aller bisher in dieser Schriftenreihe erschienenen Bände finden Sie am Ende des Buchs.

Werkzeuge und Konzepte für die Untersuchung und Entwicklung zukünftiger Kfz-Bremssysteme

von
Christian Riese

Karlsruher Institut für Technologie
Institut für Fahrzeugsystemtechnik

Werkzeuge und Konzepte für die Untersuchung und Entwicklung
zukünftiger Kfz-Bremssysteme

Zur Erlangung des akademischen Grades eines Doktors der
Ingenieurwissenschaften von der KIT-Fakultät für Maschinenbau des
Karlsruher Instituts für Technologie (KIT) genehmigte Dissertation
von Dipl.-Ing. Christian Riese

Tag der mündlichen Prüfung: 7. Mai 2021
Referent: Prof. Dr. rer. nat. Gauterin
Korreferent: Prof. Dr.-Ing. Wagner

Impressum



Karlsruher Institut für Technologie (KIT)
KIT Scientific Publishing
Straße am Forum 2
D-76131 Karlsruhe

KIT Scientific Publishing is a registered trademark
of Karlsruhe Institute of Technology.
Reprint using the book cover is not allowed.

www.ksp.kit.edu



*This document – excluding parts marked otherwise, the cover, pictures and graphs –
is licensed under a Creative Commons Attribution-Share Alike 4.0 International License
(CC BY-SA 4.0): <https://creativecommons.org/licenses/by-sa/4.0/deed.en>*



*The cover page is licensed under a Creative Commons
Attribution-No Derivatives 4.0 International License (CC BY-ND 4.0):
<https://creativecommons.org/licenses/by-nd/4.0/deed.en>*

Print on Demand 2022 – Gedruckt auf FSC-zertifiziertem Papier

ISSN 1869-6058
ISBN 978-3-7315-1125-0
DOI 10.5445/KSP/1000136291

**Werkzeuge und Konzepte für die Untersuchung und Entwicklung
zukünftiger Kfz-Bremssysteme**

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

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

DISSERTATION

von

Dipl.-Ing. Christian Riese

Prüfungsdatum: 7.5.2021

Hauptreferent: Prof. Dr. rer. nat. Gauterin

Korreferent: Prof. Dr.-Ing. Wagner

Vorwort des Herausgebers

Die Fahrzeugtechnik ist kontinuierlich Veränderungen unterworfen. Klimawandel, die Verknappung einiger für Fahrzeugbau und -betrieb benötigter Rohstoffe, globaler Wettbewerb, gesellschaftlicher Wandel und das rapide Wachstum großer Städte erfordern neue Mobilitätslösungen, die vielfach eine Neudefinition des Fahrzeugs erforderlich machen. Die Forderungen nach Steigerung der Energieeffizienz, Emissionsreduktion, erhöhter Fahr- und Arbeitssicherheit, Benutzerfreundlichkeit und angemessenen Kosten sowie die Möglichkeiten der Digitalisierung und Vernetzung finden ihre Antworten nicht aus der singulären Verbesserung einzelner technischer Elemente, sondern benötigen Systemverständnis und eine domänenübergreifende Optimierung der Lösungen.

Hierzu will die Karlsruher Schriftenreihe für Fahrzeugsystemtechnik einen Beitrag leisten. Für die Fahrzeuggattungen Pkw, Nfz, Mobile Arbeitsmaschinen und Bahnfahrzeuge werden Forschungsarbeiten vorgestellt, die Fahrzeugsystemtechnik auf vier Ebenen beleuchten: das Fahrzeug als komplexes, digitalisiertes mechatronisches System, die Mensch-Fahrzeug-Interaktion, das Fahrzeug in Verkehr und Infrastruktur sowie das Fahrzeug in Gesellschaft und Umwelt.

In Personenkraftwagen werden seit langem hydraulische Bremssysteme mit zentralen Komponenten zur Druckerzeugung, -regelung und -verteilung auf die dezentral angeordneten Radbremsen verwendet. Mit der verstärkten Nutzung elektrischer Fahrzeugantriebe stellt sich die Frage, ob das auf die Anforderungen verbrennungskraftgetriebener Pkw hin optimierte Bremssystem für Elektrofahrzeuge weiterhin die beste Lösung ist. So erlauben radnah positionierte Elektromotoren eine deutlich andere Gestaltung des Fahrzeuginnenraums, da der Bauraum zwischen den Rädern nicht mehr für

ein Differenzial und lange Seitenwellen benötigt wird oder ein Kardantunnel entfallen kann. Elektrofahrzeuge können aufgrund hoher Antriebsmomente aus dem Stand heraus sehr agil bewegt werden. Dies legt nahe, Bremssysteme ebenfalls agiler und flexibler in der Platzierung im Fahrzeug zu gestalten, indem auf zentrale Komponenten und damit auf lange Bremsleitungen weitgehend verzichtet wird. Fahrzeuge mit hochautomatisierten Fahrfunktionen müssen aus Sicherheitsgründen eine redundante Versorgung mit elektrischer Energie besitzen, was dezentrale By-Wire-Bremssysteme ohne mechanische Kopplung ermöglichen würde.

Hier setzt die Arbeit von Herrn Riese an, in der er einen Ansatz für ein dezentrales Bremssystem erarbeitet und mittels eigens dafür entwickelten Versuchs- und Simulationsmethoden in seinen Eigenschaften im Vergleich zu konventionellen Bremssystemen untersucht. Es zeigen sich eine Reihe deutlicher Vorteile für das neuartige Bremssystem.

Karlsruhe, im Mai 2021

Frank Gauterin

Kurzfassung

Die zunehmende Elektrifizierung des Antriebsstranges sowie die Automatisierung des Fahrens haben erheblichen Einfluss auf die Fahrwerke zukünftiger Fahrzeuge. Ein wichtiger Teil des Fahrwerks ist das Bremssystem. Das regenerative Bremsen durch die E-Maschine führt zu einer Verschiebung des üblicherweise für die Auslegung von Bremssystemen verwendeten Lastkollektivs, wodurch die ohnehin vorhandene Spreizung bei der Auslegung, viele Bremsungen bei wenig Druck und einige wenige bei hohem Druck, weiter zunimmt. Hierdurch steigt die hohe Anzahl an Anforderungen weiter und deren Wirkzusammenhänge nehmen immer komplexere Formen an. Um diese Wirkzusammenhänge besser zu verstehen und möglichst optimale Systeme für zukünftige Fahrzeuge entwickeln zu können, sind entsprechende Werkzeuge und Konzepte notwendig.

In der vorliegenden Arbeit werden speziell die Werkzeuge Bremsenprüfstand und (Co-)Simulation für die Betrachtung konventioneller und zukünftiger Bremssysteme ausführlich behandelt. Diese werden am Beispiel eines elektrischen Kleinwagens für die Untersuchung des konventionell verbauten hydraulischen Systems und die Entwicklung eines alternativen Systems eingesetzt. Für eine möglichst ganzheitliche Bewertung der Umsetzung der Funktion Bremsen wird das Bremssystem als Ganzes inklusive seiner Architektur bewertet, da sich speziell hier deutliche Unterschiede zwischen zentralen und dezentralen Systemen ergeben. Um eine gesamtheitliche Bewertung der verglichenen Systeme zu bewerkstelligen werden neben den für technische Systeme üblichen Kennzahlen zusätzliche Kennzahlen für die Klassifizierung der Systeme eingeführt, welche unter anderem auch die Energieeffizienz der Systeme bewerten. Im Weiteren wird der Unterschied einer dezentralen zu einer zentralen Druckerzeugung anhand der

Kennzahlen quantifiziert. Die Werkzeuge ermöglichen eine Betrachtung der Systeme für unterschiedlichste Lastfälle sowohl für selektive Einzelmanöver als auch für Fahrzyklen. Mögliche Potentiale durch einen Architekturwechsel für hydraulische Bremssysteme werden aufgezeigt.

Abstract

The electrification of the power train as well as the automatization of driving have a strong influence on chassis for future vehicles. One important component of the chassis is the brake system. Due to the possibility for recuperation using the electric motor a strong shift in the so far used load spectrum can be seen. This shift increases the trade-off, that brake systems have to handle, many actuations at low pressure level on the one hand and very few actuations at high pressure on the other. Furthermore this increases the high amount of requirements for brake systems and the interactions are getting more and more complex. For understanding these interactions and for developing corresponding optimal systems for future vehicles, proper tools and concepts are necessary.

In the presented work the focus is on the tools brake test bench and the co-simulation for the evaluation of conventional and future brake systems. These tools are used to analyze the conventionally installed hydraulic brake system of a small electric vehicle and are further used to develop an alternative system for this vehicle. To evaluate the functionality braking as a whole, the system is analyzed including its architecture, as there are specifically differences for centralized and decentralized systems. For the classification of the systems besides the established key figures, extended ones and even newly introduced additional key figures are used. These new key figures include as well the efficiency of the system. The differences of a decentralized pressure generation compared to a centralized pressure generation are quantified using these key figures. The tools offer the possibility to evaluate the systems for various load cases, like single manoeuvres as well as whole driving cycles. The potential of a shift in the brake system architecture for hydraulic brake systems is shown.

Inhaltsverzeichnis

Vorwort des Herausgebers	i
Kurzfassung	iii
Abstract	v
Abkürzungen und Indizes	xi
Formelzeichen	xiii
Vorwort und Danksagung	xvii
1. Einleitung	1
1.1. Rahmenbedingungen	1
1.2. Ziele und Gliederung	3
2. Grundlagen	7
2.1. Hydraulik	7
2.1.1. Fluideigenschaften der Bremsflüssigkeit	7
2.1.2. Komponenten für die hydraulische Druckerzeugung und Regelung	9
2.2. Modellbildung und Simulation	17
2.2.1. Arbeitsweise der Simulationsprogramme: AMESim und Simulink	17
2.2.2. Solver – Numerische Integration steifer Systeme	18
2.2.3. Co-Simulation	20

3. Anforderungen an das Bremssystem für zukünftige Fahrzeugkonzepte	23
3.1. Stand der Technik	23
3.2. Potentiale zukünftiger Fahrzeugkonzepte	28
3.2.1. Potentiale aufgrund zukünftiger Antriebstechnologien	28
3.2.2. Potentiale aufgrund der Teil-/Vollautomatisierung des Fahrens	32
3.3. Bauraumuntersuchung und Auswahlverfahren	33
3.3.1. Bauraumermittlung	34
3.3.2. Wahl des Einbauorts	35
3.4. Anforderungen an das Bremssystem	41
4. Werkzeuge für die Untersuchung von konventionellen und neuartigen Bremssystemen	51
4.1. Relevante Testmanöver	51
4.1.1. Synthetische Testmanöver	51
4.1.2. Reale Testmanöver	54
4.2. Anforderungen an die Werkzeuge	56
4.3. Bremssystemprüfstand	61
4.3.1. Motivation	61
4.3.2. Aufbau	62
4.3.3. Messdatenaufzeichnung	65
4.3.4. Vermessung Einzelkomponenten	67
4.3.5. Identifikation und Regelungskonzepte	70
4.4. Simulative Betrachtung unterschiedlicher Bremssystemarchitekturen	78
4.4.1. Simulation konventioneller Bremsenarchitektur	78
4.4.2. Modellierungsumgebung für Alternativkonzept – Co-Simulation	81
5. Eigenschaften konventioneller Bremssystemarchitektur	91
5.1. Druckverluste	91
5.2. Volumenverluste	98
5.3. Energieeffizienz und Energiebedarf	101

5.4. Druckaufbaudynamik	113
5.5. Druckabbaudynamik	118
5.6. Einfluss von Einzelkomponenten in einer konventionellen Bremsystemarchitektur bei repräsentativen Manövern	120
5.7. Schlussfolgerungen und Empfehlungen für den Entwurf eines alternativen Bremssystems	127
6. Entwurf eines alternativen Bremsystemkonzepts	129
6.1. Eigenschaften dezentraler Bremsysteme	129
6.2. Konzepte und Varianten	132
6.2.1. Lösungsraum: Vorstellung untersuchter Varianten . . .	132
6.2.2. Analytische Betrachtung Alternativkonzept	135
6.2.3. Designbestimmung	137
6.3. Simulation und Regelung	141
6.3.1. Regelungskonzepte	141
6.3.2. Simulation des alternativen Bremsystemkonzepts . . .	143
6.4. Konstruktion Alternativkonzept	145
6.5. Vergleich des Alternativkonzepts mit dem konventionellen System	148
6.5.1. Druckverluste	148
6.5.2. Volumenverluste	148
6.5.3. Energieeffizienz Gesamtsystem	149
6.5.4. Druckaufbaudynamik	155
6.5.5. Druckabbaudynamik	158
6.5.6. Bremsweg	160
6.5.7. Ergebnisse für die untersuchten Fahrzyklen	162
6.5.8. Systemgröße und -gewicht	166
6.5.9. Kosten und Komponenten	168
6.6. Ausfallsicherheit	171
7. Zusammenfassung und Ausblick	177
A. Anhang	181
A.1. Bauraumuntersuchung und Auswahlverfahren	181
A.2. Fahrmanöverübersicht	184

A.3. Modellparameter	185
A.4. Alternatives Bremssystemkonzept	187
Abbildungsverzeichnis	189
Tabellenverzeichnis	197
Literatur	199

Abkürzungen und Indizes

Abkürzung	Bezeichnung
ABS	Antiblockiersystem
AC	Alternating Current
ACC	Adaptive Cruise Control
AD	Analog-Digital
ADAS	Advanced Driver Assistance Systems
AK-Bremse	Arbeitskreis Bremse
AMESim	Advanced Modeling Environment for Performing Simulations of Engineering Systems
ASIL	Automotive Safety Integrity Level
ASR	Antriebsschlupfregelung
AV	Auslassventil
BDF	Backward Differentiation
BKV	Bremskraftverstärker
CADC	Common Artemis Driving Cycle
CAN	Controller Area Network
CAN-open	Industrie-CAN
CETOP	Comité Européen des Transmission Oléohydrauliques et Pneumatiques
DAE	Differential Algebraic Equation
DASSL	Differential Algebraic System Solver
EBD	Electronic Brake Distribution
EHB	Elektrohydraulisches Bremssystem
EMB	Elektromechanisches Bremssystem
EPB	Elektrische Parkbremse
ESP	Elektronisches Stabilitätsprogramm

EV	Einlassventil
EVI	Electric Vehicle Index
FEM	Finite Elemente Methode
FPGA	Field Programmable Gate Array
FTP75	Federal Test Procedure 75
HA	Hinterachse
HL	Hintere linke Radbremse
HZ	Hauptbremszylinder
iBooster	Intelligent Booster (elektromechanischer BKV)
JC08	Japan Cycle 08 (Fahrzyklus)
JP1015	Japan 1015 (Fahrzyklus)
LSODE	Livermore Solver for Ordinary Differential Equations
MV	Magnetventil
NCAP	New Car Assessment Programme
NEFZ	Neuer Europäischer Fahrzyklus
NI	National Instruments
NVH	Noise Vibration Harshness
NYC	New York City (Fahrzyklus)
ODE	Ordinary Differential Equation
Pkw	Personenkraftwagen
RIO	Reconfigurable Input-Output
RKP	Radialkolbenpumpe
StVZO	Straßenverkehrs-Zulassungs-Ordnung
THZ	Tandemhauptbremszylinder
TTL	Time to Lock
VA	Vorderachse
VR	Vordere rechte Radbremse
WLTP	Worldwide Harmonized Light-Duty Vehicles Test Procedure
XCP	Extended Calibration Protocol

Formelzeichen

Symbol	Einheit	Bezeichnung
A	m^2	Querschnittsfläche, Stirnfläche
C	$\frac{m^4 s^2}{kg}$	Kapazität (hydraulisch)
c	$\frac{N}{mm}$	Federkonstante
c	—	Luftwiderstandsbeiwert
d	$\frac{Ns}{m}$	Dämpfungskonstante
d	mm	Durchmesser
e	mm	Exzentrizität
F	N	Kraft
f	Hz	Frequenz
f	—	Fehlerabweichung
f	—	Rollwiderstand
G	$\frac{A}{V}$	Übertragungsfunktion
g	$\frac{m}{s^2}$	Gravitationskonstante
H	s	Kommunikationsintervall
h	m	Schwerpunktshöhe
I	A	elektrischer Strom
I	kgm^2	Trägheitsmoment

i	mm	Gewindesteigung
i	—	Laufvariable
J	$\frac{kg}{cm^2}$	Massenträgheit
j	—	Laufvariable
K	—	Verstärkungsfaktor
k	$\frac{Nm}{A}$	Motorkonstante
k	$\frac{Ns}{m}$	Konstante für Reibung
k	$\frac{V}{min^{-1}}$	Konstante für induzierte Spannung
k	$\frac{N}{Nm}$	Konstante für Kraftumsetzung
L	$\frac{Pas^2}{m^3}, H$	Induktivität (hydraulisch, elektrisch)
l	mm, m	Länge
M	Nm	Moment
m	kg	Masse
N	—	Endwert Iteration Summation
n	min^{-1}	Drehzahl
n	—	Laufvariable
P	W	Leistung
p	bar	Druck
dp bzw. Δp	bar	Druckdifferenz, Druckverlust
$\frac{dp}{dt}$	$\frac{bar}{s}$	Druckgradient
Q	$\frac{cm^3}{s}$	Fluss
\dot{q}	$\frac{cm^3}{s^2}$	Flussänderung
R	Ω	Widerstand

r	m	Radius
s	—	Schlupf
s	—	Laplace-Faktor
Δs	mm	Wegänderung
$\frac{ds}{dt}$	—	Schlupfänderung
T	$^{\circ}C$	Temperatur
T	s	Zeitdauer
t	s	Zeit
Δt	s	Zeitunterschied
U	V	Spannung
u	V	Spannung
u	m	Position
V	m^3, cm^3	Volumen
ΔV	m^3	Volumendifferenz
v	$\frac{m}{s}$	Geschwindigkeit
W	J	Arbeit
w	$\frac{W}{bar}$	bezogene Leistung
z	—	Anzahl
z	m	Position
\dot{z}	$\frac{m}{s}$	Geschwindigkeit
\ddot{z}	$\frac{m}{s^2}$	Beschleunigung in z-Richtung
α	—	Blendenbeiwert
β	$^{\circ}$	Winkel

Formelzeichen

η	—	Wirkungsgrad
λ	—	Anpassungsfaktor
μ	—	Reibungsbeiwert
ρ	$\frac{kg}{m^3}$	Dichte
φ	°	Winkel
χ	—	Hinterachsanteil der Fahrzeuggesamtgewichtskraft
ψ	—	Radstand bezogene Schwerpunkthöhe
ω	$\frac{rad}{s}$	Kreisgeschwindigkeit

Vorwort und Danksagung

Die vorliegende Arbeit entstand im Rahmen meiner Tätigkeit als Doktorand im Promotionsprogramm der Robert Bosch GmbH, in Zusammenarbeit mit dem Institut für Fahrzeugsystemtechnik (FAST) des Karlsruher Institut für Technologie (KIT).

Besonders danken möchte ich Herrn Prof. Dr. rer. nat. Frank Gauterin, Leiter des Instituts für Fahrzeugsystemtechnik am KIT, welcher durch den regelmäßigen Austausch von Inhalten und Ideen während meiner Doktorandenzeit zu dem Gelingen dieser Arbeit beigetragen hat.

Des Weiteren danke ich Herrn Prof. Dr.-Ing. Andreas Wagner, Inhaber des Lehrstuhls Kraftfahrwesen - Geschäftsführender Direktor Institut für Fahrzeugtechnik Stuttgart (IFS) der Universität Stuttgart, für die Übernahme des Korreferats, sowie das von ihm entgegengebrachte Interesse an der Arbeit. Dem Vorsitzenden des Prüfungsausschusses, Herrn Prof. Dr. sc. techn. Thomas Koch (IFKM) gilt ebenfalls mein Dank für die kritische Durchsicht des Manuskriptes.

Ein ganz besonderer Dank gilt Herrn Dr.-Ing. Michael Frey, stellvertretender Institutsleiter, sowie Leiter der Forschungsgruppe Fahrwerk und Antrieb des Instituts für Fahrzeugsystemtechnik am KIT, für sein stets offenes Ohr und die vielen fachlichen Diskussionen unter anderem der die Arbeit betreffenden Veröffentlichungen, sowie seine außerordentliche Unterstützung.

Herrn Dipl.-Ing. Armin Verhagen, Gruppenleiter Mechatronische Systeme in der Forschung und Voraentwicklung der Robert Bosch GmbH für das entgegengebrachte Vertrauen, sowie die mir gegebenen Gestaltungsfreiheiten eigene Ideen zu entwickeln und umzusetzen. Sowie den vielen Praktikanten

und Abschlussarbeitern ohne deren hohes Engagement eine solch viele Themen umfassende Arbeit nicht möglich gewesen wäre.

Meinen Eltern die mich immer in meiner Ausbildung bestmöglichst unterstützt haben und mir dadurch erst ermöglicht haben eine solche wissenschaftliche Arbeit leisten zu können. Meiner Frau Regina für die grenzenlose Unterstützung und ihr Verständnis, um mir den Abschluss der Arbeit auch nach der Zeit des Promotionsprogramms zu ermöglichen, welche mich obwohl damit Entbehrungen verbunden waren immer wieder dazu motiviert hat.

Ich widme diese Arbeit meiner Großmutter Hildegard und meiner Tante Thea, welche deren Abschluss leider nicht mehr miterleben konnten.

Meinen Kindern Isabelle und Jonathan, welche zu Beginn der Arbeit noch nicht existierten und jetzt dabei sind die Welt zu entdecken.

Stuttgart, im Januar 2021

Christian Riese

1. Einleitung

1.1. Rahmenbedingungen

In den letzten Jahren durchläuft der Automobilbau einen der deutlichsten Umbrüche seiner Geschichte. Die Elektrifizierung des Antriebsstrangs und die zunehmende Automatisierung des Fahrens hin zu vollständig autonom fahrenden Fahrzeugen geben der Entwicklung neuer Technologien völlig neue Impulse. Gleichzeitig fordern sie eine neue Sichtweise auf die Umsetzung auch grundsätzlicher Funktionen im Fahrzeug. Hierdurch ergibt sich eine Verschiebung des Anforderungsprofils auch für technische Fahrzeugsysteme wie das System Bremse.

Der Automobilmarkt Deutschland ist 2016 weiter gewachsen, aber gleichzeitig werden weniger Fahrzeuge von Privatleuten angeschafft. Die deutschen Automobilhersteller bieten eine ständig steigende Zahl an Serienmodellen mit Elektroantrieb an. Stand 2018 waren 30 Modelle verfügbar, für die nächsten zwei bis drei Jahre wird diese Zahl auf über 100 Modelle steigen [Vda18]. Darüber hinaus liegt Deutschland im Electric Vehicle Index (EVI) für Anbieternationen unter den ersten drei Nationen, im Bezug auf die Marktentwicklung aber auf einem der hinteren Plätze [McK17]. Für 2030 wird von [Rol16a] ein Anteil von fast 25% an teil- und vollelektrischen Fahrzeugen bei Neufahrzeugen vorhergesagt, wobei die batterieelektrischen Fahrzeuge anteilig noch im unteren einstelligen Bereich liegen. Gleichzeitig wird erwartet, dass der Automatisierungsgrad im Automobil deutlich ansteigt. So wird für das Jahr 2030 ein Anteil autonomer Fahrzeuge von 15% [McK16] bis 30% [Rol16b] vorhergesagt.

Für die Verzögerung eines Fahrzeugs durch Reibbremsen existieren die unterschiedlichsten Bremssystemvarianten. Durch das Hinzukommen des rekuperativen Bremsens bei Elektro- und Hybridfahrzeugen ergibt sich eine erhebliche Verschiebung der Lastkollektive, die bisher für die Entwicklung von reinen Reibbremssystemen verwendet werden [Jun13]. Ein wichtiger Trend für Bremssysteme im Rahmen der Elektrifizierung geht zu vakuumfreien Bremssystemen, welche beispielsweise anstelle eines Unterdruckbremskraftverstärkers einen elektromechanischen Bremskraftverstärker einsetzen. Gleichzeitig haben sich hydraulische Bremssystemkomponenten durch die breite Marktdurchdringung beispielsweise von ABS- bzw. ESP-Hydroaggregaten und durch stetige Weiterentwicklung in Bezug auf Masse, Größe und Kosten immer weiter verbessert, siehe Abbildung 1.1. Nach 2009 haben sich die Masse und die Größe nur noch gering verändert. Es stellt sich die Frage wie ein Bremssystem aussieht, welches diese Vielzahl neuer Anforderungen und Entwicklungstrends am besten abdeckt und ob eine Betrachtung des Bremssystems als Ganzes inklusive seiner Architektur dabei hilft neue ideale Systeme zu finden, die sich für den Einsatz in neuen Fahrzeugkonzepten eignen. Weiterführend muss untersucht werden, wie die Werkzeuge und Konzepte für die Entwicklung solcher Systeme aussehen müssen und wie sie eingesetzt werden sollten.

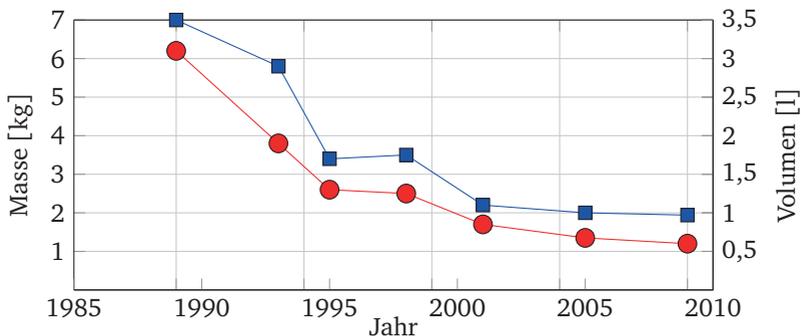


Abbildung 1.1.: Entwicklung der Masse (—●—) und der Baugröße (—■—) des ABS-Hydroaggregats, basierend auf Daten von [Bos10]

Die Bremssysteme lassen sich generell in nasse und trockene Bremssysteme untergliedern. Wobei trockene Systeme bisher nur als Feststellbremse und in Ausnahmefällen als Hinterradbremse zum Einsatz kommen. Die vorliegende Arbeit zielt zum einen auf die Untersuchung der hydraulischen Bremssystemarchitektur ab. Diese zeichnet sich durch ein hydraulisches Netzwerk aus Rohren und Schläuchen aus, welches den hydraulischen Druck von einem zentralen Erzeugungsort zu den einzelnen Radbremsen überträgt. Zum anderen beleuchtet die Arbeit einen Vergleich unterschiedlicher Bremssystemarchitekturen basierend auf unveränderten konventionellen hydraulischen Radbremsen. Dem Ganzen vorgelagert ist die Entwicklung der Werkzeuge für die Durchführung der Untersuchungen und deren Interaktion untereinander.

Der Schwerpunkt der Arbeit liegt zum einen auf den Entwicklungswerkzeugen Bremsenprüfstand und Co-Simulation mit denen im Weiteren die Untersuchungen dieser Arbeit durchgeführt werden. Ein weiterer Schwerpunkt ist ein Konzept für die Betrachtung der Eigenschaften eines konventionellen Bremssystems und dessen Vergleich mit einem Alternativkonzept. Hierbei dient ein Kleinwagen mit Elektroantrieb als Zielfahrzeug.

Im Anschluss wird detaillierter auf die Ziele und die Gliederung der Arbeit eingegangen.

1.2. Ziele und Gliederung

Die klassischen Entwicklungswerkzeuge im Fahrzeugbau sind die Simulation, der Laborprüfstand sowie der Fahrzeugversuch, welche typischerweise in der genannten Reihenfolge bei der Entwicklung neuer Systeme aufeinander folgen.

Ein Ziel dieser Arbeit ist zunächst die Entwicklung der Werkzeuge selbst, sowie Vorgehensweisen für die Verwendung des Verbunds der Werkzeuge, welche für die Analyse und den Vergleich eingesetzt werden. Hierbei wird versucht durch diesen Verbund unterschiedliche Limitierungen einzelner Werkzeuge, wie beispielsweise die schwere Zugänglichkeit des hydraulischen Bremssystems für Messtechnik, aufzulösen. Im Weiteren wird eine

ganzheitliche Charakterisierung zweier hydraulischer Bremssysteme und deren Architektur durchgeführt. Ein Schwerpunkt liegt hierbei auf dem hydraulischen Netzwerk, welches typischerweise bei zentralen hydraulischen Bremssystemen zum Einsatz kommt, unabhängig von den eigentlichen Bremssystemkomponenten. Es wird versucht anhand möglichst vieler quantifizierbarer Kennzahlen die beiden untersuchten Bremssysteme zu bewerten, wobei hier auch die Architektur mit berücksichtigt wird. Für die Bewertung und die Quantifizierung der Auswirkungen unterschiedlicher Architekturen werden bekannte Kennzahlen verwendet und erweitert. Darüber hinaus werden neue Kennzahlen für die Bewertung der Energieeffizienz eingeführt, welche so bisher nicht im Zusammenhang mit Bremssystemen zum Einsatz kommen. Ein Kennzahlenkatalog wird im Rahmen dieser Arbeit entwickelt und für die Bewertung der Energieeffizienz, sowie der Quantifizierung der Auswirkungen unterschiedlicher Architekturen erweitert.

Die vorliegende Arbeit beschäftigt sich mit der Weiterentwicklung der Werkzeuge Bremsenprüfstand und Simulationsumgebung im Hinblick auf die Bewertung bestehender Bremssysteme und die Entwicklung neuer Bremssysteme. Hierbei liegt ein spezieller Fokus auf der Untersuchung und der Bewertung der Bremsbetätigung vom Druckerzeugungsort bis zum Zielort Radbremse. Dabei werden die Werkzeuge und Konzepte zur Beantwortung der Frage angewandt, ob ein rein auf hydrostatischen Pumpen als Druckerzeuger basiertes dezentrales System alle üblichen Bremsfunktionalitäten erfüllen kann und wie leistungsfähig dieses im Vergleich zu einem konventionellen System ist.

In Kapitel 2 wird auf die für diese Arbeit wichtigsten grundlegenden Einzelkomponenten für die hydraulische Druckerzeugung und Regelung eingegangen. Im Weiteren werden kurz die wesentlichen verwendeten Regelungsansätze und die Modellbildung und Simulation beschrieben.

Die Ermittlung der Anforderungen an das Bremssystem, im Hinblick auf zukünftige Fahrzeugkonzepte, hat Kapitel 3 zum Inhalt. Hierin wird kurz auf den Stand der Technik für Bremssysteme eingegangen, um im Anschluss auf die allgemeinen Potentiale neuer Fahrzeugkonzepte überzugehen. Zusätzlich ist eine Bauraumuntersuchung für die Anbringung neuer Bremssysteme für

Elektrofahrzeuge enthalten, bevor abschließend ein möglichst gesamtheitlicher Überblick über die Anforderungen an Bremssysteme gegeben wird.

Kapitel 4 beschreibt zunächst die Lastfälle in Form von unterschiedlichsten Betätigungsprofilen für Bremssysteme sowie die Anforderungen an die Entwicklungswerkzeuge selbst. Im Anschluss daran werden die beiden Hauptwerkzeuge Bremssystemprüfstand und die (Co-)Simulation ausführlich vorgestellt.

In Kapitel 5 werden die Werkzeuge für die Untersuchung der konventionellen Bremssystemarchitektur eingesetzt. Die Charakterisierung zielt hierbei nicht rein auf das im Zielfahrzeug verbaute Hilfskraftbremssystem ab, sondern auch auf das hydraulische Netzwerk, da die Ergebnisse auch auf ein Fremdkraftbremssystem mit zentraler Anordnung übertragen werden können. Die hierdurch abgeleiteten Erkenntnisse werden für den Entwurf des alternativen Bremssystemkonzepts in Kapitel 6 verwendet.

Das Kapitel 6 stellt zunächst die Eigenschaften und den Stand der Technik dezentraler hydraulischer Bremssysteme vor. Anschließend wird auf das untersuchte Konzept und dessen Konstruktion eingegangen. Der Hauptteil des Kapitels behandelt den ganzheitlichen Vergleich der beiden Bremssysteme für die zuvor beschriebenen Lastfälle. Hierbei werden sowohl die eingeführten Kenngrößen als auch zusätzliche für die Bewertung technischer Systeme übliche Vergleichskenngrößen (Systemgewicht, -größe, etc.) verwendet.

Abschließend wird im letzten Kapitel eine Zusammenfassung der wesentlichen Ergebnisse sowie ein Ausblick auf mögliche weiterführende offene Fragestellungen gegeben.

2. Grundlagen

2.1. Hydraulik

2.1.1. Fluideigenschaften der Bremsflüssigkeit

Die Bremsflüssigkeit stellt aufgrund ihrer aggressiven und stark temperaturabhängigen Eigenschaften eine große Herausforderung für hydraulische Bauteile dar. Speziell ihre sehr großen Viskositätsschwankungen von bis zu einem Faktor 100 über den für den Pkw-Bau üblichen Temperaturbereich (-40 °C ... 120 °C), machen die Wahl passender Hydraulikkomponenten schwierig. In der klassischen Ölhydraulik finden sich kaum Hydromaschinen, welche dies komplett abdecken können. Die Eigenschaften der Bremsflüssigkeit, speziell die Viskosität, weisen eine deutlich geringere Abhängigkeit vom Druck als von der Temperatur auf, wie in Abbildung 2.1 zu sehen ist.

Induktivität und Kapazität

Es sollen im Folgenden kurz die beiden in der Hydraulik wichtigen Begrifflichkeiten der Induktivität und Kapazität vorgestellt werden, da sie im weiteren Verlauf für das Verständnis der auftretenden dynamischen Effekte in hydraulischen Bremssystemen relevant werden.

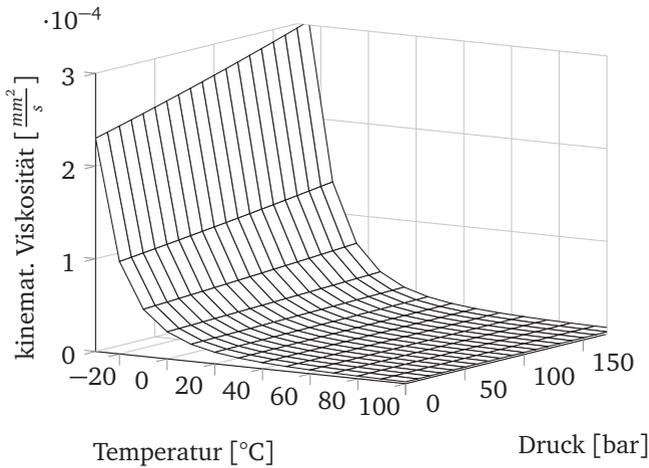


Abbildung 2.1.: Temperatur- und Druckabhängigkeit der Viskosität der Bremsflüssigkeit (DOT 4), basierend auf Daten von [Bos14]

Nach [Fin06] und [Wil11] lässt sich die Trägheit einer Fluidsäule gegenüber einer Beschleunigung, in Anlehnung an die Elektrizitätslehre, als eine hydraulische Induktivität L_h der Form

$$L_h = \frac{p_a}{q_V} = \frac{m_f}{A^2} \quad (2.1)$$

mit dem Beschleunigungsdruck p_a und der Flussänderung q_V oder der Fluidsäulenmasse m_f und dem Leitungsquerschnitt A beschreiben. Es fällt auf, dass speziell für Fluidsäulen in langen Leitungen mit einem geringen Durchmesser dieser Effekt relevant wird. Analog zu dem Verhalten einer elektrischen Spule mit den Größen $p_a \hat{=} u$, $L_h \hat{=} L$ und $q_V \hat{=} \frac{di}{dt}$ lässt sich das Verhalten beschreiben zu

$$p_a = L_h \frac{dq_V}{dt}. \quad (2.2)$$

Die hydraulische Kapazität C_h , analog zur Kapazität eines Kondensators in der Elektrotechnik, beschreibt nach [Wil11] und [Bau11] das Verhältnis der

Volumenaufnahme eines Systems ΔV bei einer entsprechenden Druckerhöhung Δp zu

$$C_h = \frac{\Delta V}{\Delta p}. \quad (2.3)$$

Hierbei gehen in die hydraulische Kapazität nicht nur die Kompression der Fluidsäule sondern auch Aufweitungen, beispielsweise der Leitungen, ein.

2.1.2. Komponenten für die hydraulische Druckerzeugung und Regelung

Für die Druckerzeugung in hydraulischen Bremssystemen sind kleine Fördermengen und hohe Drücke notwendig. Deshalb werden nicht hydrodynamische, sondern hydrostatische Pumpen eingesetzt, welche nach dem Verdrängerprinzip arbeiten [Bau11]. Auf diese sowie auf weitere ausgewählte Bremssystemkomponenten wie den für den Antrieb verwendeten Elektromotor, die für die Regelung notwendigen Ventile und den Fluidspeicher wird im Folgenden kurz eingegangen.

Hydrostatische Pumpen

Bei der Auswahl des Pumpentyps für das im weiteren Verlauf der Arbeit vorgestellte alternative Bremssystemkonzept werden alle in Frage kommenden Pumpentypen mit den Verdrängerelementen Zahn, Flügel, Schraube und Kolben zwecks ihrer Eignung anhand von [Fin06], [Gro11], [Bau11], [Mat12] und [Wil11] analysiert und bewertet. Da für Bremsflüssigkeit die Gesetze der Ölhydraulik nur teilweise Gültigkeit haben und wenig Daten über den Einsatz von Pumpen in Kombination mit Bremsflüssigkeit veröffentlicht sind, stellt sich diese Auswahl recht schwierig dar. In [Mut99] wird experimentell die Eignung einer Außenzahnradpumpe als Ladepumpe für einen hydraulischen Druckspeicher eines konventionellen elektrohydraulischen Bremssystems untersucht. Hierbei zeigt sich, dass mit solch einer Pumpe das Erreichen des benötigten Maximaldrucks nicht über Lebensdauer gewährleistet werden

kann, da durch Verschleiß das maximal erreichbare Druckniveau absinkt. Mittlerweile werden Innenzahnradpumpen in Bremssystemen eingesetzt, allerdings eignen sie sich aufgrund der hohen Kosten nur für ein zentrales Bremssystem, bei welchem sie nur einmal im System verbaut werden. Pumpen vom Verdrängertyp Flügel, welche für Hydrauliklenkungen bereits seit langem verwendet werden [Pfe11], kommen aufgrund der Problematik der Abdichtung entlang des Flügelspalts und der Gewährleistung hoher Drücke über Lebenszeit nicht in Frage. Schraubenpumpen stellen die mit Abstand teuerste Pumpenbauart dar und entfallen deshalb ebenfalls.

In dieser Arbeit wird die Radialkolbenpumpe mit Innenexzenter als aussichtsreichster Pumpentyp für das im weiteren Verlauf vorgestellte Konzept erachtet. Die in der Literatur für Ölhydraulik angegebene Einschränkung in Bezug auf den Temperaturbereich konnte im Serieneinsatz im Pkw-Bremssystem seit den 90er Jahren im KFZ typischen Bereich von -40° bis 120° widerlegt werden.

Der Volumenstrom einer Radialkolbenverdrängerpumpe, wie in Abbildung 2.2 dargestellt, ergibt sich, unter der vorläufigen Annahme idealer Verdrängung ohne Leckageverluste, aus dem geometrischen Fördervolumen der Pumpe $V_{RKP,geom}$, dem Winkel der Verschiebung in Ausgangslage φ_0 und der Pumpenwellendrehzahl n , womit für die Radialkolbenpumpe (RKP) mit Kolbenelementfläche A_K und der Exzentrizität e folgt

$$Q_{RKP,geom} = \frac{dV}{dt} = V_{RKP,geom} n = z A_K 2e \sin(\varphi_0 + 2\pi n), \quad (2.4)$$

wobei hier durch Erhöhung der Anzahl an Kolbenelementen z , die für diese Pumpenart typische Ungleichförmigkeit reduziert werden kann. Bei einfachen Hydroaggregatvarianten wird in konventionellen Bremssystemen, wie auch im untersuchten Zielfahrzeug, je Bremskreis nur ein Pumpelement verwendet. Eine deutliche Ungleichförmigkeitsreduktion lässt sich durch $z = 3$ Pumpelemente erzielen, allerdings ergibt die hierfür benötigte kreisförmige Anordnung im Abstand von 120° bzw. in Reihe mit entsprechender Exzenterwelle deutliche Nachteile im Bezug auf den benötigten Bauraum.

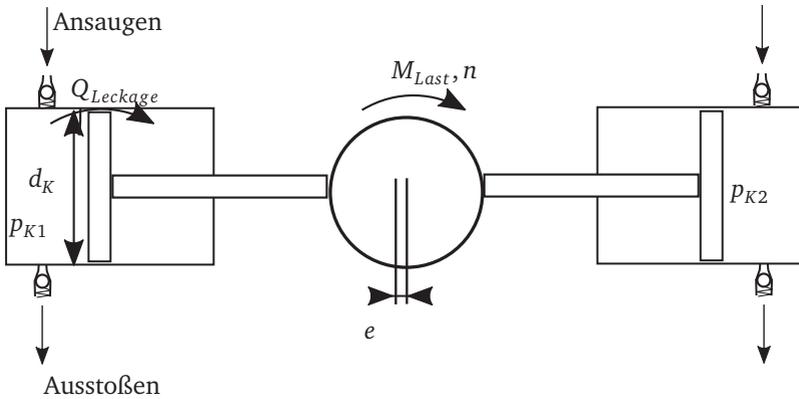


Abbildung 2.2.: Schema der Radialkolbenpumpe mit zwei Pumpelementen

Um die Ungleichförmigkeit trotzdem zu reduzieren wird hier im Weiteren für die Auslegung eine Pumpelementanzahl von $z = 2$ verwendet, wodurch sich der Volumenstrom mit dem Kolbendurchmesser d_K ergibt zu

$$Q_{RKP,geom} = \pi d_K^2 e \sin(\varphi_0 + 2\pi n). \quad (2.5)$$

Hierbei müssen noch typische Pumpverluste wie beispielsweise Leckage $Q_{Leckage}$, welche den volumetrischen Wirkungsgrad η_{vol} der Pumpe reduziert sowie der mechanisch-hydraulische Wirkungsgrad η_{mh} , welcher die Reibung innerhalb der Pumpe beinhaltet, mit berücksichtigt werden. Das Produkt der beiden Wirkungsgrade entspricht dem Gesamtwirkungsgrad der Pumpe η_{ges} .

Mit dem effektiven Volumenstrom $Q_{RKP,e} = Q_{RKP,geom} \eta_{vol}$ und durch Umformen der Gleichung für die hydraulische Leistung $P_{hyd} = Q_{RKP,e} \Delta p$ und der mechanisch zugeführten Wellenleistung $P_{mech} = \frac{P_{hyd}}{\eta_{mh}}$ ergibt sich das Lastmoment der Pumpe M_{Last} auf die Welle des Elektromotors [Mat12] zu

$$M_{Last} = \frac{Q_{RKP,geom} \Delta p}{2\pi n \eta_{mh}} = \frac{Q_{RKP,e} \Delta p}{2\pi n \eta_{vol} \eta_{mh}} = \frac{Q_{RKP,e} \Delta p}{2\pi n \eta_{ges}}, \quad (2.6)$$

welches sich direkt auf die Auslegung der Drehmomentkurve des Elektromotors zum Antreiben der Pumpe auswirkt.

Ventile

In Bremssystemen werden typischerweise elektrisch ansteuerbare 2/2-Wege Magnetventile verwendet. Hierbei kommen Schalt- und Stetigventile zum Einsatz. Hat ein Schaltventile typischerweise nur zwei definiert ansteuerbare Zustände offen und geschlossen, so kann bei einem Stetigventil der Hub des Stößels proportional über den Steuerstrom beeinflusst werden. Stetigventile werden deshalb auch als Proportionalventile bezeichnet und kommen bei konventionellen Bremssystemen als Einlassventil zum Einsatz.

Für ein Hydraulikventil mit meist turbulenter Strömung lässt sich der Durchfluss Q_V vereinfacht anhand der Drosselgleichung, wie sie auch in [Bau11] zu finden ist, beschreiben durch

$$Q_V = \alpha_{D,V} A_V \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}}, \quad (2.7)$$

mit dem Blendenbeiwert des Ventils $\alpha_{D,V}$, der Ventilöffnungsfläche A_V und der Fluidichte ρ . Die Druckdifferenz Δp beschreibt im Falle des hier betrachteten Auslassventils den Druckunterschied bzw. Druckabfall zwischen Raddruck p_{Rad} und dem Druck hinter dem Ventil zum Speicher $p_{Speicher}$, siehe Abbildung 2.3.

Das dynamische Ventilverhalten lässt sich durch Anwendung des Prinzips von Newton, der Summe aller angreifenden Kräfte, zu sehen in Abbildung 2.3, auf den Ventilstößel mit der Masse m_V vereinfacht beschreiben zu

$$m_V \ddot{z}_V = F_{Mag} - F_{Fed} - F_{Vd} + F_{Hydr}, \quad (2.8)$$

wobei die Federkraft F_{Fed} sowie die resultierende viskose Dämpfungskraft F_{Vd} der magnetischen Kraft F_{Mag} und der hydraulischen Kraft F_{Hydr} bei einem normal (stromlos) geschlossenen Auslassventil entgegenwirken. Die Magnetkraft F_{Mag} errechnet sich hier über ein hinterlegtes Kennfeld, welches

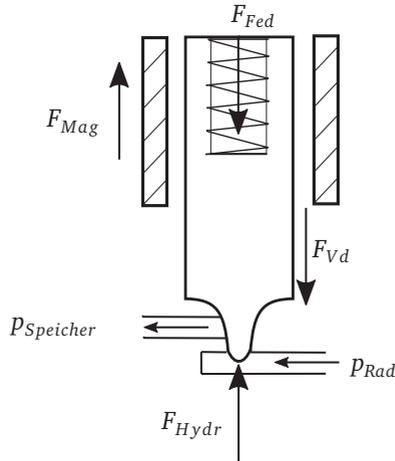


Abbildung 2.3.: Schema des Auslassventils mit angreifenden Kräften

in Abhängigkeit von Spulenstrom I_{Sp} und Stößelposition z_V eine entsprechende Magnetkraft ausgibt.

Die Federkraft F_{Fed} auf den Stößel ergibt sich mit der Vorspannung F_0 und der Federkonstanten c_{Fed} zu

$$F_{Fed} = F_0 + z_V c_{Fed}, \quad (2.9)$$

sowie die auftretende viskose Dämpfung mit der Dämpfungskonstanten d_{visk} zu

$$F_{Vd} = \dot{z}_V d_{visk}. \quad (2.10)$$

Die auf den Stößel wirkende hydraulische Kraft F_{hyd} errechnet sich mit der Angriffsfläche A_{hyd} und der relativen Druckdifferenz Δp zu

$$F_{hyd} = \Delta p A_{hyd} = (p_{Rad} - p_{Speicher}) A_{hyd}. \quad (2.11)$$

Für die Simulation werden validierte Modelle von existierenden aktuell in Bremssystemen verbauten Ventilen übernommen, da deren detaillierte Modellierung anhand von Messdaten und FEM nicht im Fokus dieser Arbeit liegt.

Fluidspeicher

Als Speicher im Niederdruckbereich kommen im Bremssystem drucklose, zur Atmosphäre offene Reservoirs aus Kunststoff zum Einsatz, um unter anderem das Volumen für die Verschleißnachstellung vorzuhalten, siehe Abbildung 2.4a. Darüber hinaus werden auch kleine Speicherkammern im Hydroaggregat hinter dem Auslassventil verbaut, um einen schnellen Druckabbau im Falle eines Regeleingriffs zu gewährleisten. Diese Kammern haben ein deutlich geringeres Volumen als die zuvor beschriebenen Kunststoffreservoirs und bewegen sich für Pkws typischerweise in einem Bereich $< 10 \text{ cm}^3$.

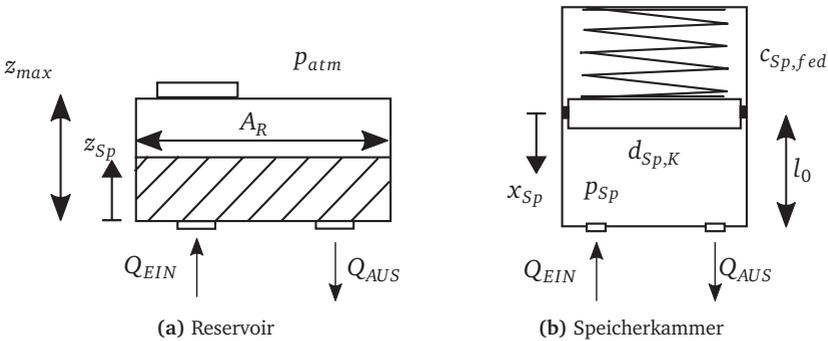


Abbildung 2.4.: Fluidspeicher im Bremssystem

Der Druck in einem Reservoir mit der Fläche A_R und dem Volumen $V_R = A_R z_{max}$, lässt sich anhand der hydrostatischen Grundgleichung für dichtebe-ständige Flüssigkeiten nach Euler [Tru08] beschreiben mit

$$p = \rho g z_{sp}, \quad (2.12)$$

wobei ρ die Fluid-dichte, g die Erdbeschleunigung und z_{sp} den Speicherfüll-stand darstellt.

Bei einer Bremsbetätigung ändert sich die Fluidhöhe entsprechend um das in die Radbremse verschobene Volumen z_{Br} wodurch sich für den Druck im Reservoir

$$p = \rho g(z_0 - z_{Br}) = \rho g \left(z_0 - \frac{V_{Br}}{A_R} \right) \quad (2.13)$$

ergibt. Für einen zylinderförmigen Federspeicher mit Kolbendurchmesser $d_{Sp,K}$ ergibt sich das Maximalvolumen zu

$$V_{max} = l_{max} \frac{\pi d_{Sp,K}^2}{4}, \quad (2.14)$$

wobei l_{max} die maximal nutzbare Speicherlänge beschreibt, welche für Federkolbenspeicher der Länge l nach [Wil11] bei einem Nutzungsgrad von $0,85l$ bis $0,9l$ liegt. Entsprechend zu Abbildung 2.4b, errechnet sich der Druck im Speicher mit der Federkonstanten $c_{Sp, fed}$, der Speicherlänge l_0 und der Vorspannung bei leerem Speicher F_0 zu

$$p = F_{Fed} A_{Sp,K} = A_{Sp,K} (c_{Sp, fed} (l_0 - x_{Sp}) + F_0). \quad (2.15)$$

Motor

Für den Einsatz in Hydroaggregaten bieten sich permanenterregte Gleichstrommotoren an, da sie sich durch geringe Kosten bei einem guten Wirkungsgrad auszeichnen [Gar08]. Das Modell des elektrischen Gleichstrommotors wird häufig auch als vereinfachtes Modell von Wechselstrommotoren verwendet, wie beispielsweise für den in dieser Arbeit verwendeten AC-Servomotor des im weiteren Verlauf der Arbeit vorgestellten Bremsenprüfstands. Anhand der Clarke- oder Park-Transformation lassen sich diese von einer drei- in eine zweidimensionale Schreibweise überführen. Für die Beschreibung wird als weitere Vereinfachung nur der Wirkstrom $i = i_q$ betrachtet.

Die Stromänderung im elektrischen Ankerkreis lässt sich nach der Kirchhoffschen Maschenregel (2. Kirchhoffsches Gesetz) [Gro11] anhand des

Widerstands R_A , der Induktivität L_A und der Motorkonstanten für die induzierte Spannung k_i beschreiben zu

$$\frac{di_A}{dt} = (u_A - R_A i_A - k_i n) \frac{1}{L_A}. \quad (2.16)$$

Der mechanische Kreis wird anhand der aus der Summe aller angreifenden Momente, entsprechend Abbildung 2.5, mit der Rotorträgheit J_{rot} des Motors resultierenden Drehzahländerung beschrieben zu

$$\frac{dn}{dt} = \frac{1}{J_{rot}} (k_T i_A - k_r n - M_{Last}), \quad (2.17)$$

mit der Motorkonstanten für das Drehmoment k_T , der Reibungskonstanten k_r und dem Lastmoment M_{Last} . Das Lastmoment M_{Last} kann hierbei beispielsweise die Belastung durch eine Pumpe, wie in Gleichung 2.6, darstellen.

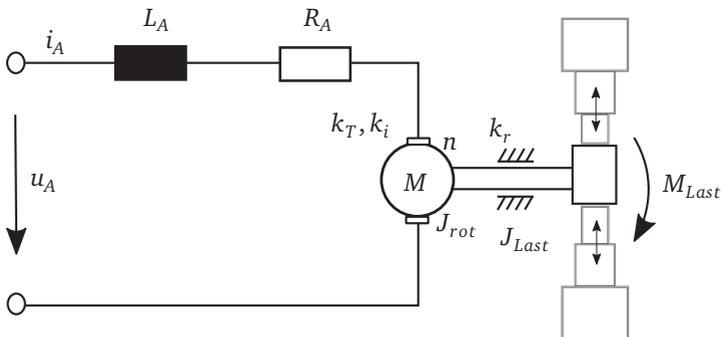


Abbildung 2.5.: Elektrisches und mechanisches Ersatzschaltbild der Hydraulikpumpe

2.2. Modellbildung und Simulation

Im Folgenden soll kurz auf die grundlegende Arbeitsweise der beiden in dieser Arbeit eingesetzten Simulationsprogramme und deren Interaktion in Form der Co-Simulation eingegangen werden.

2.2.1. Arbeitsweise der Simulationsprogramme: AMESim und Simulink

AMESim ist ein 1D-Modellierungsprogramm, welches domänenübergreifend arbeitet. Hierdurch können Multidomänensysteme aus Komponentenblöcken der unterschiedlichen physikalischen Disziplinen, wie z.B. Mechanik, Hydraulik, Elektrik oder Signalverarbeitung miteinander verbunden aufgebaut werden [Lms15]. Ein wesentlicher Unterschied zu signalflussbasierten Simulationsprogrammen, wie beispielsweise Simulink, ist der bidirektionale Austausch von Größen bei der Simulation, vergleiche Abbildung 2.6. Dieser ist darauf zurückzuführen, dass das Programm nach dem Prinzip von Bond-Graphen arbeitet. Hierbei findet über die Bindung (bond) der Komponenten ein stetiger Energiefluss statt, welcher das Prinzip der Energieerhaltung einhält. Dieser energie- bzw. leistungs-basierte Informationsfluss ermöglicht die Verknüpfung der unterschiedlichen Domänen, wobei die positive Energieflussrichtung vom Anwender festgelegt werden muss. Die für die Bestimmung des Energieflusses verwendeten Größen sind in Tabelle 2.1 für die unterschiedlichen Domänen hinterlegt. Weiterhin muss für eine erfolgreiche Verknüpfung zweier Komponenten deren Port gleich sein sowie die Kausalität eingehalten werden [Lms10]. Dies bedeutet, dass der Ausgang der einen Komponente dem Eingang der anderen entsprechen muss. Hierdurch ist gewährleistet, dass grundsätzlich physikalisch plausible Modelle entstehen.

Simulink ist im Vergleich zu AMESim ein signalflussbasiertes Simulationsprogramm mit einem unidirektionalen Ablauf, dies bedeutet der Informationsfluss erfolgt nur in eine Richtung. Die physikalischen Gleichungen werden

Tabelle 2.1.: Domänenbezogener Energiefluss in AMESim nach [Lms10]

Domäne	Anstrengung	Fluss
hydraulisch	Druck p [$\frac{N}{m^2}$]	Fluss Q [$\frac{m^3}{s}$]
mechanisch	Kraft F [N]	Geschw. v [$\frac{m}{s}$]
	Moment M [Nm]	Drehzahl ω [$\frac{rad}{s}$]
elektrisch	Spannung U [V]	Strom I [A]

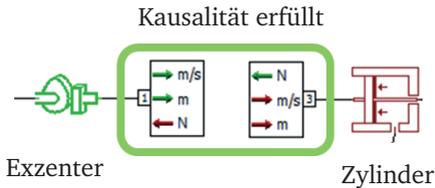


Abbildung 2.6.: Kausalität der zu verbindenden Komponenten in AMESim

direkt anhand von Kombinationen von Blockdiagrammen aus der Modellbibliothek nachgebildet, wodurch es ebenfalls für die Multidomänensimulation geeignet ist. Jeder Block besitzt einen Eingangsvektor, einen Ausgangsvektor und einen Zustandsvektor [Hof09]. Die Blöcke werden in einer Reihenfolge sortiert, nach welcher die Vektoren berechnet und aktualisiert werden. Da Differentialgleichungen direkt abgebildet werden können, ist es universell einsetzbar.

2.2.2. Solver – Numerische Integration steifer Systeme

Ein Solver errechnet die Zustände eines Modells während einer definierten Zeitspanne. Bei den zu lösenden Gleichungen wird zwischen gewöhnlichen Differentialgleichungen (DGL, engl. ODE) und Systemen mit differential-algebraischen Gleichungen (engl. DAE) unterschieden. Eine gewöhnliche DGL beinhaltet Funktionen und deren Ableitungen, wobei die Funktion und deren Ableitung sich auf nur eine unabhängige Variable beziehen. DGLs höherer Ordnung werden von den Solvern zu einem System erster Ordnung reduziert, um diese besser lösen zu können. Eine differential-algebraische

Gleichung beinhaltet neben DGLs auch algebraische Gleichungen, welche Nebenbedingungen für die zu lösenden Gleichungen darstellen. Es soll hier noch kurz auf steife Systeme eingegangen werden, wobei eine eindeutige Definition für den Übergang von normalen zu steifen Systemen nicht existiert. Steife Systeme führen dazu, dass viele der herkömmlichen numerischen Lösungsverfahren instabil werden. Um dies zu vermeiden, muss die Schrittweite auf einen sehr kleinen Wert reduziert werden, wodurch die Simulationszeit ansteigt.

In Matlab/Simulink gibt es für das Lösen steifer Systeme spezielle Solver. Hier wird im Weiteren der ODE15s Solver verwendet, dieser ist in der Lage DAEs zu lösen. Er kombiniert aufgrund seiner variablen Schrittweite den Vorteil größerer Schrittweiten mit gleichzeitiger numerischer Stabilität. Der Solver basiert auf dem Gear's Verfahren [Gea71b] und [Gea71a] mit einer rückwärtigen Differentiation (BDF=backward differentiation), welches die Ableitung aus zurückliegenden Zeitschritten für die Bestimmung der Lösung des aktuellen Zeitschritts nutzt.

AMESim stellt für die Integration der Differentialgleichungen 17 verschiedene Lösungsverfahren zur Verfügung [Lms10]. Der standardmäßig gewählte Integrator in AMESim wählt selbstständig das günstigste Verfahren bezüglich Rechenzeit und Genauigkeit aus. Hierbei handelt es sich ebenfalls um einen Solver variabler Schrittweite, wobei dieser im Gegensatz zum Simulink Solver die Ordnung der eingesetzten Verfahren auch variabel wählt. Zusätzlich ist ein Verfahren zum Umgang mit Unstetigkeiten, wie z.B. einem mechanischen Endanschlag, für eine optimierte Stabilität des Algorithmus hinterlegt. Die wesentlichen verfügbaren übergeordneten Solver im Standard-Integratormodus sind der LSODE (Livermore Solver for Ordinary Differential Equations) [Rad93] und der DASSL (Differential/algebraic system solver) [Pet82]. Hierbei wird für das Lösen von steifen DGLs für beide wiederum die von Gear's vorgeschlagene Rückwärtsdifferentiation verwendet. Für das Lösen von differential-algebraischen Gleichungssystemen oder impliziten Variablen wird der DASSL-Solver verwendet. Explizite Gleichungssysteme werden mit dem LSODE-Solver gelöst, welcher bei Detektion eines steifen Systems von einem Adams-Moulton-Verfahren auf die Rückwärtsdifferentiation umschaltet.

Weiterführende Informationen zu der Funktionsweise numerischer Integriertoren sind unter anderem in [Völ11] zu finden.

2.2.3. Co-Simulation

In der simulativen Entwicklung neuer Fahrzeugsysteme ist es üblich für die Simulation des Gesamtfahrzeugmodells auf Co-Simulationsverfahren zurückzugreifen. Dies ermöglicht es die jeweiligen Teilsysteme im jeweiligen speziell dafür geeigneten Simulationsprogramm abzubilden und diese dann im Gesamtmodell zu koppeln. Vorteile sind hierbei eine gute Stabilität sowie eine bessere Effizienz bei der Simulation der Teilsysteme aufgrund der speziell ausgerichteten Solveralgorithmen in den jeweiligen Simulationsprogrammen. Für die erfolgreiche Kopplung muss der Informationsaustausch zwischen den Teilsystemen entsprechend berücksichtigt werden. Die Ausgangsgrößen des einen Teilsystems bilden hierbei die Eingangsgrößen des anderen Teilsystems und umgekehrt.

Eine vereinfachte Darstellung nach [Sch09] hierfür ist:

	Teilsystem 1	Teilsystem 2
Zustandsgrößen	$\dot{x}_1 = f_1(x_1, u_1)$	$\dot{x}_2 = f_2(x_2, u_2)$
Ausgangsgrößen	$y_1 = g_1(x_1, u_1)$	$y_2 = g_2(x_2, u_2)$
Kopplung der Ein-/Ausgänge	$u_1 = y_2$	$u_2 = y_1$

Neben den zu übergebenden Größen selbst spielt auch der Zeitpunkt des Informationsaustausches und dessen Häufigkeit eine enorm wichtige Rolle für eine gut funktionierende Co-Simulation. Bei einem Master-Slave Prinzip gibt das Teilsystem, welches als Master fungiert, die Zeitpunkte des Informationsaustausches vor. Arbeitet eine Co-Simulation nach einem Master-Slave Prinzip, können Multi-Rate Verfahren verwendet werden. Multi-Rate Verfahren passen die Schrittweiten der Solver der Teilsysteme an das jeweilige Systemverhalten an. Wichtig ist zwischen der Integrationsschrittweite, in welchen die Teilsysteme gelöst werden, und der Kommunikationsschrittweite zu unterscheiden, da diese in der Regel nicht identisch sind. Weitere Verfahren sind in [Völ11] beschrieben.

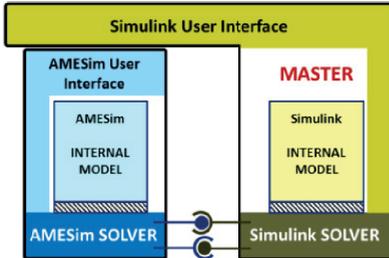
Als Beispiel für solch eine Co-Simulation soll auf die in dieser Arbeit zum Einsatz kommende Kopplung von Matlab/Simulink mit AMESim, wie in Abbildung 2.7a dargestellt, eingegangen werden. Weitere Beispiele für die Co-Simulation physikalischer Systeme mit unterschiedlichen Simulationsprogrammen sind in [Völ11] zu finden. Für die Co-Simulation wird auf das in AMESim bereits implementierte Interface mit dem Schnittstellentyp SimuCosim zurückgegriffen, siehe Abbildung 2.7b. Hierdurch werden Matlab/Simulink und AMESim in Form einer Co-Simulation miteinander gekoppelt. Hierfür muss in AMESim die Anzahl sowie die Bezeichnungen der Ein- und Ausgänge entsprechend vorgegeben werden, bevor im Anschluss daran in Simulink der Interfaceblock (AME2SLCoSim) entsprechend eingefügt werden kann. Für die Verwendung des AMESim Modells muss dieses zunächst kompiliert und die dabei entstandene mex-Datei in Simulink in den Interfaceblock geladen werden. Im Interfaceblock können unter anderem der Integrator-Typ und das Kommunikationsintervall H festgelegt werden. Für weitere Informationen über die Einrichtung der Co-Simulationsschnittstelle wird auf [Lms14] und [Obe15] verwiesen.

Die richtige Wahl des Kommunikationsintervalls wird unter anderem in [Völ11] untersucht. Es zeigt sich, dass das Kommunikationsintervall H einer Co-Simulation sich an der höchsten in ihr auftretenden Frequenz f_{max} orientieren muss und sich ergibt zu

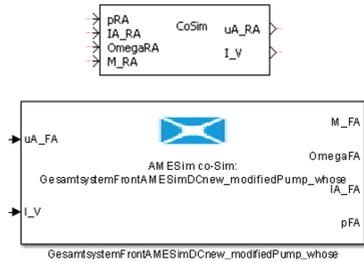
$$H = \frac{1}{10f_{max}}. \quad (2.18)$$

Dies deckt sich mit dem aus der Signalverarbeitung kommenden Nyquist-Shannon-Theorem, welches für die korrekte Abtastung eines Signals eine mindestens doppelt so hohe Abtastfrequenz wie die höchste im Signal auftretende Frequenz voraussetzt. Um ein gut abgetastetes Signal zu erhalten wird hierfür diese noch um das 5 bis 10 fache erhöht, wodurch sich das in Gleichung (2.18) beschriebene Kommunikationsintervall ergibt. Für die betrachteten Teilsysteme besitzen die Ventile des Hydrauliksystems die höchsten Eigenfrequenzen. Basierend auf Gleichung (2.18) ergibt sich ein Kommunikationsintervall von $H = 0,005 \text{ s}$, welches im Weiteren verwendet wird. Auf eine weitere Reduktion des Intervalls wird verzichtet, da dieses

ungefähr dem Kommunikationsintervall entspricht, welches für die Kommunikation zwischen Steuergerät und Komponente verwendet wird. Ein Ziel ist es, zu untersuchen wie gut sich ein steifes hydraulisches System, welches im Verlauf der Arbeit vorgestellt wird, mit dem im Fahrzeug üblichen Kommunikationsintervall betreiben lässt.



(a) Schema der gewählten Master-Slave Arbeitsweise von AMESim mit Simulink [Lms14]



(b) Interface-Block AMESim (oben) und Simulink (unten)

Abbildung 2.7.: Co-Simulation zwischen Matlab/Simulink und AMESim

3. Anforderungen an das Bremssystem für zukünftige Fahrzeugkonzepte

Ziel dieses Kapitels ist es die Anforderungen an das Bremssystem, speziell vor dem Hintergrund des Einsatzes in neuen urbanen Fahrzeugkonzepten, zu definieren. Da im urbanen Kontext Elektrofahrzeuge gegenüber konventionellen Fahrzeugen die größten Vorteile besitzen. Hierfür wird zunächst der Stand der Technik für Bremssysteme vorgestellt. Im Anschluss daran wird auf die Potentiale eingegangen, die sich aus der Elektrifizierung des Antriebsstranges und dem autonomen Fahren ergeben. Eine Teilmenge der Anforderungen an das Bremssystem ergibt sich aus der Einbauposition und dem dort verfügbaren Einbauraum. Die Vorgehensweise für die Bestimmung der Einbauposition wird zunächst vorgestellt, um anschließend die wesentlichen Anforderungen, inklusive der aus der Einbauposition resultierenden, zusammenzufassen.

3.1. Stand der Technik

In diesem Unterkapitel wird der aktuelle Stand der Technik kurz zusammengefasst sowie die im Weiteren wichtigsten Begrifflichkeiten in Bezug auf Bremssysteme kurz erklärt. Für ausführlichere Informationen wird auf die einschlägige Literatur [Bre12], [Die14] und [Bra13] verwiesen.

Das standardmäßig verbaute Bremssystem im Kraftfahrzeugbereich ist seit über 60 Jahren ein hydraulisches System basierend auf dem Prinzip der

Hilfskraftbremse. Es zeichnet sich durch eine **zentrale hydraulische Architektur** aus. Dies bedeutet, der für den Bremsvorgang benötigte Bremsdruck wird an einer Stelle erzeugt und durch das hydraulische Netzwerk von dort weiter zu den Radbremsen geleitet.

Die **Bremskreisauftteilung** entscheidet darüber, wie welche Teile des hydraulischen Netzwerks miteinander verbunden sind, hierbei haben sich in Pkws die II- und die X-Auftteilung durchgesetzt. Die II-Auftteilung entspricht einer Vorder-/Hinterachs Bremskreisauftteilung und wird auch als schwarz-weiß Auftteilung bezeichnet. Hierbei sind die Vorder- und Hinterachse jeweils mit einem separaten Bremskreis verbunden, was Vorteile z.B. bei Ausfall eines Kreises mit sich bringt, da Schiefziehen (Abweichen von idealer gerader Bremsung) bei dieser Auftteilung ausbleibt. Die X-Auftteilung oder auch diagonale Bremskreisauftteilung nutzt die diagonal gegenüberliegenden Radbremsen, um sie zu jeweils einem Bremskreis zusammenzufassen. Diese Anordnung gewährleistet, dass selbst bei Ausfall eines Kreises zumindest an einer Radbremse das hohe Bremspotential der Vorderräder genutzt wird. Jedoch muss hier das konzeptbedingte Schiefziehen ausgeglichen werden. Weitere Informationen zu Bremskreisauftteilungen finden sich in DIN 74000 [Din92].

Eine wichtige Unterteilung der Bremssysteme ist der Unterschied zwischen Hilfskraft- und Fremdkraftbremssystemen. Diese Bezeichnung bezieht sich auf die Aufbringung der Kraft, bevor diese auf die Hydraulik weitergeleitet wird. Die Konstellation bei der die Kraft für die Bremsung vom Fahrer aufgebracht und von einem Bremskraftverstärker (BKV) weiter erhöht wird, wird als **Hilfskraftbremse** bezeichnet. Hierbei unterstützt der BKV den Fahrer dabei den gewünschten Bremsdruck zu erzeugen. Bei **Fremdkraftbremssystemen** hingegen wird die Kraft für die Bremsung alleine vom Bremssystem aufgebracht. Diese Art von Bremssystem wird klassischerweise für By-Wire-Systeme, also Systeme bei denen Signal- und Energieübertragung per Kabel erfolgt, eingesetzt. Ein wichtiger Punkt bei reinen By-Wire-Systemen ist die Absicherung. Die Redundanz des Bordnetzes zum Beispiel muss gewährleistet sein. Derartige Systeme benötigen darüber hinaus aktuell einen Pedalsimulator, um dem Fahrer ein gutes Pedalgefühl mit entsprechender Rückmeldung zu vermitteln.

Im Einzelnen besteht das heutige **konventionelle hydraulische Hilfskraftbremssystem** aus der Pedalbetätigungseinheit, dem Bremskraftverstärker (BKV), dem Tandemhauptbremszylinder (THZ) mit Reservoir, der Modulationsvorrichtung (Hydroaggregat), den Hydraulikleitungen und den Radbremsen selbst, siehe Abbildung 3.1. Die Bremskraftverstärkung kann hierbei pneumatisch, hydraulisch oder elektromechanisch erfolgen. Für die Radbremsen kommen Scheibenbremsen und für die Hinterachse von kleineren Fahrzeugen auch Trommelbremsen zum Einsatz. Die unterschiedlichen Bauformen der Radbremsen werden in [Bre12], [Die14] und [Hei13] ausführlich beschrieben. An dieser Stelle wird hier nicht näher darauf eingegangen, da im Weiteren unter dem Begriff Bremssystem der Teil zwischen der Betätigung bis hin zur Radbremse verstanden wird. Ein Grund für die lange Vorherrschaft des Systems in dieser Ausprägungsform ist sein sehr gutes Verhältnis von Funktion zu Kosten. Hervorzuheben ist dabei, dass das Bremssystem den physikalischen Effekt der hydraulischen Übersetzung nutzt, um mit möglichst geringer Betätigungskraft hohe Kräfte an der Radbremse zu erreichen.

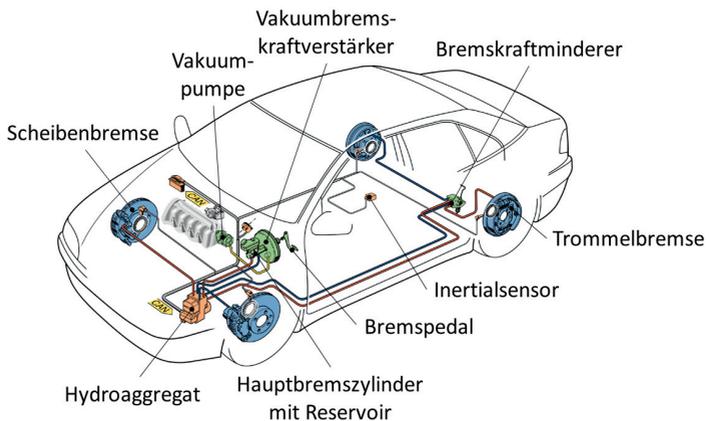


Abbildung 3.1.: Konventionelles Bremssystem mit X-Split, Scheibenbremsen vorne und Trommelbremsen hinten (Darstellung nach [Rob12] Beschriftung geändert)

Die **zentralistische Anordnung** hat unterschiedliche Ursachen. Zum einen befindet sich die Betätigungseinrichtung in Form der Pedalbetätigungseinheit im Fußraum der Fahrerposition, um die direkte Betätigung des hinter der Spritzwand im Motorraum beginnenden Bremssystems zu ermöglichen. Zum Anderen diente der Verbrennungsmotor sehr lange als direkte Energiequelle für die Bremskraftverstärkung basierend auf Unterdruck, welcher vom Saugrohr des Motors zum BKV geleitet wird. Ein weiterer Vorteil ist für den Fahrer die Möglichkeit auch im Fehlerfall, Ausfall der Bremskraftverstärkung oder Bordnetzausfall, den direkten mechanischen Durchgriff auf das System zu haben. Hierdurch muss er zwar eine deutlich höhere Fußkraft aufbringen, kann aber trotzdem noch eine, wenn auch deutlich geringere, Verzögerung des Fahrzeugs von mindestens $2,44 \frac{m}{s^2}$ [Ece15] erreichen.

Am weitesten verbreitet ist die **Hilfskraftbereitstellung** für die Bremskraftverstärkung durch Unterdruck. Dabei besteht für Dieselfahrzeuge, Elektrofahrzeuge und heutige direkteinspritzende Benzin-Turbomotoren mit zu geringem Unterdruck ein Mehraufwand in Form einer Vakuumpumpe, um die Versorgung des Unterdruckbremskraftverstärkers weiter aufrechtzuerhalten. Die Vakuumpumpe gibt es hierbei in zwei Ausführungsformen. Entweder als mechanische Vakuumpumpe, welche vom Motor direkt angetrieben wird, wodurch sie dauerhaft Schleppverluste verursacht, oder als elektrische Vakuumpumpe, welche den BKV bei Bedarf mit Unterdruck versorgt und über das Bordnetz mit Energie versorgt wird. Bei einer durchschnittlichen Masse der Vakuumpumpe von zirka 2 kg würde ein Wegfall fahrzeugabhängig einer CO₂-Reduktion im NEFZ von etwa 0,2 g/km gleichkommen, basierend auf der Faustformel von [Tim08].

Für die Bremskraftverstärkung gehen die Entwicklungen der letzten Jahre hin zu vakuumunabhängigen **elektromechanischen Bremskraftverstärkern**, welche die Energie bedarfsgerecht bereitstellen. Diese sind vor dem THZ angeordnet, wie zuvor der Unterdruckbremskraftverstärker. Sie bestehen im Allgemeinen aus einem schnell drehenden elektronisch kommutierten Elektromotor, welcher über eine Getriebeübersetzung die Drehbewegung in eine Linearbewegung überführt und so eine Kraft auf die Druckstange des THZ ausübt.

Systeme mit elektromechanischem BKV verfügen über eine sehr hohe Druckaufbaudynamik, welche gerade im Hinblick auf zukünftige Fahrerassistenzsysteme enorm wichtig ist.

Um eine möglichst optimale Bremsung zu realisieren spielt neben der Aktuierung (Bremsdruckaufbau), die radindividuelle **Modulation** des Radbremsdruckes für die Ausnutzung des maximalen Fahrbahnreibungswerts die wichtigste Rolle. Hierfür wird nach Stand der Technik ein zentrales Hydroaggregat verbaut, wie in Abbildung 3.1 dargestellt. Wurde dieses System zunächst rein für die Vermeidung des Radblockierens bei Bremsvorgängen eingesetzt (ABS), wird es aufgrund stetiger Weiterentwicklung mittlerweile verwendet, um kritische Fahrzustände jeglicher Art zu verhindern bzw. aufzulösen (ESP). Hierbei sei auch auf die Funktionalität des aktiven Druckaufbaus durch das ESP hingewiesen. Auf die Komponenten im Einzelnen wurde in Kapitel 2.1.2 näher eingegangen, da das in dieser Arbeit entworfene alternative System auf einem Großteil der im ESP eingesetzten Komponenten basiert.

Einen Versuch das klassische hydraulische Bremssystem weiterzuentwickeln stellt die **elektrohydraulische Bremse (EHB)** dar. Bei der EHB handelt es sich um eine Fremdkraftbremse. Sie versucht die positiven Eigenschaften eines By-Wire-Systems, die sehr gute Regelbarkeit, mit denen eines hydraulischen Bremssystems zu verbinden. Die EHB verfügt über einen mit redundanter Sensorik ausgerüsteten Pedalsimulator und einen hydraulischen Hochdruckspeicher. Die Signalübertragung und Energieversorgung erfolgen elektrisch (By-Wire). Für die Druckbereitstellung wird der Hochdruckspeicher von einer Pumpe aufgeladen. Der Druck des Hochdruckspeichers ist dadurch bei Bedarf sofort verfügbar. Hierdurch bietet der Hochdruckspeicher die Möglichkeit in viel kürzerer Zeit als das konventionelle hydraulische System einen Druck bereitzustellen, welcher ausreicht um die Räder zu blockieren. Der Energieaufwand zum Befüllen des Druckspeichers ist jedoch relativ hoch, da die Pumpe selbst bei geringer Fluidentnahme zunächst das Druckniveau des Speichers erreichen muss, bevor sie neues Fluid in den Speicher pumpen kann. Darüber hinaus sind unter anderem das akustische Verhalten der Pumpe bei Befüllen des Hochdruckspeichers, das Pedalgefühl und Dichtigkeitsprobleme des Speichers weitere Probleme, die einer breiten Marktdurchsetzung bisher im Wege standen.

Die **elektromechanische Bremse (EMB)** stellt ein reines By-Wire-System ohne Bremsflüssigkeit dar, bei welchem die Energiebereitstellung direkt am Rad erfolgt. Sie besitzt wie die EHB einen Pedalsimulator. Die Signalübertragung und Energieversorgung zur elektromechanischen Radbremse erfolgt By-Wire. Sie kann nicht verstärkende und selbstverstärkende Ausführungsformen annehmen. Die Verwendung von selbstverstärkenden Bauformen, wie z.B. einer Keilbremse, welche die kinetische Energie des Rades zur Bremskraftverstärkung beim Bremsvorgang nutzen, erscheint vorteilhaft, bringt jedoch zusätzliche Regelungsaufwand und Kosten mit sich.

3.2. Potentiale zukünftiger Fahrzeugkonzepte

Neue Fahrzeugkonzepte bieten die Möglichkeit zur Ausschöpfung einer Vielzahl neuer Potentiale durch technologische Fortschritte. In den folgenden zwei Abschnitten wird auf die Potentiale aufgrund der Antriebstechnologie und der Automatisierung des Fahrens eingegangen, da deren Einfluss auf das System Bremse als am stärksten erachtet wird.

3.2.1. Potentiale aufgrund zukünftiger Antriebstechnologien

Mit neuen Antriebstechnologien sind für diese Betrachtung in erster Linie Elektrofahrzeuge gemeint, welche einen rein elektrischen Antrieb besitzen und die Energie für dessen Versorgung entweder aus einer Batterie oder Brennstoffzelle beziehen. Serielle Hybridfahrzeuge, welche z.B. einen Verbrennungsmotor zur Reichweitenerhöhung (Range-Extender) für die Speisung der Batterie verwenden, stellen einen Grenzfall dar und bringen bereits aufgrund der aufwändigeren Architektur deutliche Einschränkungen mit sich.

Darüber hinaus sind mit Elektrofahrzeugen hier Fahrzeuge gemeint, die als solche konzipiert sind und nicht verbrennungsmotorische Fahrzeugarchitekturen, die durch Komponentenaustausch, z.B. Verbrennungsmotor gegen Elektromotor, zu einem Elektrofahrzeug umgewandelt werden. Da diese

einige der Einschränkungen der Topologien von verbrennungsmotorischen Fahrzeugen indirekt mit sich bringen.

Fahrzeuge mit verbrennungsmotorischem Antrieb unterliegen aufgrund den Eigenschaften dieser Antriebsart gewissen Limitierungen. Im Vergleich dazu ergeben sich für Elektrofahrzeuge neue Möglichkeiten, deren Grad in Abhängigkeit der gewählten Antriebsarchitektur variiert. Bei der Architektur wird im wesentlichen zwischen Zentral- und Radnabenantrieben unterschieden. Hierbei können sowohl Zentralantriebe an Vorder- und/oder Hinterachse als auch Radnabenantriebe an entweder beiden Vorder- und/oder Hinterrädern zum Einsatz kommen [Rau12]. Eine Zwischenvariante stellen radnahe Antriebe dar, bei denen ein Elektromotor ein einzelnes Rad antreibt wie in [Hei13] und [Pru14] beschrieben. Durch eine radnahe fahrzeugseitige Anbringung wird unter anderem die Problematik der erhöhten ungefederten Massen im Vergleich zu einer direkten Anbringung am Rad umgangen. Auch Mischformen der unterschiedlichen Elektromotorkonzepte sind möglich.

Elektroantriebe zeichnet generell ein sehr geringer Integrationsaufwand aus, wodurch sich neue **Freiheiten im Design** ergeben. Aufgrund der deutlich geringeren Einschränkungen im Vergleich zu konventionellen verbrennungsmotorischen Antriebskonzepten ergeben sich neue Möglichkeiten in der Designphase [Dav14]. Diese stellen eines der größten Potentiale von Elektrofahrzeugen im Vergleich zu Fahrzeugen mit konventionellen verbrennungsmotorischen Antriebskonzepten dar. Die größten Freiheiten in Bezug auf Fahrzeugdesign und Fahrdynamik bieten Radnabenantriebe, allerdings sind sie auch aufwändiger und teurer in der Umsetzung als Zentralantriebe. Bereits diese besitzen ein sehr hohes Potential hinsichtlich Gestaltungsfreiheit, da bis auf die wenigen wesentlichen Komponenten, Elektromotor(en), Differential(e), Antriebswellen und Batterie, alles sehr frei und zweckorientiert angeordnet werden kann [Rau12].

Die Maximierung des Grundgedankens alle Funktionen für die Fahrzeugbewegung, wie Antrieb, Lenkung, Federung/Dämpfung und Bremse, in einer technischen Komponente zu vereinen stellt das Corner-Modul dar [Hei13]. Durch diese eindeutige Trennung von Fahrwerk und Insassenkabine ist deren Gestaltung komplett frei für den jeweiligen Einsatzzweck des Fahrzeugs. Hierdurch ergeben sich je nach Zielfahrzeug enorme Möglichkeiten bezüglich der Modularisierung als auch für die Skalierbarkeit für ein solches Konzept.

Elektrofahrzeuge bieten die Möglichkeit zur **Reduktion der Fluide**, welche für den Betrieb des Fahrzeugs notwendig sind. Am offensichtlichsten ist der Entfall des Treibstoffs in Form von Benzin/Diesel oder Gas (ausgenommen Brennstoffzellenfahrzeuge). Ebenso entfallen Fluide, welche für die Abgasaufbereitung z.B. bei Dieselfahrzeugen benötigt werden. Eine Reduktion der meist stark umweltschädlichen Fluide bringt in vielerlei Hinsicht Vorteile, beispielsweise bei der Wiederverwertung aber auch im normalen Betrieb des Fahrzeugs, mit sich.

Der Unterschied in Bezug auf Reichweite ist teilweise noch immens groß, wird jedoch auch aufgrund der Fortschritte in der Batterietechnologie geringer. Große Unterschiede ergeben sich speziell beim Tiefsttemperatureinsatz, hierbei sinkt die Reichweite der Elektrofahrzeuge deutlich.

Ein wesentlicher Unterschied zwischen elektrisch betriebenen und verbrennungsmotorischen Fahrzeugen ist deren **Geräusentwicklung**. Die genaue Quantifizierung der Geräuschreduktion zwischen einem Verbrenner und einem Elektroantrieb stellt sich als schwierig dar, da in den existierenden Untersuchungen sehr verschiedenen Messaufbauten verwendet werden. Das Reifen-Fahrbahn Abrollgeräusch ist ab Erreichen einer gewissen Geschwindigkeit die dominierende Geräuschquelle. Diese Geschwindigkeit, bei der kein Unterschied zwischen den beiden Antriebsarten mehr feststellbar ist, liegt je nach Studie zwischen 25 km/h [Kal12] und 50 km/h [Lel01]. Die Geräuschreduktion bei elektrischem Antrieb bis zu dieser Geschwindigkeit liegt im Bereich zwischen 4 dB [Wac09] und 15 dB [Lel01], welche bei zirka 10 km/h erreicht wird. Unter dem akustischen Aspekt ergibt sich für Elektrofahrzeuge somit, gerade im städtischen Einsatz, die Möglichkeit zur Reduktion der Schallemissionen. Dies führt gleichzeitig auch zu einer Reduktion des Innenraumschallpegels, dem die Insassen ausgesetzt sind.

Auch bezüglich der **Fahrdynamik** bietet der Elektroantrieb deutliche Vorteile. Die Umsetzung einer bedarfsgerechten radindividuellen Antriebsmomentenregelung ist, bei verfügbaren radindividuellen Antrieben, mit geringem Aufwand möglich. Durch diese, auch als Torque Vectoring bezeichnete Technologie, lässt sich die Agilität gegenüber herkömmlichen Verbrennern, welche diese nur mit deutlich größerem Aufwand und schwächer ausgeprägt nutzen können, erheblich steigern. Die Technik beruht auf der Umkehrung des Prinzips des ESP, mit dem Unterschied, dass anstelle von radindividuellen Bremsenriffen das Antriebsmoment radindividuell verteilt wird, um das Gierverhalten des Fahrzeugs direkt zu beeinflussen und dadurch zu steuern.

Die Möglichkeit der **Energierückgewinnung** ist eine der markantesten Eigenschaften von Elektroantrieben. Dieser Vorgang, bei dem die E-Maschine von motorischen in generatorischen Betrieb wechselt, wird auch als Rekuperation bezeichnet. Die Rückgewinnung der zuvor aufgebrauchten Energie, abzüglich der mechanischen und elektrischen Verluste, stellt eine der Kerneigenschaften von Elektrofahrzeugen dar. Sie trägt dazu bei die noch immer aufgrund der Batterieeigenschaften sehr eingeschränkte Reichweite zu erweitern. Um diesen Vorteil des Elektroantriebs maximal zu nutzen, werden neue Techniken wie beispielsweise eine adaptive Geschwindigkeitsregelung (ACC) in Fahrzeugen implementiert, um die Effizienz der Betriebsstrategie weiter zu optimieren.

Elektrofahrzeuge bieten darüber hinaus die Möglichkeit zur **Einführung neuer Technologien**. Sie besitzen nach dem Stand der Technik neben dem 12V-Niedervoltnetz auch ein Hochvoltbordnetz. Mittels eines Gleichspannungswandlers kann eine redundante Energieversorgung für das Niedervoltnetz und dessen Komponenten im Fehlerfall hergestellt werden. Hierdurch ergibt sich die Möglichkeit neue Komponenten zu verwenden, welche zur Absicherung, aufgrund ihrer Sicherheitsrelevanz ein doppeltes Bordnetz benötigen.

Elektrofahrzeuge besitzen ein enormes Potential für den **städtischen Einsatz**. Aufgrund ihres hochkompakten Antriebes bietet sich die Möglichkeit ein sehr günstiges Verhältnis von Raum zu Fahrzeuglänge umzusetzen. Zusätzlich ergibt sich aus den niedrigeren Geschwindigkeiten mit häufigeren

Stillstandsphasen im innerstädtischen Fahrbetrieb die Möglichkeit das Potential des Elektroantriebs gegenüber konventionellen Antrieben bezüglich Effizienz auszunutzen. Außerdem verhält sich das Fahrzeug, wie zuvor beschrieben, im typischen Geschwindigkeitsbereich für Städte akustisch am vorteilhaftesten. Die Integration des Antriebs in das Fahrzeugrad bietet aufgrund des Entfalls der Antriebswelle darüber hinaus die Möglichkeit zur Realisierung von beinahe beliebigen Lenkwinkeln bis 90°. Die Umsetzung einer solchen Lenkung ist speziell für den zuvor beschriebenen Stadtein-satz sehr vorteilhaft, da sie die Manövrierfähigkeit des Fahrzeugs z.B. bei Parkiervorgängen steigert.

3.2.2. Potentiale aufgrund der Teil-/Vollautomatisierung des Fahrens

Aus der zunehmenden Automatisierung des Fahrens auf dem Weg hin zum autonomen Fahren ergeben sich eine Vielzahl neuer Potentiale. Hierbei stellen die im vorherigen Kapitel 3.2.1 genannten Potentiale aufgrund zukünftiger Antriebstechnologien die Vorteile durch eine geänderte ‘Hardware’ dar. Das automatisierte Fahren und die Verwendung von Sensordaten sowie intelligenter Algorithmen als ‘Software’ ermöglichen einen optimalen Betrieb, um so im Verbund das Gesamtpotential zukünftiger Fahrzeugkonzepte zu maximieren.

Eine Möglichkeit, die sich durch eine intelligente automatisierte Längsführung des Fahrzeugs bietet, ist ein möglichst **energieeffizienter Betrieb**. Dieser beinhaltet sowohl eine möglichst bedarfsgerechte Einbringung von Energie aus dem Speicher für Beschleunigungsvorgänge und zum Halten der Geschwindigkeit als auch deren Rückgewinnung durch einen möglichst hohen Rekuperationsgrad. Hierfür können durch eine vorausschauende Betriebsstrategie Phasen des Reibbremsens, bei welchem kinetische und potentielle Energie verloren geht, so weit wie möglich minimiert werden.

Durch die Automatisierung des Fahrens ist es auch möglich, Gefahrensituationen unter Zuhilfenahme der verbauten Sensorik schneller zu erkennen als durch einen menschlichen Fahrer oder durch Kommunikation mit anderen

Fahrzeugen frühzeitig Informationen darüber zu erhalten. Die Reaktionszeit eines durchschnittlichen Fahrers beträgt nach [Bre12] im Mittel 0,5 bis 2 s, was bei einer innerorts üblichen Geschwindigkeit von 50 km/h einer zurückgelegten Strecke von 7 bis 28 m entspricht. Durch eine frühzeitige automatisierte Einleitung der Bremsung ergibt sich die Möglichkeit in Notsituationen eine deutliche **Minimierung des Anhaltewegs** zu erreichen.

Für die Einführung von teil- oder vollautomatisierten Fahrfunktionen muss ein sicheres redundantes Bordnetz gewährleistet sein. Das Vorhandensein einer energetischen Rückfallebene ermöglicht über das automatisierte Fahren hinaus die **Einführung neuer Technologien**, welche bisher an einer solchen Absicherung durch Redundanz gescheitert sind.

Das hochautomatisierte Fahren erfordert darüber hinaus auch neue Bedienkonzepte, wodurch sich neue Möglichkeiten in der Gestaltung der Bedienelemente und der Positionierung des Fahrers im Fahrgastraum ergeben. Hierbei lassen sich Synergieeffekte mit den Potentialen zukünftiger Antriebskonzepte erzielen. Die geänderten Bedienelemente und die Fahrgastraumgestaltung lassen sich mit dem geringen Integrationsaufwand von Elektroantrieben verknüpfen, um so die **Freiheit im Design** solcher zukünftiger Fahrzeugkonzepte voll auszunutzen.

3.3. Bauraumuntersuchung und Auswahlverfahren

Ziel dieses Unterkapitels ist es, die Einbauposition sowie den verfügbaren Bauraum zu bestimmen. Für die Unterbringung des in dieser Arbeit untersuchten alternativen Bremssystems ist ein Ziel, dieses möglichst in das Fahrwerk zu integrieren. Hierfür wird eine Anbringung radnah (karosserie-seitig) oder im Rad (radseitig) angestrebt.

3.3.1. Bauraumermittlung

Um die benötigten CAD-Modelle erstellen zu können, werden Messdaten von diversen A- und B-Segment Fahrzeugen mit einem 3D-Scanner aufgezeichnet. Da der Fokus dieser Arbeit auf Stadtfahrzeugen liegt, werden bewusst diese Segmente für die Betrachtung herangezogen. Im Anhang ist in Tabelle A.1 eine Übersicht der untersuchten Fahrzeuge dargestellt. Diese wurden anhand der Verkaufszahlen (Elektro- und Verbrennungsmotor) für das jeweilige Fahrzeugsegment ausgewählt. Aufgrund der Unterschiede in Bezug auf Achstyp und Radbremse, z.T. auch Radgröße, wird jeweils ein Modell für Vorder- (VA) und Hinterachse (HA) erstellt. Ziel ist es, anhand dieser Daten die optimale Einbauposition für Vorder- und Hinterachse unter unterschiedlichsten Gesichtspunkten zu finden und den verfügbaren Bauraum zu bestimmen. Beide sollten idealerweise fahrzeugunabhängig und damit auch unabhängig von Achskonzept, Radbremsgröße und weiteren fahrzeugspezifischen Unterschieden sein.

Im Weiteren werden alle möglichen Endpositionen, zu sehen im Anhang Abbildung A.1, für die jeweilige Achse in einem Modell überlagert, siehe Abbildung 3.2 a. Dieses wird verwendet um den resultierenden unberührten Bauraum anhand von Schnitten, vergleiche Abbildung 3.2 b, in ausreichend kleinem Abstand in vertikaler Richtung zu ermitteln, siehe hierfür auch [Bac15]. Anhand dieser Schnitte werden Hüllflächen, wie in Abbildung 3.2 c,

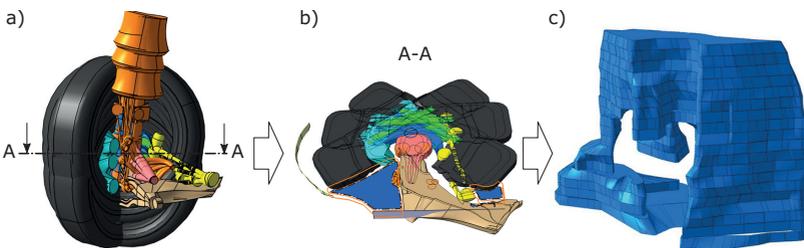


Abbildung 3.2.: Vorgehensweise für die Erstellung der Hüllvolumen mit verfügbarem Bauraum; a) Bewegungsmodell, b) Schnittbeispiel und c) Hüllvolumen karosserieseitig

erstellt welche den verfügbaren Bauraum umschließen. Für die weitere Betrachtung wird zwischen rad- und karosserie-seitiger Anbringung mit den entsprechenden Hüllkurven unterschieden.

3.3.2. Wahl des Einbauorts

In diesem Abschnitt soll auf die wesentlichen Kriterien, zu sehen in Abbildung 3.3, für die Auswahl des geeignetsten Bauraums als Einbauort eingegangen werden. Da sich durch die Lage des Einbauorts im Fahrwerk sehr komplexe Wirkzusammenhänge (thermisch, mechanisch) ergeben, wird versucht, möglichst mit quantifizierbaren Größen, wie z.B. Abständen zu Einflussquellen oder verfügbaren Volumina zu arbeiten, um die Ergebnisse zwischen den einzelnen Einbaupositionen und Fahrzeugen objektiv vergleichbar zu machen.

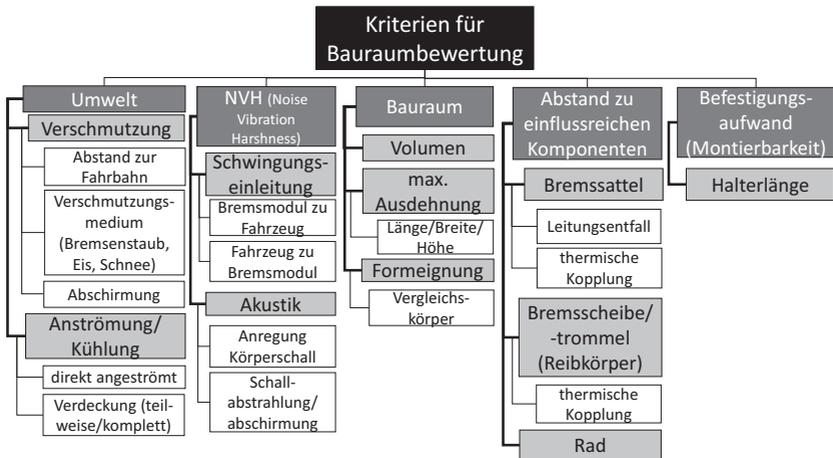


Abbildung 3.3.: Kriterien für die Bauraumauswahl

Für einen Teil der Kriterien ist deren Erfüllung nicht direkt oder nur mit erheblichem Aufwand messbar. Dies trifft beispielsweise auf die Anströmung mit Luft zu, welche zur Kühlung der Komponente beiträgt. Hierfür

wird der Ansatz verfolgt aus direkt messbaren Größen, wie der Verdeckung der Komponente, den Erfüllungsgrad der Anforderung abzuleiten. Der Bewertungsmaßstab für den jeweiligen Erfüllungsgrad wird entsprechend der Richtlinie VDI 2225 [Vdi98] angewandt, wobei die Grenzen anhand der Extremwerte (Minima/Maxima) für die in den untersuchten Fahrzeugen gemessenen Eigenschaften gewählt werden. Für ausführlichere Informationen zu den verwendeten Messgrößen und deren Abstufung bei der Bewertung zur Erfüllung der jeweiligen Anforderung durch die gewünschte Eigenschaft sei auf [Bac15] verwiesen.

Bei der Bestimmung der relevanten Kriterien für die Bewertung des Bauraums werden sowohl die von außen auf die im Bauraum befindliche Komponente wirkenden Effekte als auch umgekehrt Effekte der Komponente auf die Außenwelt, welche speziell für Elektrofahrzeuge wichtig sind, berücksichtigt. Ein Beispiel hierfür ist das NVH-Kriterium, bei welchem sowohl die Schwingungseinwirkung auf die Komponente als auch der von der Komponente abgegebene Schall berücksichtigt werden. Die Gesamtheit der Kriterien ist den Anforderungen an den Einbauort geschuldet, sie unterteilen sich in weitere Unterkriterien. Mit das wichtigste Kriterium für einen potentiell geeigneten Einbauort ist die Quantifizierung des Bauraums, welches zum einen aussagt, ob genug Volumen an dieser Position vorhanden ist, und zum anderen, ob dessen geometrische Ausprägung geeignet ist, die Komponente aufzunehmen. Darüber hinaus ergeben sich Kopplungseffekte zwischen den Haupt- als auch den Unterkriterien. So ist beispielsweise ein kurzer Abstand zu der einflussreichen Komponente Radbremse zur möglichst schnellen Übertragung der Kräfte für die Erfüllung der Funktion Bremsen wünschenswert, andererseits steigt hierdurch auch die thermische Belastung auf die Komponente. Ein Ansatz diese Verkettung der Kriterien miteinander darzustellen ist in Abbildung 3.4 zu sehen.

Für die Einbauposition der Komponente kommen unterschiedlichste Positionen (rad- und karosserieseitig) für Vorder- und Hinterrad in Frage, wie in Abbildung 3.5 zu sehen ist. Für das Auffinden möglicher Positionen innerhalb der in Abbildung 3.5 dargestellten Bauraumhüllvolumen wird als Probekörper ein Hydroaggregat eines Motorrads mit zusätzlichem Reservoir verwendet. Dieses soll dabei helfen zu bestimmen, welche Positionen

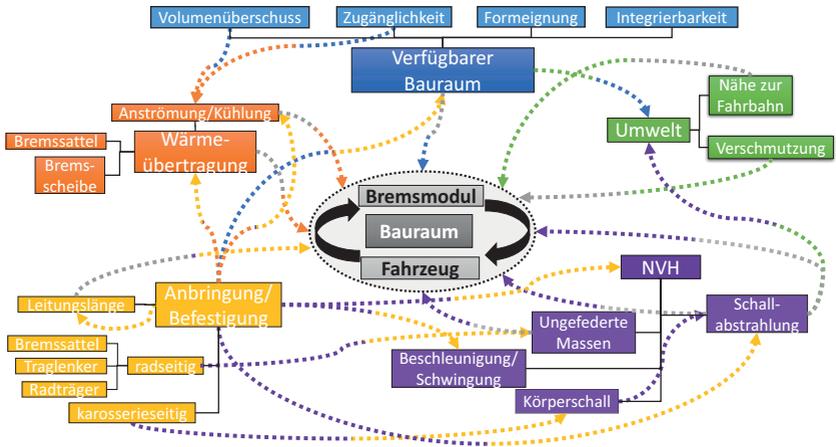
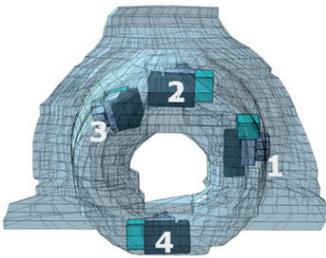
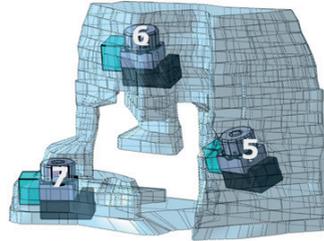


Abbildung 3.4.: Wechselwirkungen innerhalb der Kriterien für die Bauraumauswahl

prinzipiell von ihrer Ausprägung für die Anbringung in Frage kommen, da eine ähnliche Lösung angestrebt wird. Im Folgenden soll auf die Gewichtung der zuvor beschriebenen Kriterien und unterschiedliche Methoden für deren Auswertung eingegangen werden. Da das Ziel das Auffinden einer über alle untersuchten Fahrzeuge gültigen Einbauposition ist, wird bei der Auswahl in Frage kommender Positionen darauf geachtet, eine möglichst große Übereinstimmung über alle untersuchten Fahrzeuge sicherzustellen. Die gefundene Position und der bestimmte verfügbare Bauraum sind damit allgemeingültig für die hier untersuchten Fahrzeuge (siehe Anhang Tabelle A.1). Anhand der zuvor beschriebenen Kriteriengruppen werden alle in Frage kommenden Einbaupositionen aus Abbildung 3.5 entsprechend der in Tabelle 3.1 dargestellten Kriterien bewertet. Die dort aufgeführten Kriterien sind die aus Abbildung 3.3 in messbare Größen übersetzten wesentlichen Kriterien. Um eine zu starke Einflussnahme auf das Ergebnis zu vermeiden, wird nur die Prioritätenreihenfolge vorgegeben, wie in Tabelle 3.1 zu sehen. Diese wird unter Zuhilfenahme eines paarweisen Vergleichs festgelegt, welcher gleichzeitig auch die erste Gewichtung liefert. Um eine möglichst hohe Aussagekraft des paarweisen Vergleichs zu gewährleisten, wird die



(a) Radseitiges Bauraumhüllvolumen mit Probekörper



(b) Karoserieseitiges Bauraumhüllvolumen mit Probekörper

Abbildung 3.5.: Mögliche Bauraumpositionen am Beispiel des Zielfahrzeug Vorderrades

Anzahl der gegeneinander zu priorisierenden Kriterien so klein wie möglich gehalten. Unterschiedliche Prioritätenszenarien sowie die Überprüfung der Prioritätenreihenfolge mittels der Methode der Zielsysteme werden in [Bac15] ausführlicher geschildert.

Für den jeweiligen Bauraum ergibt sich das Gesamtergebnis aus dem erzielten Erfüllungsgrad, welcher entsprechend der Richtlinie VDI 2225 bestimmt wird, und der Gewichtung, welche aus der in Tabelle 3.1 dargestellten Rangfolge mit den im Folgenden vorgestellten Verfahren abgeleitet wird. Hieraus wird über alle Bewertungskriterien ein entsprechender Gesamtwert für jeden zu untersuchenden Bauraum errechnet. Entsprechend der Bewertung der Einzelkriterien zwischen null und vier liegt der maximal von einem Bauraum theoretisch erzielbare Wert bei vier. Obwohl es hierbei neben der Ermittlung der geeignetsten Position für das Bremssystem um die Quantifizierung des verfügbaren Bauraums geht, hat dieses Kriterium mit 8 einen relativ hohen numerischen Rangwert (niedrige Gewichtung). Dies liegt daran, dass sich bereits zu Beginn zeigt, dass das verfügbare Volumen, für alle Fahrzeuge für die untersuchten Bauraumpositionen sehr groß ist und daher bei der Auswahl nur noch eine untergeordnete Rolle spielt. Vielmehr ist hier die Formausprägung (LxBxH) des Volumens im Bezug zum Vergleichskörper entscheidend.

Im Weiteren werden neben dem paarweisen Vergleich unterschiedliche Methoden für die Bestimmung der Gewichtung der Kriterien angewendet. Diese

Tabelle 3.1.: Abgeleitete Bewertungskriterien für Bauraumbewertung

Rang	Kriterium	Kriteriengruppe
1	hohe Überschneidung mit Vergleichskörper	Quantifizierung verfügbarer Bauraum
2	hoher Abstand zu Reibkörper	Abstand zu einflussreichen Komponenten
3	kurze Leitungswege	Abstand zu einflussreichen Komponenten
4	geringer Abstand zu Befestigungsmöglichkeit	Mehraufwand für Befestigung (Montierbarkeit)
5	geringe Schwingungsbelastung	NVH
6	geringe Verdeckung/gute Luftanströmung	Umwelt
7	geringe Körperschallanregung	NVH
8	großes Volumen	Quantifizierung verfügbarer Bauraum
9	geringe projizierte Fläche zur Fahrbahn	Umwelt
10	hohe Luftschalldämpfung	NVH
11	hoher Abstand zur Fahrbahn	Umwelt

basieren darauf, dass lediglich die Rangfolge der Kriterien vorgegeben wird und deren Gewichtung anhand der ausgewählten Methode berechnet wird. Hierzu gehört beispielsweise die Verwendung einer gleichen Gewichtung (Equal Weights) [Bar96] für jedes Kriterium oder jeder Kriteriengruppe sowie reziproke Verfahren (Rank Reciprocal) [Sti81] bei denen die Gewichtung dem Kehrwert des Ranges entspricht. Eine weitere verwendete Methode ist die Rank-Order-Centroid Methode, welche auch von [Bar96] beschrieben wird. Für nähere Informationen zu den Verfahren wird auf die angegebenen Quellen verwiesen. Das Ergebnis der Methoden angewandt auf das Beispiel des Zielfahrzeugs ist in der folgenden Abbildung 3.6 zu sehen. Hierbei stellt eine gute Bewertung eine möglichst große Zahl dar. Die unterschiedlichen Gewichtungsmethoden weisen überwiegend ähnliche Tendenzen auf. Es lässt sich schlussfolgern, dass für das Zielfahrzeug generell eine karosserie-seitige Anbringung vorteilhafter ist.

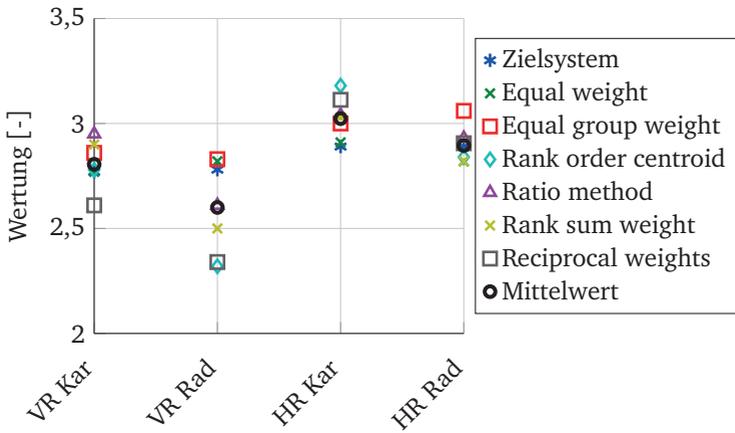


Abbildung 3.6.: Für alle Gewichtungsmethoden erzielter maximaler Wert für Vorder-/Hinterrad bei karosserie-/radseitiger Anbringung am Beispiel des Zielfahrzeugs

Die Bewertung der möglichen, in Abbildung 3.5 gezeigten, Bauräume für das primäre Zielfahrzeug dieser Arbeit, ergibt an der Vorderachse insgesamt den höchsten Wert für die karosseriefeste Anbringung wie in Abbildung 3.6 und im Anhang in Tabelle A.2 zu sehen ist. Die Hauptgründe hierfür sind die niedrige Punktzahl bei radseitiger Anbringung aufgrund der Nähe zum Reibkörper (Bremssattel/-scheibe) und der sehr niedrige Wert aufgrund der Schwingungsbelastung. Für die radseitige Anbringung wird der höchste Wert für die Position 2 über dem Radträger erreicht. Für die karosserie-seitige Anbringung erzielt hier die Position 5 hinter dem Bremssattel die höchste Gesamtbewertung. Für die Hinterachse erzielen die radseitige Position hinter der Bremse und die karosserie-seitige Position über dem Radträger ähnlich hohe Bewertungen.

Aufgrund der unterschiedlichen Achsenarten, speziell für die Hinterachse, variieren die Bauräume und erzielten Ergebnisse hier stärker. Im Anhang in Abbildung A.3 sind die Ergebnisse für Vorder- und Hinterachse für alle hier betrachteten Fahrzeuge dargestellt. Für die Anbringung vorne ergibt sich über alle Fahrzeuge und Methoden eine leichte Tendenz zu einer karosseriefesten Anbringung, allerdings ist eine allgemeingültige Aussage schwierig.

Große Abweichungen zeigt hier der BMW i3, für welchen eindeutig eine radseitige Anbringung zu favorisieren ist.

Überprüfung Anbringung bei Radnabenantrieben

Zum Zeitpunkt der Durchführung dieser Arbeit gibt es im Pkw-Bereich noch keine Fahrzeuge basierend auf Radnabenkonzepten in Serie. Auch die Beschaffung von geeigneten CAD- und Bildmaterial von Prototypen gestaltet sich schwierig oder kommt aufgrund von zu großen Unsicherheiten bei der reinen Rekonstruktion aus Fotografien nicht in Frage. Daher wird hier der Ansatz gewählt, den bestehenden Zentralantrieb des Zielfahrzeugs mit vereinfachten Radnabenmotoren gleicher Leistung an der Vorderachse zu ersetzen. Dafür werden die Abmaße von existierenden Radnabenmotoren in dieser Leistungsklasse verwendet um daraus den Formkörper, welcher den Radnabenmotor im Modell darstellt, abzuleiten. Dieser wird in das bestehende CAD-Modell des Vorder- bzw. Hinterrades integriert, wie in Abbildung 3.7 zu sehen ist. Ziel ist es, dass das im weiteren Verlauf dieser Arbeit entwickelte Bremssystem für möglichst alle Elektroantriebsarten einsetzbar ist, weshalb hier auch eine qualitative Überprüfung einer möglichen Anbringung durchgeführt wird.

3.4. Anforderungen an das Bremssystem

Das Verständnis des Begriffs Bremsen erfährt in den letzten Jahren einen immer stärkeren Wandel. War bisher mit Bremsen das reine Reibbremsen gemeint, verschiebt sich aktuell das Verständnis dafür hin zu einer Kombination aus regenerativem (generatorischem) und dissipativem Bremsen (Reibbremsen). Hierdurch ergeben sich neue Anforderungen an das System Bremse und auch an dessen Architektur.

Für diese Arbeit werden im Folgenden aus der Vielzahl an Anforderungen an das Bremssystem die Wichtigsten zusammengefasst. Diese lassen sich in



(a) Radnabenmotor Vorderrad

(b) Radnabenmotor Hinterrad

Abbildung 3.7.: Qualitative Bauraumstudie mit Radnabenantrieb für mögliche Anbringung des Bremsmoduls

drei wesentliche Gruppierungen unterteilen, wie in Abbildung 3.8 dargestellt ist. Die erste Gruppe beinhaltet die Basisanforderungen, welche bereits existieren und auch für neue Fahrzeugkonzepte nur geringfügig verändert werden müssen. Hierunter fallen beispielsweise die gesetzlichen Mindestanforderungen an das Bremssystem. In der zweiten Gruppe befinden sich

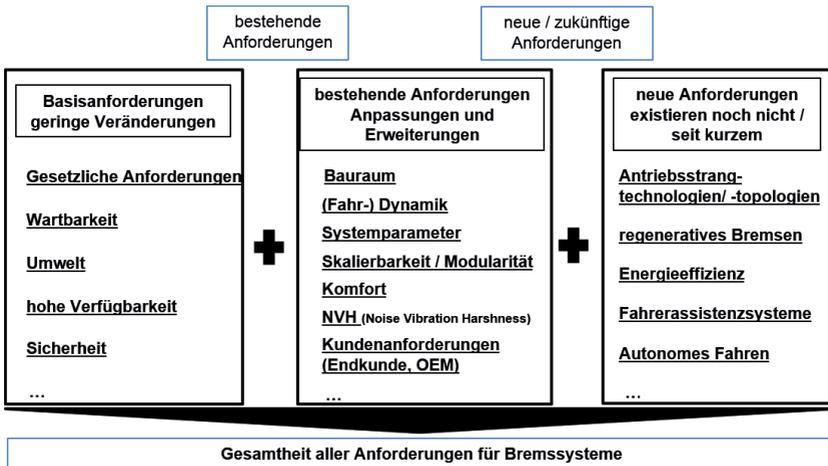


Abbildung 3.8.: Übersicht Anforderungen Bremssystem [Rie16a]

die Anforderungen, welche bereits existieren und im Zuge der kontinuierlichen Weiterentwicklung des Systems Bremse erweitert bzw. umformuliert werden müssen. Hierzu gehören auch die veränderten Anforderungen an den Bauraum, welche sich durch eine Neupositionierung des Bremssystems im Fahrzeug ergeben. Diese ist die umfangreichste der Gruppen, da der existierende Anforderungskatalog bereits viele Kriterien enthält. Zu dieser Gruppe gehört auch die Erfüllung des sich ständig im Wandel befindlichen und immer besser werdenden Stand der Technik. Die dritte Gruppe stellt neue Anforderungen an das Bremssystem dar, die so noch nicht oder erst seit kurzem existieren. Hierzu gehören Anforderungen aus der Automatisierung des Fahrens als auch aus der Vielzahl neuer Antriebstopologien. Für zukünftige Fahrzeugkonzepte spielt gerade das regenerative Bremsen als Möglichkeit zur Reichweitenerhöhung bei begrenztem Energiespeicher aber auch unter Umweltaspekten zur CO₂-Reduktion eine wichtige Rolle. Da es sich bei Bremssystemen um komplexe interagierende Systeme handelt, lassen sich einzelne Anforderungen auch mehreren der in Abbildung 3.8 dargestellten Anforderungskategorien zuordnen. Die gezeigte Aufteilung stellt eine mögliche Übersicht der im Weiteren thematisierten Anforderungen dar.

Im Folgenden soll kurz auf einige der wichtigsten Anforderungskategorien aus den drei vorgestellten Hauptgruppen eingegangen werden. Diese stellen nur einen Auszug der Gesamtheit der Anforderungen an das Bremssystem dar, für weitere ausführlichere Informationen sei unter anderem auf [Bre12] verwiesen.

Die Gruppe der **Basisanforderungen** ist kleinen Änderungen ausgesetzt. Die wesentlichen **gesetzlichen Anforderungen** durch Regulierungsbehörden und den Gesetzgeber sind in der StVZO (Straßenverkehrs-Zulassungs-Ordnung), der ECE13H [Ece15] und der ISO 26262 [ISO11] enthalten. Eine Mindestverzögerung von $2,44 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$ muss unter allen Umständen gewährleistet werden. Daher ist eine der Anforderungen an das Bremssystem die Redundanz, was bei hydraulischen Bremssystemen durch eine Mehrkreisigkeit des Systems, wie in Kapitel 3.1 beschrieben, gewährleistet werden kann.

Die Grundanforderung bezüglich **Sicherheit**, welche bereits seit Beginn der Entwicklung an die Bremse gestellt wird, ist das sichere und schnelle Verzögern unter allen Umständen. Dies stellt eine der Haupthürden auf dem Weg weg vom konventionellen hydraulischen Bremssystem dar. Die Forderung nach Gewährleistung von Rückfallebenen für den Fall eines Fehlers im Bremssystem stellt sich für viele Konzepte als sehr kritisch oder aufwändig dar. Bei den Fehlerfällen wird zwischen einem Einfachfehler, einem Ausfall der Hilfskraftbereitstellung und einem Mehrfachfehler bzw. Bordnetzfehler unterschieden. Die Rückfallebene 1 dient dazu den Einfachfehler abzufangen. Die Aufgabe der Rückfallebene 2 ist es die Funktionsfähigkeit des Systems bei Ausfall der Energieversorgung sicherzustellen. Größere Innovationen, wie elektromechanische Brake-by-Wire-Systeme, sind nicht zuletzt meist daran gescheitert die Sicherheit in Form von Rückfallebenen mit einem geringen Mehraufwand und Mehrkosten zu realisieren. Die Anforderung an zukünftige Systeme muss daher sein, die Absicherung mit möglichst wenig Aufwand zu erfüllen und so den Spagat zwischen Aufwand und Nutzen zu überwinden.

Die **bestehenden Anforderungen** existieren bereits grundsätzlich und müssen immer weiter angepasst bzw. erweitert werden. Hierzu gehören auch **Systemparameter** wie Gewicht, Abmessungen und Kosten. Bei der Entwicklung von Komponenten für mobile Anwendungen stellt das **Gewicht** immer ein wichtiges Kriterium dar. Vor dem Hintergrund immer strengerer CO₂-Grenzwerte ist eine Gewichtseinsparung ein probates Mittel um diese zu erreichen. Für das Beispiel Elektrofahrzeuge bedeutet eine Gewichtsreduktion automatisch eine Reichweitenerhöhung. Ebenso spielt der vom Bremssystem benötigte **Bauraum** und dessen Position (Packaging) im Fahrzeug für neue Fahrzeugkonzepte eine wichtigere Rolle, da diese von der klassischen Fahrzeugarchitektur mit einem Motorraum in der Fahrzeugfront abweichen. Dessen ungeachtet sind immer noch die **Kosten** eines der entscheidendsten Kriterien für die Realisierung und das Durchsetzungsvermögen eines neuen Konzepts auf dem Gebiet der Bremssysteme. Hierbei darf nicht das sehr gute Kosten-zu-Nutzen-Verhältnis des Stands der Technik in Form des hydraulischen Bremssystems mit Unterdruckbremskraftverstärker vergessen werden. Bei den Kosten sollten jedoch nicht nur die reinen

direkten Kosten für das System an sich betrachtet werden, sondern auch weitere Effekte, welche sich indirekt auf die Kosten auswirken, wie Montageaufwand, möglicher Bauraumgewinn durch Systemvolumen oder Position im Fahrzeug und Funktion.

Aus der zuvor in Kapitel 3.3 vorgestellten Bauraumbestimmung ergeben sich die Anforderungen für das **Packaging** des Bremssystems aufgrund des verfügbaren Volumens sowie durch den Einbauort. Für die radnahe Unterbringung ergibt sich im ersten Schritt ein verfügbares resultierendes Boxvolumen von 1,9 l mit den Abmaßen 200 mm x 75 mm x 125 mm (LxBxH). Dies entspricht dem Volumen beispielsweise eines aktuellen Pkw-Hydroaggregats (ESP) nach dem Stand der Technik, allerdings mit Einschränkungen für die Breite. Die Anforderung der räumlichen Gestaltung muss direkt bei der Konzeptfindung mit berücksichtigt werden, um die Formeignung der Konzepte sicherzustellen. Die veränderte Einbauposition statt wie bisher im Motorraum führt zu geänderten Belastungen. Die Integration des Bremssystems in Fahrzeugradnähe resultiert in einer Veränderung der Lastkollektive.

Um die Kosten für die Entwicklung möglichst gering zu halten und um über Stückzahleffekte das Potential zur Kostensenkung auszuschöpfen, ergibt sich die Forderung nach einer möglichst hohen **Skalierbarkeit** des Systems. Dieses soll mit möglichst wenig Mehraufwand für verschiedene Fahrzeuge und eventuell sogar segmentübergreifend eingesetzt werden können. Hierbei spielt auch der Integrationsaufwand eine übergeordnete Rolle. Dieser berücksichtigt neben der Montage des Systems auch den hardware- und softwareseitigen Aufwand für dessen Integration.

Alle Untieranforderungen aus dem Bereich **Komfort** spielen eine wichtige Rolle um zu gewährleisten, dass ein neues Bremssystem auch vom Endkunden akzeptiert wird. Eine grundsätzliche Anforderung an zukünftige Bremssysteme beim Einsatz in elektrisch betriebenen Fahrzeugen ist, dass der Fahrkomfort durch das Verblenden, dem Übergang von generatorischem Bremsen mit E-Maschine zum Reibbremsen mit der Betriebsbremse, nicht beeinträchtigt wird. Ziel von Verblendvorgängen sollte sein, dass sie für den Fahrer möglichst nicht wahrnehmbar sind, also beispielsweise kein Ruck oder dergleichen erfolgt. Für die Akzeptanz eines neuen Systems ist gerade das Pedalgefühl wichtig. Heutige Fahrer sind die typische Pedalkennlinie

eines hydraulischen Systems mit pneumatischem Verstärker gewöhnt. Bei der Verwendung von Pedalsimulatoren zur Entkopplung sollte Wert auf die Nachbildung des bisher bekannten Pedalgefühls gelegt werden. In der Vergangenheit hatte ein unrealistisches Pedalgefühl bereits zu einer schlechten Kundenakzeptanz geführt und so die Durchsetzung neuer Systeme verhindert. Für alle neuen Fahrzeugkonzepte steigen die Anforderungen an das NVH-Verhalten, da gerade beim sehr leisen elektromotorischen Betrieb weitere Geräuschquellen stärker wahrnehmbar sind als zuvor bei Fahrzeugen mit Verbrennungsmotoren. Hinzu kommt, dass auch durch den Entfall der Grundschrägungen des Verbrennungsmotors die Insassen andere Vibrationen leichter wahrnehmen können, die zuvor überlagert wurden.

Eine der wichtigsten Vorgaben für den **Betrieb** neuer Systeme ist daher auch die Vakuumunabhängigkeit. Um ein neues Bremssystem in ein Fahrzeug erfolgreich integrieren zu können, muss dieses so ausgelegt sein, dass dessen Energiebedarf bordnetzverträglich ist. Dies bedeutet, dass der maximale Strombedarf zu keinem Zeitpunkt über einem zulässigen definierten Maximalwert liegen darf. Daher ist es wichtig, neben einem möglichst geringem Energiebedarf im Stand-by-Betrieb, auch die Verbrauchslastspitzen in Notbremssituationen sicher abdecken zu können. Zukünftige Fahrzeugkonzepte wie E-Fahrzeuge bieten aufgrund ihres Bordnetzaufbaus in dieser Hinsicht vielerlei neue Möglichkeiten. Bezüglich Verschleiß und Wartung müssen künftige Systeme mindestens den Stand aktueller Systeme erreichen, um sich am Markt durchsetzen zu können.

Als Letztes soll die Gruppe der **neuen Anforderungen**, welche in der Form noch nicht oder im Zeithorizont für Bremssysteme erst seit kurzem existieren, kurz umrissen werden. Aufgrund der zunehmenden Elektrifizierung des Antriebsstranges, wie zuvor in Kapitel 3.2.1 beschrieben, kann dieser für die Energierückgewinnung und die Erzeugung eines elektromotorischen Bremsmoments verwendet werden. Zukünftige Bremssysteme sollten maximales **regeneratives Bremsen** ermöglichen, wobei natürlich eine Überbremsung speziell der Hinterachse unter allen Umständen vermieden werden muss. Eine sehr wichtige übergeordnete Rolle für das Rekuperieren spielt das Zusammenspiel des Bremssystems mit der E-Maschine im generatorischen Betrieb. Die Möglichkeiten hierbei sind topologieabhängig. Mehr

Möglichkeiten beim Verblenden bieten Bremssysteme, welche ein achsweises Verblenden zulassen. Für eine möglichst optimale Rekuperation sollten zukünftige Bremssysteme maximale Flexibilität aufweisen und radindividuelles Verblenden ermöglichen.

Das **Lastkollektiv für Bremssysteme** ist in der AK-Bremse [Akb98] beschrieben und stellt einen industrieweiten Standard für die Entwicklung von Bremssystemen und deren Komponenten dar. In VDA [Jun13] ist dieses Lastkollektiv auf 1,6 Mio. Bremsungen aufgrund der Zunahme im Bereich der Bremsungen mit niedrigen Drücken erweitert worden, allerdings fehlt hier noch der Einfluss durch das **regenerative Bremsen** für alternative elektrische Antriebskonzepte. Eine der wichtigsten Anforderung für zukünftige Bremssysteme ist, dass sie in der Lage sein müssen im Verbund mit der oder den E-Maschinen einen möglichst hohen Rekuperationsgrad zu gewährleisten. Als ein Maß für die Energierückgewinnung, den Rekuperationsgrad eines Systems, dient die rein generatorische Verzögerung in Relation zur Erdbeschleunigung. Das Lastkollektiv ist in der Tabelle in Abbildung 3.9 zu sehen. Hierbei sei angemerkt, dass als Faustformel die Verzögerung in g mit einem Faktor 100 in einen Bremsdruck in bar umgerechnet werden kann.

Bei dem hier untersuchten Elektrofahrzeug liegt die Grenze für rein elektromotorische Verzögerungen bei zirka 0,3 g. Diese kann je nach Fahrzeugkonzept variieren und im Extremfall bei sehr sportlichen Fahrzeugen auch bei höheren Verzögerungen aktiv sein. Bedingt durch das ungünstige Verhältnis von Aufwand-zu-Nutzen im Bereich sehr niedriger Geschwindigkeiten nahe Null, wie bei Bremsungen in den Stillstand, wird üblicherweise nicht mehr generatorisch mit der E-Maschine sondern mittels Reibbremse gebremst. Hierdurch ergibt sich eine Verschiebung des Lastkollektivs für Bremssysteme im Vergleich zu konventionellen Fahrzeugen hin zu Bremsungen im Bereich sehr niedriger Drücke (≤ 20 bar). Diese Art der Verzögerung mit niedriger Dynamik und niedrigem Enddruck wird im Weiteren als **Komfortbremsung** bezeichnet. Durch das elektromotorische Bremsen kommt es zu einem Entfall bzw. zu einer Verschiebung der Bremsungen im Bereich bis 0,3 g (siehe Tabelle in Abbildung 3.9 grün markierter Bereich). Die hierfür typischen Verzögerungen bzw. Bremsdrücke verschieben sich zu höheren Verzögerungskategorien mit geringerer Häufigkeit, in denen das Fahrzeug

zusammen mit dem Elektromotor verzögert wird. Dieser Bereich wird in Abbildung 3.9 als hybrider Bremsbereich (grau hinterlegt) bezeichnet.

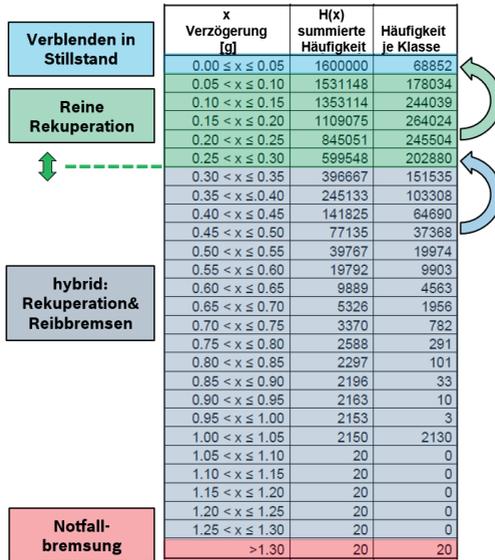


Abbildung 3.9.: Lastkollektiv nach VDA-Standard [Jun13] mit Verschiebungen aufgrund alternativer Antriebstechnologien [Rie16a]

Bei der Entwicklung zukünftiger Fahrzeuge liegt der Fokus zunehmend auf den **Fahrerassistenzsystemen und -funktionen**. Auf dem Weg hin zum **autonomen Fahren** erfahren alle Fahrzeugkomponenten eine immer stärkere Vernetzung. So muss auch das Bremssystem beispielsweise einen autonomen Druckaufbau durch eine fahrzeugseitige Auslösung umsetzen können. Hierdurch entsteht automatisch die Anforderung, dass das Zielsystem ein Fremdkraftbremssystem oder ein Hilfskraftbremssystem mit einer entsprechenden Erweiterung, sein muss. Weiterhin muss das Bremssystem bei Auftreten eines Fehlers im elektrischen Antriebsstrang in der Lage sein das Fahrzeug im Falle einer **Notfallbremsung**, einer Bremsung mit maximal dynamischen Druckaufbau bis zum Blockierdruck in kurzer Zeit, maximal zu verzögern ($> 1\text{ g}$).

Eine weitere wichtige Systemeigenschaft, nicht nur für das Erreichen einer möglichst hohen Energierückgewinnung, ist die **Entkopplung** des Fahrers von der Umsetzung des Bremswunsches in ein Bremsmoment. Für die Rekuperation, aber auch die Umsetzung neuer Funktionalitäten im Bereich der Fahrerassistenzsysteme, ist eine Entkopplung zwingend erforderlich, weshalb sie eine wichtige Anforderung an zukünftige Systeme darstellt. Mit Entkopplung ist die Einbringung eines Freiheitsgrades in das Bremssystem gemeint. Die Entkopplung kann an unterschiedlichen Stellen und mit verschiedenen Mitteln erreicht werden. Den einfachsten Fall stellt die Einführung eines Spiels im Pedalweg dar. Die nächste Steigerung ist die Entkopplung von einem Bremskreis bzw. einer Achse. Der maximale Grad der Entkopplung des Fahrers wird durch ein By-Wire-System mit Pedalsimulator erreicht.

4. Werkzeuge für die Untersuchung von konventionellen und neuartigen Bremssystemen

Ziel dieses Kapitels ist es die in dieser Arbeit verwendeten wesentlichen Werkzeuge für die Untersuchung bestehender und die Entwicklung zukünftiger Bremssysteme vorzustellen. Zunächst wird auf die relevanten Testmanöver bzw. Lastfälle eingegangen. Im Anschluss werden die sich daraus ableitenden Anforderungen an die Werkzeuge näher beschrieben, bevor die verwendeten Hauptwerkzeuge Bremssystemprüfstand und Co-Simulation ausführlich vorgestellt werden.

4.1. Relevante Testmanöver

Die für diese Untersuchung relevanten Testmanöver, sowohl für die Experimente mit dem Bremssystemprüfstand als auch für die Simulation, sollen hier kurz vorgestellt werden. Sie stellen die Lastfälle dar, die verwendet werden, um das Gesamtsystem als auch die Einzelkomponenten zu untersuchen und zu klassifizieren.

4.1.1. Synthetische Testmanöver

Die im Folgenden unter der Bezeichnung synthetisch vorgestellten Manöver werden verwendet, um gezielt bestimmte Betriebszustände anzufahren oder

um im Labor entwickelte Fahrzyklen nachzufahren. Darüber hinaus werden sie auch für die Vermessung von Einzelkomponenten eingesetzt.

Einzelmanöver

Das hier eingesetzte synthetische Einzelmanöver ist das Verfahren des Hauptbremszylinderplungers mit einer konstanten Eingangsstangengeschwindigkeit $v = \text{const.}$ beginnend aus dem unbetätigten Zustand mit Druck $p_{\text{Start}} = 0$ bar bis zu einem bestimmten Zieldruck, je nach Anwendungsfall zwischen 5–100 bar, wobei der obere Wert typischerweise den Blockierdruck darstellt. Dieser Wertebereich wird angefahren, um die Bauteile und damit das Systemverhalten im gesamten für Bremssysteme relevanten Bereich abbilden zu können. Bei einer Variante des Manövers wird in einer definierten Zeit ein bestimmter Zieldruck aufgebaut.

Für die statische Vermessung der pV-Kennlinien einzelner Bauteile, wie beispielsweise von Bremsschläuchen als auch des Gesamtsystems, wird die minimal mögliche Verfahrgeschwindigkeit von 0,01 mm/s verwendet. Der relevante Geschwindigkeitsbereich der Ausgangsstange des BKV beträgt maximal ca. 200 mm/s, weshalb bei den Untersuchungen diese als Obergrenze verwendet wird. In dieser Arbeit werden gezielt Geschwindigkeiten in dem Bereich 0,1 – 200 mm/s angefahren, um quasi-statische Betriebspunkte des Bremssystems, wie im folgenden Kapitel 5, untersuchen zu können. Zusätzlich dazu werden auch dynamische Tests ≤ 5 Hz im für Bremssysteme typischen Bereich des Antritts, der Betätigung des Systems aus dem unbetätigten Zustand heraus, durchgeführt. Eine dynamische Vermessung mittels eines Sinus für die Identifikation beispielsweise eines visko-elastischen Schlauchmodells ist aufgrund des Prüfstandprinzips nicht möglich.

Fahrzyklen

Weitere synthetische Testmanöver, wie sie in der Entwicklung im Kraftfahrzeugbereich üblich sind, stellen die genormten Fahrzyklen dar. Viele dieser Fahrzyklen sind so stark von realen Fahrten entfremdet, dass sie

Tabelle 4.1.: Fahrzyklenübersicht

Fahrzyklus	Dauer[s]	Länge[m]
BangaloreVEH	1939	4750
Tokyo City	1798	5169
New York City	597	1896
CADC Urban	991	4870
JP 10	134	664
JP 10 15	658	4165
Braunschweig	1183	7964
JCO8	1203	8174
NEFZ	1183	10889
FTP75	1909	17770
WLTP	1799	23250

in der Form im realen Straßenverkehr nahezu nicht fahrbar wären. Dies liegt daran, dass die Geschwindigkeits- bzw. Beschleunigungsverläufe ideal linear und häufig zu niedrig im Vergleich zu realen Fahrten angesetzt sind. Allerdings bieten sie auch die Möglichkeit unterschiedliche Systeme unter definierten Bedingungen vergleichen zu können, was ihre Verwendung in der Entwicklung neuer Systeme wiederum rechtfertigt. In Tabelle 4.1 sind die in dieser Arbeit für die Untersuchung verwendeten Fahrzyklen aufgelistet. Einige dieser Fahrzyklen sind speziell mit dem Fokus entwickelt worden realitätsnäher zu sein und somit ein realistischeres Ergebnis zu liefern. Dies trifft beispielsweise auf den CADC-Urban oder den New-York City Zyklus zu, dessen Geschwindigkeitsprofil in Abbildung 4.1 dargestellt ist.

In Abbildung 4.2 wird die Anzahl an Stop-and-go-Ereignissen sowie die Durchschnittsgeschwindigkeit der einzelnen Fahrzyklen gezeigt. Mit dem Schwerpunkt auf einen urbanen Einsatz zukünftiger Elektrofahrzeugkonzepte, werden speziell die Stadtfahrzyklen mit einer hohen Stop-and-go-Rate > 4 im Weiteren als besonders relevante Lastfälle für den Vergleich der Brems-systemkonzepte näher betrachtet.

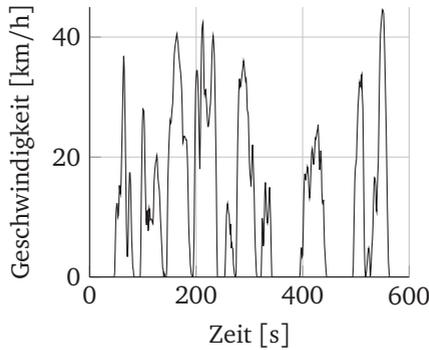


Abbildung 4.1.: New York City Zyklus

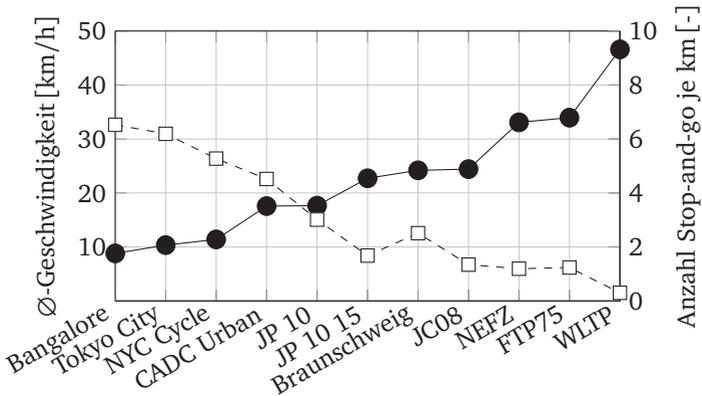


Abbildung 4.2.: Übersicht Durchschnittsgeschwindigkeit (—●—) und Stop-and-go-Häufigkeit (-□-) für die hier betrachteten Fahrzyklen [Rie17a]

4.1.2. Reale Testmanöver

Den synthetischen Testmanövern stehen die realen Manöver gegenüber, welche für diese Arbeit sowohl das Nachfahren zuvor aufgezeichneter Fahrzeugmessungen als auch Einzelbetätigungen am Prüfstand beinhalten.

Einzelmanöver

Die realen Messfahrten setzen sich aus Teil- und Vollbremsmanövern, welche auch als Komfort- und Notfallbremsungen bezeichnet werden können, mit unterschiedlichen Ausgangs- und Randbedingungen zusammen. Eine typische Teilbremsung ist eine Bremsung, die bei einer bestimmten Geschwindigkeit beginnt und im Gegensatz zur Teilbremsung in den Stillstand oder der Vollbremsung das Fahrzeug nicht bis in den Stillstand verzögert. Ein Beispiel für eine solche Bremsung wäre ein Verzögern des Fahrzeugs von 50 km/h auf 30 km/h. Mit Teilbremsung sind in der Regel kurzzeitige Bremsungen mit geringeren Verzögerungen gemeint, welche nur äußerst selten die maximale Verzögerungsleistung der Bremsanlage abrufen. Vollbremsungen bauen im Gegensatz dazu den maximal möglichen Bremsdruck bis Blockierdruck und bei Hilfskraftbremssystemen je nach Fahrerfußkraft sogar darüber hinaus auf. Diese Art der Bremsung tritt in der Regel bei Notsituationen auf, weshalb sie als Notfall- oder Panikbremsung bezeichnet wird. Diese beiden Arten von Teilmanöver sind für die weiteren Untersuchungen interessant, da an ihnen der Einfluss durch Veränderung des Systems oder der Randbedingungen direkt nachvollzogen werden kann.

Messfahrten

Für den Vergleich mit realen Fahrzeugmessungen werden auch reale Messfahrten analysiert und nachgebildet. In dieser Arbeit wird die Analyse am Beispiel eines Bremssystems eines elektrischen Kleinwagens durchgeführt, weshalb mit solch einem Fahrzeug Messfahrten durchgeführt werden. Da diese Arbeit darauf abzielt, sowohl Werkzeuge für die Entwicklung von Bremssystemen für zukünftige Fahrzeuge zu entwickeln, als auch neuartige Bremssystemkonzepte zu untersuchen, sind auch die Lastfälle darauf hin auszurichten bzw. zu erweitern. Die im standardmäßigen Fahrkatalog abgebildeten Lastfälle bilden zum größten Teil extreme Grenzfälle, wie beispielsweise eine Vollbremsung bei μ -split, ab. Für die Entwicklung von

Systemen für zukünftige Fahrzeugkonzepte ist auch das veränderte Einsatzprofil und die in Kapitel 3.4 beschriebene Verschiebung des Lastkollektivs zu berücksichtigen. Hierdurch ergeben sich andere Lastfälle für eine erste Systembetrachtung. Diese hier mitberücksichtigten Manöver stellen eine Erweiterung des Standardkatalogs um typische Manöver im Stadtverkehr dar und sind im Anhang in Tabelle A.3 dargestellt.

4.2. Anforderungen an die Werkzeuge

In diesem Unterkapitel werden die aus der Literatur abgeleiteten wichtigsten Anforderungen für die Entwicklung der hier verwendeten Werkzeuge beschrieben. Für umfangreichere Ausführungen zur Evaluation technischer Systeme mittels Messung und Simulation, sowie Methoden der Verifikation und Validierung sei auf [Vdi14], [Vdi04], [Deu06], [Vie17] und [Hei13] verwiesen. In Anlehnung an die dort vorgestellten Anforderungen und Konzepte wird eine zusammenfassende Übersicht der Anforderungen an die im Weiteren in der Arbeit verwendeten Werkzeuge erarbeitet, siehe Abbildung 4.3. Als generelle Werkzeugarten für die Entwicklung neuartiger Bremssysteme für zukünftige Fahrzeugkonzepte kommen hier die in der Entwicklung im Bereich Fahrzeugtechnik üblichen zum Einsatz. Diese sind im einzelnen die Simulation, Prüfstands- und Fahrzeugversuche. Wobei im Mittelpunkt dieser Arbeit die Werkzeugarten Simulation und Prüfstand stehen. Fahrzeugmessungen werden ebenfalls durchgeführt, dienen allerdings vor allem zur Verifikation der Simulation und, wie zuvor in Kapitel 4.1.2 beschrieben, zur Lastfallgenerierung für die Prüfstandsversuche.

Zunächst werden die übergeordneten Anforderungen an den Verbund der eingesetzten Werkzeuge beschrieben, gefolgt von den Anforderungen an jedes der Werkzeuge wie Universalität, Leistungsfähigkeit und Vergleichbarkeit. Abschließend wird auf die sich aus der zu untersuchenden Komponente abgeleiteten Anforderungen eingegangen.

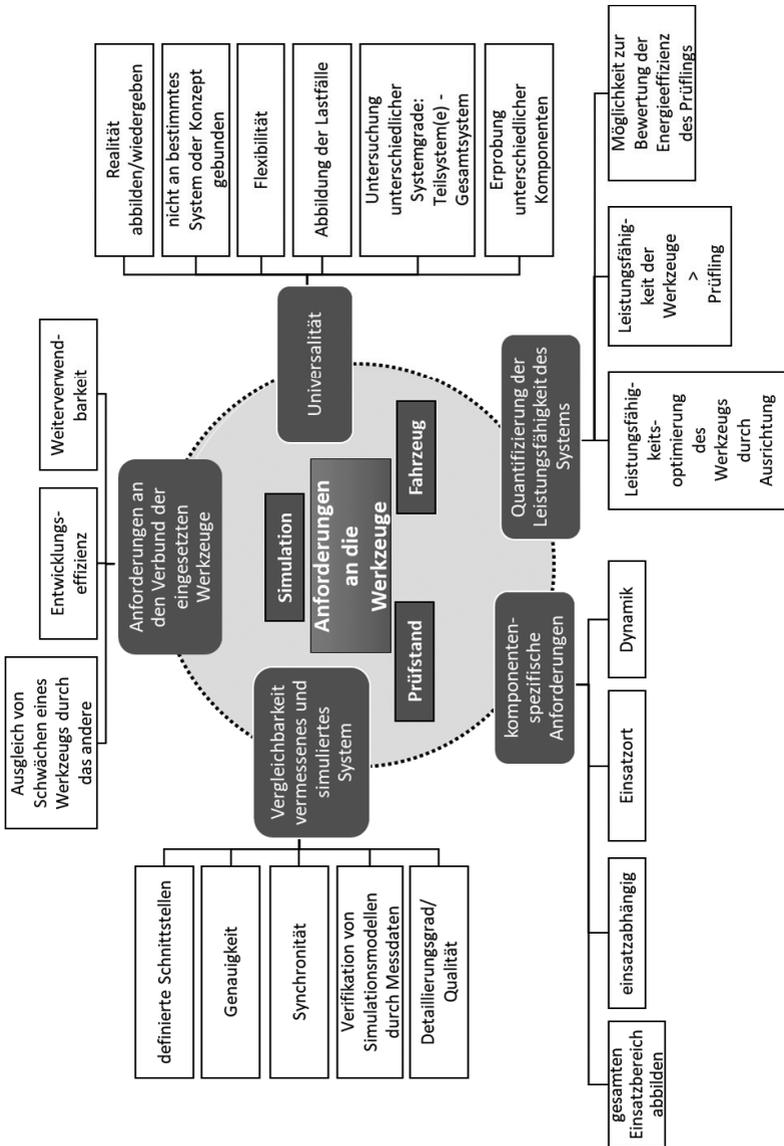


Abbildung 4.3.: Anforderungen an die Werkzeuge

Die **Anforderungen an den Verbund der eingesetzten Werkzeuge** stellen Anforderungen dar, die an die Gesamtheit der zu entwickelnden Werkzeuge gerichtet sind. Dies sind beispielsweise Basisanforderungen wie die richtige Abbildung der Realität und das Erreichen einer hohen Entwicklungseffizienz mit den ausgewählten Werkzeugen. Eine weitere wichtige Anforderung ist der Ausgleich von Schwächen eines Werkzeugs durch das andere Werkzeug, wodurch immer noch ein ausreichend genaues und effizientes Gesamtergebnis mit dem Verbund der gewählten Werkzeuge erreicht werden kann. Eine Lücke, die ein Werkzeug aufgrund seiner Ausprägung nicht untersuchen kann, wird durch entsprechende Ausrichtung eines weiteren Werkzeuges geschlossen, um eine validierte realistische Gesamtlösung zu erreichen. Ein Beispiel hierfür ist in dieser Arbeit das Zusammenspiel von Bremssystemprüfstand und Co-Simulationsumgebung. Mit dem Bremssystemprüfstand ist es möglich Bauteile, Teilsysteme und ein ganzes Bremssystem zu vermessen, allerdings konzeptbedingt mit Einschränkungen. So ist es zwar möglich mit dem Prüfstand einen realen Druckaufbau bis zum Erreichen des Blockierdrucks und darüber hinaus abzubilden, jedoch handelt es sich bei diesem um eine Prüfstandsart, mit der keine ABS/ESP-Funktion wiedergegeben werden kann. Dies wiederum kann mit dem mit Messungen abgeglichenen Modell in der Simulation umgesetzt und im Weiteren beispielsweise mit Fahrzeugmessungen verglichen werden. Ein Prüfstand, welcher in der Lage ist die Scheibenrotation mit zu berücksichtigen, wäre ein Schwungmassenprüfstand, dieser eignet sich jedoch in der Regel nur für die Untersuchung eines einzelnen Rades. Die Abbildung eines vollfunktionsfähigen Bremssystems würde somit wiederum zu Fahrzeugmessungen mit den entsprechenden Vor- und Nachteilen führen. Darüber hinaus ist es durch entsprechende Kombination von Prüfstandsversuch und Simulation möglich Untersuchungen durchzuführen, welche am Prüfstand mit großem Umbau- und Zeitaufwand verbunden wären. Beispielsweise die Betrachtung unterschiedlicher Detaillierungsgrade des Bremssystems und dessen Verhalten über den relevanten Temperaturbereich sowie die Variation einzelner Komponenten.

Eine weitere Anforderung an den Verbund der Werkzeuge ist die Weiterverwendbarkeit dieser, was bedeutet, dass sie auch für weitere Projekte mit ähnlichen Systemen wie beispielsweise Systemen der nächsten Generation einsetzbar sein sollten.

Dies führt im Weiteren dazu, dass auch die einzelnen Werkzeuge selbst eine ausreichende **Universalität** mit sich bringen müssen um unterschiedliche Ausprägungsarten des Prüflings untersuchen zu können. Die Universalität der Werkzeuge bindet diese nicht an ein bestimmtes System oder Konzept. Dies bedeutet, dass sowohl die Beschreibung des Stand der Technik als auch zukünftiger Systeme möglich sein muss. Außerdem sollte der Wechsel zwischen Hilfskraft- und Fremdkraftbremssystem einfach umsetzbar sein. Hiermit ist gemeint, dass die Werkzeuge Informationen für die unterschiedlichen Systemgrade liefern können. Sowohl das Verhalten von Teilkomponenten des Systems, z.B. unterschiedliche BKV-Varianten als auch das gesamte Bremssystem selbst kann abgebildet und untersucht werden. Mit Flexibilität ist weiterhin die Möglichkeit gemeint, die in Kapitel 4.1 beschriebenen unterschiedlichen Lastfälle abzubilden, beginnend von den synthetischen Einzelmanövern bis hin zu kompletten realen Messfahrten. Hierbei spielt auch der Ort und die Art der Aktuierung eine Rolle, z.B. direkt am THZ oder über die Eingangsstange des Bremskraftverstärkers.

Die eingesetzten Werkzeuge müssen für die **Quantifizierung der Leistungsfähigkeit des zu untersuchenden Systems** geeignet sein. Weswegen deren Leistungsfähigkeit mindestens genauso groß wie die des zu prüfenden Systems sein muss. Bezüglich der abbildbaren Temperatur heißt dies, dass der für das System relevante Betriebstemperaturbereich untersuchbar sein muss. Um die Maximaltemperaturpunkte zuverlässig anfahren zu können, ist sogar eine größere Leistungsfähigkeit notwendig, das heißt höhere bzw. tiefere Temperaturbedingungen können mit dem Prüfstand aufgrund ausreichender Heiz- bzw. Kühlleistung hergestellt werden. Ein weiteres Merkmal, welches für die Quantifizierung der Leistungsfähigkeit bei Bremssystemen verwendet wird, ist die Dauer bis zum Aufbau eines bestimmten Bremsmoments bzw. bei hydraulischen Bremssystemen eines bestimmten Drucks. Um diese zuverlässig und genau bestimmen zu können, ist eine ausreichend hohe Abtastung und Aufzeichnung der Sensorsignale wichtig. Hierbei ist unter

Leistungsfähigkeit die Fähigkeit des Werkzeugs eine ausreichend hohe zeitliche Auflösung zu generieren gemeint. Durch entsprechende Ausrichtung des Werkzeugs kann der Fehler für den jeweiligen Messaufbau weiter reduziert werden. Am Beispiel der Drucksensoren würde dies bedeuten, dass bei einer Messung die Sensoren so eingelesen werden, dass die Verzögerung aufgrund des Ab tastens der einzelnen Messkanäle für die betrachteten Sensoren minimiert wird oder sichergestellt ist, dass deren Aufbau keine Auswirkungen auf das Ergebnis hat. Weitere wichtige Anforderungen an den Prüfstand für die Leistungsquantifizierung sind, dass er in der Lage ist entsprechend hohe Drücke bzw. Kräfte zu generieren, wie sie für die Untersuchung des Prüflings benötigt werden. Hierzu gehört auch, dass der benötigte Geschwindigkeitsbereich mit der entsprechenden Beschleunigung angefahren werden kann. Für das Werkzeug Simulation bedeutet dies, dass es beispielsweise in der Lage ist den relevanten Druckbereich bezüglich der Fluideigenschaften korrekt abzudecken und selbst bei unterschiedlichen Temperaturen eine gute Performance beim numerischen Lösen des steifen Systems aufweist. Unter Quantifizierung der Leistungsfähigkeit fällt beispielsweise aber auch die Untersuchung der Energieeffizienz des zu prüfenden Systems. Hierfür muss das Werkzeug in der Lage sein, alle für die Bewertung notwendigen Messgrößen zu erfassen und für die weitere Analyse zur Verfügung stellen.

Um die **Vergleichbarkeit des vermessenen und simulierten Systems** zu garantieren ist ein ähnlicher Detaillierungsgrad bezüglich der Qualität der Werkzeuge für die Systembetrachtung erforderlich. Das Werkzeug Prüfstand muss hierbei in der Lage sein, einen ähnlichen Lastfall für den Prüfling wie im Fahrzeug zu schaffen. Für die Aufzeichnung der relevanten Größen muss die Synchronität zwischen den Werkzeugen z.B. bezüglich der Messstellen sichergestellt werden. Außerdem müssen definierte Schnittstellen verwendet werden, um die Kompatibilität zueinander zu garantieren. Um auch eine entsprechende Vergleichbarkeit bei der Genauigkeit der Werkzeuge zu erhalten, müssen sowohl die Messtoleranzen als auch eine ausreichende zeitliche Auflösung für Mess- und Simulationsergebnisse gewährleistet werden. Dies ist unter anderem für die weitere Verifikation der Simulationsmodelle durch die Messdaten notwendig.

Ein weiterer Teil der Anforderungen ergibt sich aus den **komponentenspezifischen Anforderungen**. Hierbei lässt sich erkennen, dass sich ein Teil der Anforderungen, wie hier die Quantifizierung der Leistungsfähigkeit und die komponentenspezifischen Anforderungen überschneiden. Diese ergeben sich beispielsweise durch den Einsatzort des Prüflings. Außerdem muss der komplette relevante Temperaturbereich, der während des späteren Betriebs des Prüflings auftreten kann, abgedeckt werden. Neben den Extrem- bzw. Grenzfällen müssen auch die Zwischenbereiche, die in der Regel häufiger auftreten, mit berücksichtigt werden. Zusätzlich ergibt sich je nach zu untersuchendem System für die zuvor beschriebene Quantifizierung der Leistungsfähigkeit des Prüflings der Wunsch eine gewisse Dynamik, wie einen Kraft- oder Druckaufbau/-abbau, betrachten zu können.

4.3. Bremssystemprüfstand

In diesem Abschnitt soll das Werkzeug Bremssystemprüfstand vorgestellt werden, welches für die Untersuchung von konventionellen und zukünftigen Bremssystemen im Rahmen dieser Arbeit entwickelt wird.

4.3.1. Motivation

Die prinzipielle Motivation für die Verwendung eines Prüfstandes liegt im Gegensatz zu realen Fahrzeugmessungen in der Reproduzierbarkeit der Testbedingungen. Darüber hinaus bieten sich messtechnisch deutlich mehr Möglichkeiten, da Einschränkungen, wie Platzmangel oder limitierter zulässiger Energiebedarf, wie sie häufig bei Fahrzeugmessungen auftreten, entfallen. Außerdem ermöglicht dies auch die Verwendung einer sensitiveren Sensorik, da Belastungen wie sie im Fahrversuch auftreten die Sensorik beeinflussen oder beschädigen können.

Da das Verhalten des hydraulischen Bremssystems stark von den temperaturabhängigen Eigenschaften des verwendeten Bremsfluids abhängt, ist gerade auch für den Abgleich mit Simulationsergebnissen ein genaues Anfahren der relevanten Temperaturbetriebspunkte im für die Fahrzeugentwicklung abzudeckenden Temperaturbereich wichtig.

Zusätzlich ermöglicht er die gezielte Untersuchung von Einzelkomponenten des Gesamtsystems, was so im Fahrversuch nicht möglich ist, da dort verständlicherweise immer das Gesamtsystem betrieben werden muss. Dieser bietet zwar auf der einen Seite den Vorteil ein voll funktionsfähiges System mit realen Randbedingungen abzubilden, ist jedoch in der Flexibilität sehr eingeschränkt. Auf der anderen Seite bildet der Bremssystemprüfstand das reale System nur bis zu einem gewissen Grad ab. So kann beispielsweise nur der BKV als aktive Komponente betrieben werden. Das Hydroaggregat wird nur als passives Element verbaut, da keine Scheibenrotation wie bei einem Schwungmassenprüfstand mit berücksichtigt werden kann und daher die Untersuchung beispielsweise der ABS Funktion nicht möglich ist. Diese Einschränkungen sind jedoch tolerierbar, da die in dieser Arbeit experimentell untersuchten Effekte und Kennziffern unabhängig von der Raddrehung sind. Der Fokus liegt hier auf der Effizienz des verbauten Systems, der Dynamik und der Charakterisierung des hydraulischen Netzwerks. Weiterhin erlaubt der Prüfstand aufgrund der Leistungsfähigkeit des Aktors das gezielte Anfahren von bestimmten Betriebspunkten auch unter Ausschluss des Bremskraftverstärkers, wodurch die gezielte Untersuchung des hydraulischen Netzwerks erst möglich wird.

4.3.2. Aufbau

Der Aufbau des in Abbildung 4.4 dargestellten Prüfstands lässt sich in zwei wesentliche Teile untergliedern. Zum einen in den Betätigungsteil, welcher den Fahrerfuß darstellt, und zum anderen in das Bremssystem selbst.

Der für die Betätigung relevante Teil ähnelt einem Bremsroboter und setzt sich im wesentlichen aus einem AC-Servomotor und einem Linearaktor zusammen, siehe Abbildung 4.5a. Die Verwendung eines über Drehstrom

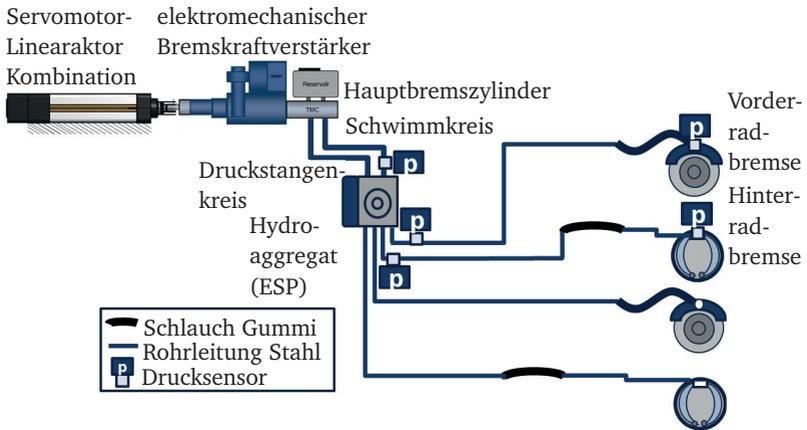
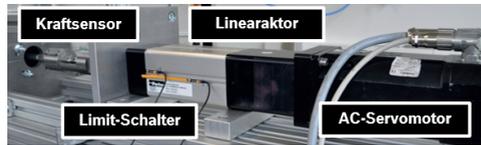


Abbildung 4.4.: Aufbau Bremssystemprüfstand mit Servo-Linearaktor für die Betätigung mit montiertem elektromechanischem Bremskraftverstärker

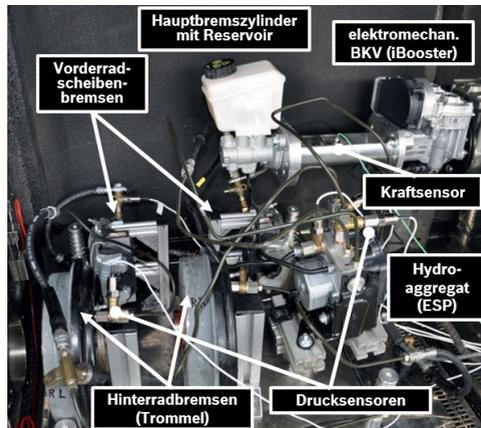
angetriebenen AC-Servomotors hat den Vorteil, dass dieser sich selbst bei großer Belastung nur wenig erwärmt und problemlos auch ein konstantes Moment halten kann. Die Rotationsbewegung des Servomotors wird durch den Spindeltrieb des Linearaktors in eine translatorische Bewegung umgewandelt. Aufgrund des im Servomotor verbauten Winkelmesssystems ist eine Positionierung mit einer Genauigkeit von 0,01 mm möglich, weitere Kenndaten des Servo-Linearaktorsystems finden sich im Anhang in Tabelle A.4. An der Spitze des Linearaktors ist ein Adapterstück befestigt, in welches ein kapazitiver Kraftsensor verbaut werden kann. Zusätzlich ist für die Validierung des Wegsignals ein Wegpotentiometer angebracht. Die Spitze des Adapterstücks ist direkt an die Eingangsstange des Bremskraftverstärkers angekoppelt. Das Bremspedal entfällt bei dieser Art des Aufbaus. Hierdurch ist eine koaxiale Ausrichtung der Komponenten möglich, welche besonders günstig ist, da zum Teil sehr große Kräfte (bis zu 10 kN) durch das System geführt werden müssen. Die vom Aktor erzeugte Kraft muss bei dieser Art von Aufbau entsprechend der Pedalübersetzung, welche für das hier betrachtete Fahrzeug zirka 2,9 beträgt, erhöht werden.

Das eigentliche Bremssystem beginnt mit der Eingangsstange des BKVs. Die Eingangsstange ist mit der Kolbenstange (Plunger) verbunden, welche vom Ventilkörper umgeben ist, an welchem wiederum der Verstärkungskörper angreift, siehe auch [Bre12] und [Hei13]. Durch diese überlagerte Anordnung, welche sowohl bei Vakuumbremskraftverstärkern als auch elektrischen BKVs eingesetzt wird, ist es möglich, die Fahrerfußkraft verstärkt durch den BKV an die Ausgangsstange weiterzuleiten. An der Ausgangsstange der sogenannten Druckstange des Bremskraftverstärkers ist erneut, wie in Abbildung 4.5b zu sehen, ein Adapterstück mit Kraftsensor angebracht, um die durch den BKV verstärkte Ausgangskraft bestimmen zu können. Im Anschluss an dieses Adapterstück beginnt der eigentliche hydraulische Teil des Bremssystems mit dem THZ. Vom THZ mit Reservoir führen die Hydraulikleitungen für die beiden Bremskreise zu einem Modul auf dem das gesamte Bremssystem des elektrischen Kleinwagens aufgebaut ist. Die Komponenten sind im einzelnen, entsprechend ihrer Abfolge auf dem Weg zum Rad, das Hydroaggregat, die Leitungen zu den einzelnen Rädern inklusive der Schlauchstücke sowie die Radbremsen. Für die Radbremsen kommen bei diesem Fahrzeug für die Vorderräder Faustsattel-Scheibenbremsen und für die Hinterräder Simplex-Trommelbremsen zum Einsatz. Um die gleiche Steifigkeit wie bei einer im Fahrzeug verbauten Radbremse zu erhalten, werden teilkreisförmige Stücke aus der Brems Scheibe herausgeschnitten und zwischen den Bremsbelägen befestigt. Für die Trommelbremse ergibt sich das richtige Steifigkeitsverhalten aufbaubedingt automatisch, da die Beläge von innen gegen die Trommel gedrückt werden, weshalb hier keine weiteren Anpassungen notwendig sind. Bei den Leitungen und Schläuchen wird darauf geachtet die Originalkonfiguration mit allen entsprechenden Längenmaßen zu verwenden. Das komplette Bremssystem beginnend mit dem BKV ist, wie in Abbildung 4.5b dargestellt, in einer Temperaturprüfkammer untergebracht, um Temperaturabhängigkeiten und dadurch auftretende Effekte untersuchen zu können.

Bei einer weiteren Aufbauvariante entfällt der BKV und es wird direkt auf den THZ mit dem Aktorsystem gedrückt, siehe Kapitel 5.



(a) Aktorsystem für Betätigung Bremssystem an Temperaturkammer



(b) Bremssystemaufbau mit Sensorik in Temperaturkammer

Abbildung 4.5.: Bremssystemprüfstand: Betätigungseinrichtung, Bremskraftverstärker und Modul mit Bremssystem

4.3.3. Messdatenaufzeichnung

Eine Übersicht des Messdaten- und Signalflusses des Prüfstandes ist in Abbildung 4.6 dargestellt. Die Analogsignale (u.a. Kraft, Weg und Druck) werden mittels einer AD-Wandlerkarte über den integrierten FPGA des Echtzeitcontrollers (NI CompactRIO) eingelesen. Hierbei ist darauf zu achten, dass die Signalgüte bezüglich Genauigkeit und Abtastrate hoch genug ist, um die relevanten Eigenschaften des Systems vermessen zu können. Im Falle des Drucks ist dies die Genauigkeit der vorkalibrierten Drucksensoren, z.B. für die Messung von Druckverlusten, und die Verzögerung durch das Auslesen der Kanäle für die Messung von Druckaufbauzeiten. Bei den Drucksensoren

handelt es sich um piezoresistive Sensoren, welche eine Temperaturkompensation für den relevanten Temperaturbereich bereits integriert haben. Um sicherzustellen, dass die angegebenen Kalibrierfaktoren korrekt sind, werden die Drucksensoren zunächst an einer Druckmesswaage mit geeichtem Manometer in Betrieb genommen, bevor sie im System bzw. für die Messung von Einzelkomponenten verbaut werden.

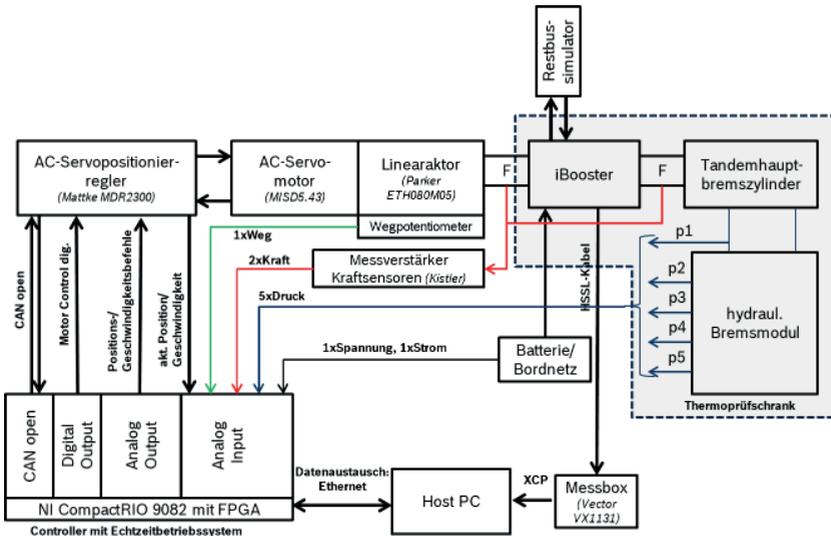


Abbildung 4.6.: Bremssystemprüfstand Messdatenaufzeichnung

Der Zeitverzug von einem Kanal zum nächsten beträgt $4,5 \mu\text{s}$, im schlechtesten Fall zwischen Drucksensor 1 und Drucksensor 5 somit $18 \mu\text{s}$. Die für Bremssysteme relevanten Eigenschaften liegen im Bereich einer Zeitauflösung von Millisekunden, weshalb der Verzug bei der Erfassung des Drucksignals hinreichend klein ist. Eine Möglichkeit diesen weiter zu reduzieren ist bei der Betrachtung der Differenz zwischen zwei Druckmessstellen die Sensoren möglichst nacheinander einzulesen.

Die Kommunikation und Ansteuerung des Servomotors kann sowohl über ein Industrie-CAN Protokoll (CAN-open) als auch analog erfolgen. Für die Messdatenaufzeichnung gibt es, wie in Abbildung 4.6 dargestellt, prinzipiell

drei unterschiedliche Quellen: den Industrie-CAN für beispielsweise Weg- und Geschwindigkeitssignal, die zuvor beschriebenen Analogsignale (Druck, Kraft usw.) eingelesen über den FPGA und die vom Bremskraftverstärker aus dem Entwicklungssteuergerät mittels XCP (eXtended Calibration Protocol) übertragenen. Wobei die letztere Quelle nur bei Messungen mit aktivem BKV relevant ist. Für Komponentenmessungen, wie z.B. einer einzelnen Radbremse, werden nur Industrie-CAN und FPGA aufgezeichnet.

Alle drei Quellen Echtzeitsystem (NI CompactRIO), FPGA und XCP-Schnittstelle arbeiten mit einer eigenen, voneinander unterschiedlichen Zeitskala. Alle Daten werden an den Host-PC weitergeleitet, welcher zur Speicherung dient. Um die Datenerfassungssysteme FPGA und Echtzeitsystem miteinander zu synchronisieren, wird vom FPGA ausgehend ein hochpriorisiertes Interrupt-Signal gesendet, welches mit minimalstem Zeitverzug systemübergreifend gesendet und erfasst wird. Dieses Ereignis wird zur Synchronisation in Form eines Resets der FPGA-Zeitskala verwendet, wodurch die CAN- und FPGA-Daten trotz ihrer unterschiedlichen Auflösung synchron sind. Die über die XCP-Schnittstelle gemessenen Fahrzeug-CAN-Daten werden im Postprocessing anhand eines entsprechenden Ereignisses an deren Schnittstelle, wie das Detektieren einer ersten Bewegung der Eingangsstange bzw. des Aktors, synchronisiert.

4.3.4. Vermessung Einzelkomponenten

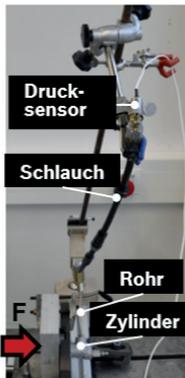
Für die weitere Betrachtung und Analyse des Bremssystems werden die pV-Kennlinien für wichtige Komponenten des betrachteten Systems ermittelt. Diese stellen dar, wie viel Volumen in eine Komponente, z.B. eine Radbremse, gefördert werden muss, um einen bestimmten Druck zu erreichen. Die Verläufe solcher pV-Kennlinien sind typischerweise degressiv. Dies bedeutet, dass zunächst viel Volumen in die Komponente gefördert werden muss, um eine kleine Druckänderung zu erreichen, was unter anderem an Leerwegen, sowohl mechanischer als auch hydraulischer Art, im System liegt. Mit steigendem Druck verändert sich dieser Verlauf hin zu einem nahezu linearen.

Die im Weiteren vermessenen Komponenten sind:

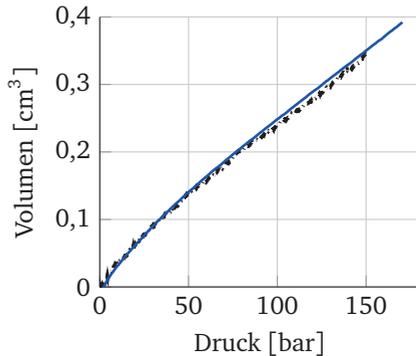
- Messzylinder
- Tandemhauptbremszylinder (THZ)
- vorderer, hinterer Bremsschlauch
- Scheibenbremsen (vorne), Trommelbremsen (hinten)

Für die Ermittlung der pV-Kennlinien wird ein Zylinder mit einem Messkolben bekannten Durchmessers verwendet. Der Kolbenhub wird anhand des hochgenauen internen CAN-Positionssignals mit einer Auflösung von 0,01 mm bestimmt. Mit einem Durchmesser des Messkolbens von $d_{\text{Kolben}}=22,2$ mm ergibt sich hiermit eine Volumenauflösung von $0,038 \text{ cm}^3$, welche höher ist als die von [Ant10] verwendete Auflösung für ihre Untersuchung von Bremschläuchen. Der Messkolben wird in Näherung quasi-statisch mit minimaler Geschwindigkeit verfahren, um die Anregung von instationären Prozessen, wie beispielsweise Druckwellen, zu vermeiden. Im Weiteren wird der Teil des Messaufbaus bis zum Beginn der eigentlich zu vermessenden Komponente als Referenzstrecke betrachtet, welche bei der Vermessung der Komponente mitgemessen und kompensiert werden muss. Hierfür wird diese Referenzstrecke vor der eigentlichen Komponentenmessung mehrmals vermessen und daraus eine gemittelte pV-Kurve errechnet. Um eine möglichst hohe Steifigkeit der Referenzstrecke sicherzustellen, besteht diese lediglich aus dem Messzylinder sowie einem metallenen Rohrstück. Im Anschluss daran wird die eigentlich zu untersuchende Komponente beispielsweise der vordere Bremsschlauch, wie in Abbildung 4.7a zu sehen, vermessen. Hierbei wird die Messung ebenfalls mehrfach wiederholt (5 Messungen pro Messdurchgang), gemittelt und mit der zu kompensierenden Referenzmessstrecke verrechnet. Um sicherzustellen, dass keine Luftblasen im System enthalten sind, welche das Messergebnis erheblich verfälschen würden, wird vor jedem Messdurchgang das System entlüftet und nach einem Messdurchgang nochmals mit einer anschließenden Kontrollmessung verglichen. Dies soll gewährleisten, dass sich keine Verschiebung der Kurven ergibt.

Neben der Vermessung mittels des Messkolbens am Prüfstand wird zur Kontrolle auch eine Vermessung an einem Elastizitätsmessgerät, welches den Stand der Technik für die hydraulische Vermessung von Bremssystemen darstellt, durchgeführt. Dieses basiert auf dem Prinzip eines Verdrängerkolbens. Das Verdrängerkolbenprinzip beruht darauf, dass ein Kolben bekannten Abmaßes in einen fluidgefüllten Raum geschoben wird, wodurch die beförderte Menge sich anhand des ebenfalls gemessenen Weges sehr genau bestimmen lässt. Allerdings lassen sich hiermit aufbaubedingt nur die Bremsschläuche und die Radbremsen vermessen. Für einen vorderen Bremsschlauch ist das Ergebnis der beiden Messaufbauten in Abbildung 4.7b dargestellt. Es zeigt, dass der Prüfstand mit Messkolben im Vergleich zum Elastizitätsmessgerät ebenfalls eine gute Genauigkeit besitzt.



(a) Schlauchvermessung mittels Zylinder mit Messkolben [Rie16b]



(b) Vergleich Messung mit Messkolben (—) und Verdrängerkolben (---)

Abbildung 4.7.: Vermessung von Einzelkomponenten am Beispiel des Vorderradschlauchs

Bei der Ermittlung der pV-Kennlinien der Radbremsen zeigt sich, dass für die Prüfstandsmessungen der Scheibenbremsen an der Vorderachse zusätzlich zu der Kompensation durch die Referenzstrecke noch eine weitere Verschiebung der Kurve auftritt. Dies liegt an dem für Radbremsen typischen Lüftspiel, welches einen sehr kleinen Abstand zwischen Bremsbelag und -scheibe darstellt. Die Rückstellung nach erfolgter Bremsbetätigung wird durch die im Bremskolben befindliche Gummidichtung sichergestellt. Aufgrund des deutlich größeren Bremszylinderdurchmessers im Vergleich zum Hauptbremszylinder aber auch zum Pumpendurchmesser des Hydroaggregats macht sich dies zu Beginn einer Bremsung und hier bei der Vermessung der Radbremse deutlich bemerkbar. Zur Vermeidung von Luft einschlüssen und zur einfacheren Entlüftung ist die Radbremse bei der Vermessung höher als der für die Messung verwendete Messkolben mit Reservoir angeordnet.

4.3.5. Identifikation und Regelungskonzepte

Die Anordnung der drei im Weiteren beschriebenen Hauptkomponenten des Bremssystemprüfstands zueinander ist schematisch in Abbildung 4.8 dargestellt. In diesem Abschnitt soll zunächst der für die Betätigung verwendete Aktor bestehend aus AC-Servomotor und Linearaktor für die weitere Modellierung näher betrachtet werden. Im Anschluss daran wird ein möglicher Ansatz zur vereinfachten Modellierung des eingesetzten hydraulischen Bremssystems vorgestellt. Dieses Gesamtmodell wird im weiteren Verlauf verwendet, um neue Regelungskonzepte zu testen und vorab parametrieren zu können, bevor diese am realen System, dem Bremssystemprüfstand, in LabView implementiert und feinabgestimmt werden.

a) Modellierung und Identifikation: Servomotor-Linearaktor

Für die Modellierung von Servomotoren sind in der Literatur eine Vielzahl möglicher Ansätze beschrieben. Hierbei wird unterschieden zwischen White-Box-Verfahren, welche analytische und physikalische Ansätze verwenden,

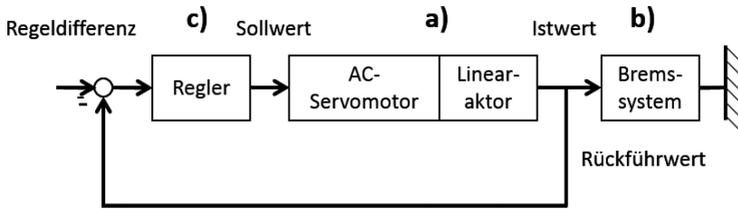


Abbildung 4.8.: Übersichtsschema Bremssystemprüfstand

Black-Box-Verfahren, mit rein datenbasierter Modellierung, und Grey-Box-Verfahren, einer Mischung aus beiden Verfahren. Mögliche Methoden für die Black-Box-Modellierung sind Look-Up-Table, Polynomansätze und neuronale Netze. Für Servomotoren eignen sich neuronale Netze wie in [Lee12] und [Rio11] gezeigt wird. Für die Umsetzung eines White-Box-Verfahrens für ein komplexes nichtlineares System, wie einen Servomotor, ist eine Vielzahl an Parametern und Systemgesetzen notwendig, was für solche Systeme zu sehr aufwändigen großen Gleichungssystemen führt. Durch ein Grey-Box-Modell werden die grundsätzlichen physikalischen Zusammenhänge abgebildet und mit den entsprechenden identifizierten Parametern bedatet sowie um zusätzliche Zusammenhänge durch nicht nur rein physikalische Gesetze ergänzt.

Um ein besseres Verständnis für die grundlegenden Zusammenhänge auch bezüglich der späteren Reglerauslegung zu haben, wird für die Abbildung des Servomotors hier im Weiteren ein solcher Grey-Box-Ansatz verwendet. In der Literatur sind bereits von [Lor77] mögliche Modellvarianten für die Abbildung von Servomotoren beschrieben. In Abbildung 4.9 ist das hier verwendete Schema des Servomotors zu sehen. Da der gesamte Servomotor inklusive interner Motorregelung modelliert werden soll, sind die in der Motorsteuerung hinterlegten Regler bereits im Ersatzmodell mit integriert. Entsprechend der Clarke- oder Park-Transformation [Cha11] lässt sich der AC-Servomotor in die Gleichstrommotorschreibweise überführen, bei welchem im Weiteren nur der Wirkstrom $i = i_q$ betrachtet wird.

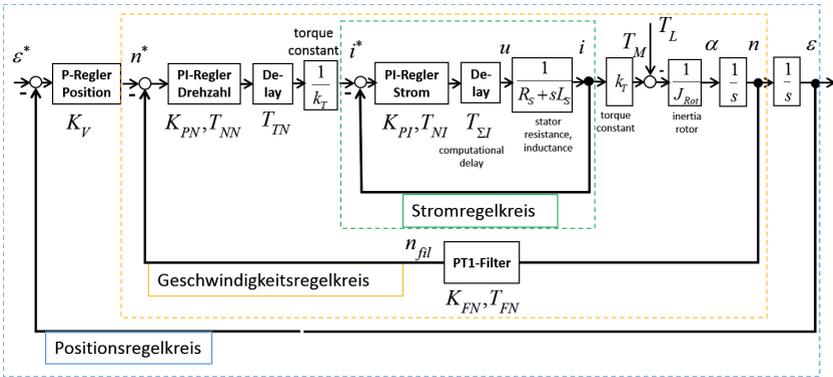


Abbildung 4.9.: Vereinfachtes Funktionsschema AC-Servomotor Reglerkaskade mit Strom-, Geschwindigkeits- und Positionsregelkreis

Stromregelkreis: Die Übertragungsfunktion des Gleichstromkreises mit Statorwiderstand R_S und Statorinduktivität L_S ergibt sich zu

$$G_{PI}(s) = \frac{i(s)}{u(s)} = \frac{1}{R_S + sL_S} e^{-sT_{\Sigma,I}}, \quad (4.1)$$

wobei mittels der Exponentialfunktion und der Zeitkonstanten $T_{\Sigma,I}$ die Totzeit im System abgebildet wird. Die Übertragungsfunktion des PI-Stromreglers G_{CI} in Parallelstruktur [Zac14] ist

$$G_{CI}(s) = K_{PI} \left(1 + \frac{1}{sT_{NI}} \right), \quad (4.2)$$

mit dem Verstärkungsfaktor K_{PI} und der Zeitkonstanten T_{NI} . Durch Wahl der Reglerzeitkonstanten zu $T_{NI} = \tau_s$ und unter Verwendung des Prinzips des Open-Loop Shapings ergibt sich mit $\tau_s = \frac{L_S}{R_S}$ eine Pol-Nullstellen-Auslöschung. Hierdurch berechnet sich die offene Übertragungsfunktion des Stromregelkreises G_{OI} zu

$$G_{OI}(s) = G_{PI}(s)G_{CI}(s) = \frac{K_{PI}}{sL_S} e^{-sT_{\Sigma,I}}, \quad (4.3)$$

und für den geschlossenen Regelkreis G_{CLI} entsprechend zu

$$G_{CLI}(s) = \frac{G_{OI}}{1 + G_{OI}} = \frac{K_{PI}e^{-sT_{\Sigma,I}}}{sL_S + K_{PI}e^{-sT_{\Sigma,I}}}. \quad (4.4)$$

In dem Modell des Stromregelkreises ist eine Strombegrenzung enthalten. Da dies jedoch zu einem Aufziehen des I-Anteils des Stromreglers führen würde, wird zusätzlich eine Anti-Windup-Funktion entsprechend rückgeführt, welche aktiv wird, sobald der Sollwert die Sättigungsgrenzen überschreitet. Diese und weitere Anti-Wind-up-Strategien für PID-Regler sind auch in [Vis06] beschrieben.

Geschwindigkeitsregelkreis: Mit der Rotorträgheit J_R ergibt sich durch Laplace-Transformation des Drallsatzes unter der Annahme angreifendes Lastmoment $T_L = 0$ die Übertragungsfunktion des offenen Geschwindigkeitskreises

$$G_{ON}(s) = \frac{K_{PN}K_{PI}(1 + sT_{NN})}{s^2T_{NN}J_R(1 + sT_{FN})} \frac{e^{-s(T_{TN}+T_{\Sigma,I})}}{(sL_S + K_{PI}e^{-sT_{\Sigma,I}})}, \quad (4.5)$$

welcher wiederum einen PI-Regler mit den Drehzahlreglerkonstanten K_{PN} und der Zeitkonstanten T_{NN} verwendet. Die Totzeiten summieren sich im Exponenten der Exponentialfunktion. Die Motordrehmomentkonstante k_T gibt die Umwandlung des Wirkstroms i_q in ein Drehmoment an und wird hier vereinfacht als konstant angenommen. Anhand der Trägheit J_R und dem Lastmoment T_L errechnet sich die Winkelbeschleunigung, aus welcher durch Integration die Motordrehzahl n berechnet wird, wie im Funktionsschema in Abbildung 4.9 dargestellt. Das Drehzahlsignal n läuft in der Servomotorsteuerung bei der Rückführung durch einen PT1-Filter mit Proportionalitätskonstante K_{FN} und Zeitkonstante T_{FN} , wodurch sich für den geschlossenen Geschwindigkeitsregelkreis

$$G_{CLN}(s) = \frac{G_{ON}(s)}{1 + G_{ON}(s) \left(\frac{K_{FN}}{1 + T_{FN}s} \right)} \quad (4.6)$$

ergibt. Mit dem Umrechnungsfaktor für die Spindelsteigung des Linearaktors i_{LA} lässt sich die rotatorische Bewegung entsprechend in eine translatorische Bewegung überführen. Die zusätzliche Trägheit und Reibung durch die Kopplung des Servomotors mit dem Linearaktor hat keinen sichtbaren Einfluss auf das Ansprechverhalten, welches von der Rotorträgheit dominiert wird. Durch die sehr geringen Verfahrswege < 30 mm des Linearaktors spielt auch die zunehmende Trägheit bei ausgefahrener Spindel hier keine Rolle. In Abbildung 4.10a ist der Modellvergleich mit Messungen für Sprunganregungen und in Abbildung 4.10b für Sinusanregung dargestellt. Die Sinusanregung wird durchgeführt, da der Richtungswechsel, beim Wechsel von Vor- zu Rückwärtsfahren, genau das Bewegungsprofil darstellt, wie es bei Bremsbetätigung und anschließendem Lösen auftritt. Die Auswertung von Fahrzeugmessungen hat ergeben, dass die typischen Frequenzen für die Bremsbetätigung im Bereich zwischen 0-2 Hz liegen, weshalb Frequenzen in diesem Bereich mit Geschwindigkeitsamplituden bis 200 mm/s angefahren werden.

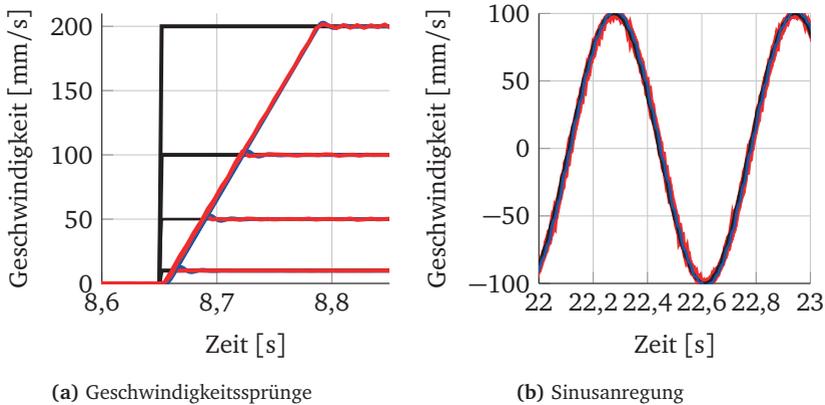


Abbildung 4.10.: Servomotor Identifikation: Sollwert (—), Messung (—) und Simulation (—)

b) Modellierung des hydraulischen Bremssystems

Für die vereinfachte Modellierung des hydraulischen Teils des Bremssystems von THZ bis Radbremse bietet sich hier die Verwendung eines parallelen Feder-Dämpfer Systems an, welches in Abbildung 4.11b dargestellt ist und unter anderem von [Ger99] beschrieben wird. Hierbei gibt der Dämpfer stark vereinfacht Effekte des Fluids und der Drosseln im Bremssystem wieder. Die Feder wiederum stellt die Steifigkeiten des Systems inklusive der Bremsflüssigkeit dar. Da das System jedoch nicht linear sondern unter anderem stark weg- und geschwindigkeitsabhängig ist, verändern sich diese Werte entsprechend. In Abbildung 4.11a ist die Wegabhängigkeit anhand der statischen Wegmessung und dem daraus abgeleiteten Steifigkeitsverlauf zu erkennen. Der Steifigkeitsverlauf beginnt bei Weg null aufgrund der benötigten Losbrechkraft um den Plunger zu verschieben im Unendlichen, sinkt dann aufgrund der Leerwege bzw. Volumenaufnahme des Systems ab und geht bei etwa 15 mm Weg vom nichtlinearen in den linearen Bereich über. Die geschwindigkeitsbezogene Übertragungsfunktion des Ersatzmodells $G_{Bremssystem}$ ergibt sich entsprechend zu

$$G_{Bremssystem}(s) = \frac{F(s)}{W(s)} = \frac{c^* + d^*s}{s}. \quad (4.7)$$

mit c^* der Systemsteifigkeit und d^* der Dämpfung, wobei diese je nach Betriebspunkt veränderlich sind. Da das Steifigkeitsverhalten des Bremssystems nicht nur weg- und geschwindigkeitsabhängig variiert, sondern zusätzlich auch temperaturabhängig ist, muss die Regelung in der Lage sein diese Veränderungen der Steifigkeit zu berücksichtigen. Für eine erste Applikation werden die Regelungskonzepte an Federn unterschiedlicher Steifigkeiten getestet, was in [Bap16] beschrieben wird.

c) Regelungskonzepte

Mit den modellierten Regelstrecken Servomotor-Linearaktor und Bremssystem können erste Regelkonzepte simulativ erprobt werden. Nach [Vil08]

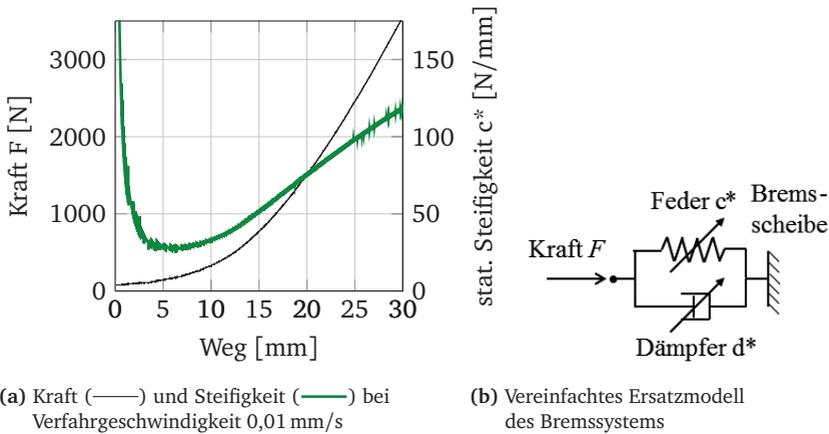


Abbildung 4.11.: Steifigkeitsverhalten des hydraulischen Bremssystems

lassen sich die unterschiedlichen Kraftregelungsarten in passive und aktive Interaktionsregler unterteilen. Passiv bedeutet hierbei, dass die gemessene Kraft nicht explizit im Regelungsschema verwendet wird, wie bei der im Folgenden vorgestellten Wegregelung.

Bei der Regelung auf den **Weg** können die gemessenen Fahrwege der Eingangsstange des BKV aus den Fahrzeugmessungen verwendet werden. Darüber hinaus besteht die Möglichkeit aus den benötigten Drücken zum Nachfahren der in Kapitel 4.1.1 beschriebenen Fahrzyklen den entsprechenden Stangenweg des BKVs zu berechnen. Auf die Berechnung der Druckprofile wird später in Kapitel 4.4.2 eingegangen. Diese Variante beruht auf dem in Abbildung 4.9 gezeigten Positionsregler der Reglerkaskade. Dieser Ansatz liefert speziell bei niedrigen Drücken mit wenig Dynamik bei aktivem BKV gute Ergebnisse, wie in Abbildung 4.12a zu sehen ist.

Allerdings muss die Berechnung der Wegprofile für jeden Temperaturbetriebspunkt aufgrund der sich verändernden Steifigkeitskurve des Bremssystems neu durchgeführt werden.

Wie in Abbildung 4.11a bereits gezeigt, variiert die Antwort der **Kraft** bzw. die Steifigkeit des Systems je nach Anregung. Um diese nichtlinearen Effekte zu kompensieren muss bei der Umsetzung einer Kraftregelung dies

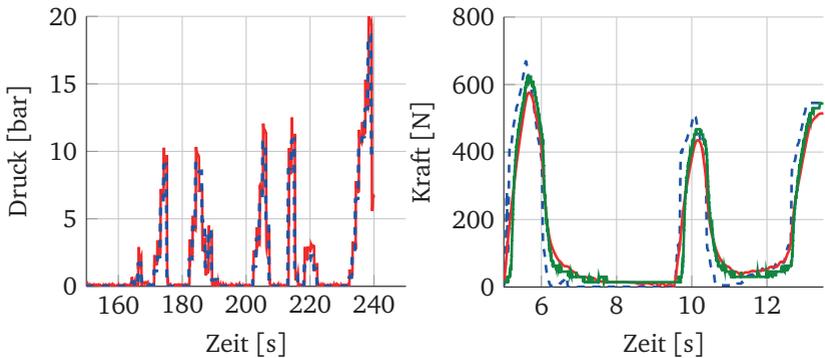
bei der Reglerauswahl und -auslegung berücksichtigt werden. An dieser Stelle sei angemerkt, dass der Servomotor für die Kraftregelung in der Betriebsart Geschwindigkeits- bzw. Drehzahlregelung betrieben wird. Hierfür wird zunächst versucht, mit einem einfachen Gain-Scheduling-Ansatz die Auswirkungen der sich verändernden Steifigkeit durch entsprechende Anpassung der Verstärkung zu kompensieren. Dieser Ansatz wird im nächsten Schritt auf ein adaptives Gain-Scheduling [Lan11] erweitert, bei welchem die Sollwertabweichung der Kraft f_{error} sowie ein Anpassungsfaktor λ mit einbezogen werden

$$K_P = f(x) + abs(f_{error}\lambda), \quad (4.8)$$

womit sich die Geschwindigkeitssollvorgabe v_{soll} ergibt

$$v_{soll} = K_P f_{error}. \quad (4.9)$$

Mittels dieses adaptiven Gain-Scheduling Ansatzes lassen sich die gewünschten Kraftprofile mit guter Genauigkeit nachfahren, wie in Abbildung 4.12b zu sehen ist. Detailliertere Untersuchungen hierzu sind in [Bap16] zu finden.



(a) Weggeregeltes Nachfahren am Beispiel des NYC-Zyklus (150-250 s), Solldruckprofil (- - -) und Messung Raddruck VL (—)

(b) Kraftregelung mit adaptiven Gain-Scheduling, Sollprofil (- - -), gemessene (—) und simulierte Kraft (—)

Abbildung 4.12.: Ergebnisse für unterschiedliche Regelungskonzepte

Eine weitere Möglichkeit stellt das Regeln auf den **Druck** an einer zuvor definierten Messstelle, z.B. eines Vorderrads, dar. Da der Druck sich aus der aufgebrachtten Kraft ableitet, entspricht dieser Ansatz einer indirekten Kraftregelung. Dieser Ansatz zeigt für das Gesamtsystem mit aktivem BKV ein ähnliches Verhalten wie die Kraftregelung, verhält sich im Bezug auf Stabilität allerdings etwas besser.

4.4. Simulative Betrachtung unterschiedlicher Bremssystemarchitekturen

Für die Betrachtung werden sowohl reine Hydrauliksimulationen des konventionellen Bremssystems in AMESim (Kapitel 4.4.1) durchgeführt als auch mit einem Fahrzeugmodell gekoppelte Simulationen (Co-Simulationen) des Alternativkonzepts (Kapitel 4.4.2), mit dem auch Fahrmanöver und Fahrzyklen nachgefahren werden können.

4.4.1. Simulation konventioneller Bremsenarchitektur

Die Simulation des hydraulischen Teils erfolgt in dem in Kapitel 2.2.1 vorgestellten Simulationsprogramm AMESim. Hiermit werden das konventionelle System sowie im weiteren Verlauf das in Kapitel 6 genauer beschriebene alternative Bremssystem modelliert.

Modellierung von Einzelkomponenten

Zunächst werden die wesentlichen Einzelkomponenten des konventionellen Bremssystems entsprechend den in Kapitel 4.3.4 generierten Messdaten modelliert. Zu dem dort gezeigten Messaufbau für die Vermessung des vorderen und hinteren Bremsschlauchs ist in Abbildung 4.13a das zugehörige Simulationsmodell für die Nachbildung und Schlauchparameteridentifikation dargestellt. In dem Modell wird die Volumenaufnahme der Messvorrichtung

ohne Prüfling als Referenzanteil entsprechend kompensiert. In Abbildung 4.13b ist der Vergleich der Messdaten mit den Simulationsergebnissen für den hinteren Bremsschlauch dargestellt, es sei hierbei angemerkt, dass aufgrund der Art des Aufbaus und der zur Verfügung stehenden Güte der Messvorrichtungen am Bremssystemprüfstand nur quasi-statische Messdaten verwendet werden können.

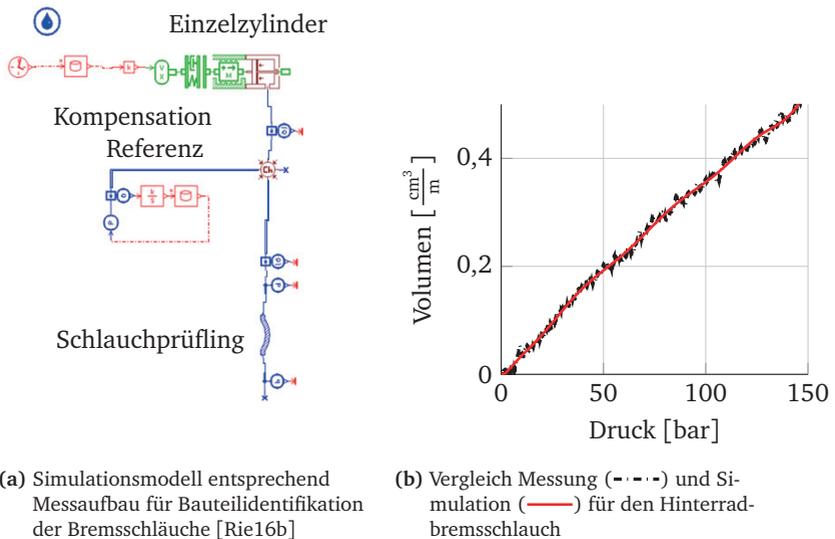


Abbildung 4.13.: Modellierung von Einzelkomponenten am Beispiel des hinteren Bremsschlauchs

Hierdurch ist eine Berücksichtigung von Effekten bei dynamischer Belastung, wie das für Gummibauteile typische visko-elastische Verhalten, nicht möglich. Im Weiteren bedeutet dies, dass das Modell aufgrund seiner Modellierungsgüte im Bereich sehr dynamischer Betätigungen nur für qualitative Aussagen verwendet werden sollte. Diese Einzelkomponentenidentifikation wird außer für die Bremsschläuche auch für den THZ und die Radbremsen durchgeführt.

Modellierung Gesamtsystem

Das Gesamtmodell des konventionellen Bremssystems wird entsprechend aus den zuvor beschriebenen validierten Einzelmodellen zusammengesetzt und um die dem Originalaufbau entsprechenden Leitungsrohrstücke ergänzt. Es ist so ausgerichtet, dass es damit möglich ist den Druckaufbau genauer zu analysieren. Deshalb beinhaltet es rein den hydraulischen Pfad hin zur Radbremse, wie in Abbildung 4.14 zu sehen ist.

Der in dem Modell mit Adaptionmechanismus bezeichnete Teil wird verwendet, um unter anderem Volumenunterschiede, wie sie durch die Dichtungen auftreten können, zu berücksichtigen [Day09]. Darüber hinaus berücksichtigt dieser die Volumenaufnahme des Hauptbremszylinders selbst während eines Druckaufbaus.

Wie in Abbildung 4.15 gezeigt, korreliert das für die Untersuchung verwendete Simulationsmodell für den Bereich der Komfortbremsungen sehr gut mit den Messdaten. Die kleine Druckschwankung während des Druckaufbaus, zu sehen in Abbildung 4.15b, ist bedingt durch ein kurzes Absinken der Verstärkungskraft des elektromechanischen BKVs.

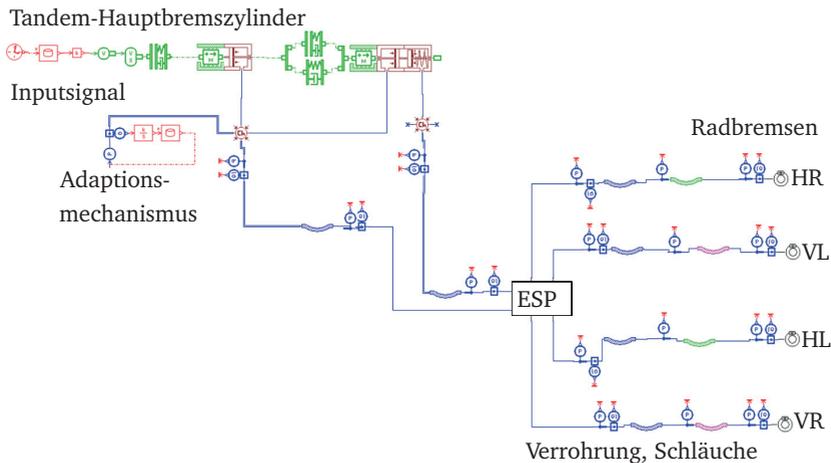
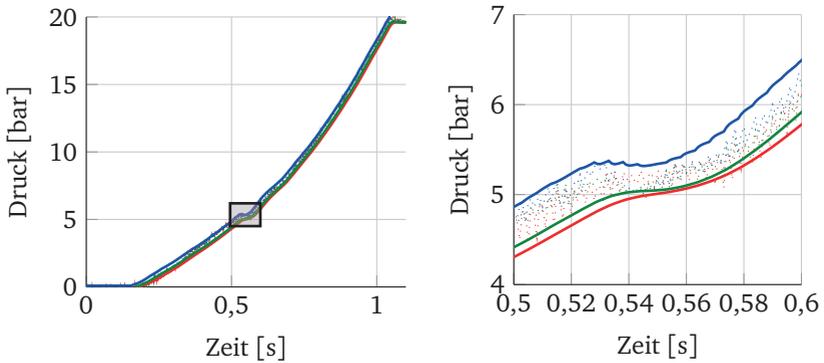


Abbildung 4.14.: AMESim Modell Gesamtsystem für Druckaufbau



(a) Druckverlauf für Komfortbremsung

(b) Detailansicht (Rechteck Abbildung 4.15a)

Abbildung 4.15.: Druckaufbau für Bremsung mit geringer Dynamik und Zieldruck 20 bar, Druckverlauf THZ mess (.....), THZ sim (—), VR mess (.....), VR sim (—), HL mess (.....) und HL sim (—)

4.4.2. Modellierungsumgebung für Alternativkonzept – Co-Simulation

Für die Modellierung des Gesamtfahrzeugs mit hydraulischem Bremssystem wird MATLAB/Simulink als Integrationsplattform verwendet. Das Einlesen der Fahrzyklen (aus Kapitel 4.1.1), die Abbildung des Halffahrzeugmodells, die Bremsmomentenaufteilung sowie die jeweiligen Regler für das zu betrachtende Bremssystem sind darin implementiert. Die Simulation der Hydraulik, des Bremssystems selbst, erfolgt in AMESim.

In der in Abbildung 4.16 dargestellten Co-Simulationsumgebung wird anhand der Fahrmanöver bzw. Fahrzyklusvorgabe eine Referenzbeschleunigung a_{ref} auf das Fahrzeugmodell aufgeprägt. Dieses muss durch entsprechendes Beschleunigen und Verzögern der Sollwertvorgabe folgen, hierfür gibt es unter anderem einen Referenzbremsdruck für Vorder- $p_{ref,VA}$ und Hinterachse $p_{ref,HA}$ vor. Im Regelungsteil wird der Referenzdruck mit dem aktuellen Druck der jeweiligen Achse p_{VA} bzw. p_{HA} verglichen und ein entsprechendes Stellsignal in Form von Motorankerspannung des Pumpenmotors $U_{A,VA}$ bzw. $U_{A,HA}$ sowie ein Steuerstrom $I_{AV,VA}$ bzw. $I_{AV,HA}$ für das Ventil vorgeben.

Diese werden über das Interface an den Hydraulikteil des Modells in AMESim gesendet, welches im Gegenzug den Bremsdruck p_{VA} bzw. p_{HA} und die Pumpendrehzahl $n_{P,VA}$ bzw. $n_{P,HA}$ für den aktuellen Zeitschritt an den MATLAB/Simulink Master zurückgibt.

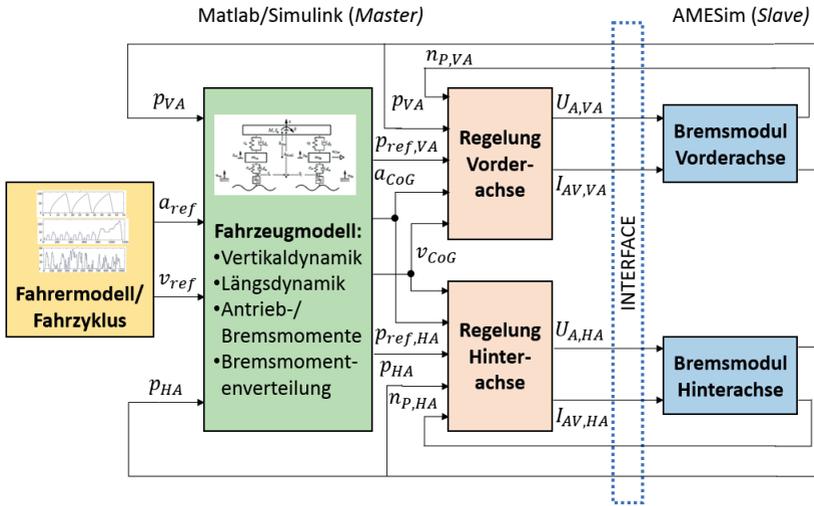


Abbildung 4.16.: Übersicht Co-Simulationsumgebung

Fahrzeugmodell

Zunächst wird im in Abbildung 4.17 dargestellten Fahrzeugmodell mittels der Referenzbeschleunigung die benötigte Antriebs- bzw. Bremskraft entsprechend der Bilanzgleichung der Fahrwiderstände u.a. nach [Hei13] und [Bra13] $F_{ref} = F_{a,ref} + F_{Luft} + F_{Roll}$ bestimmt, welche anhand des dynamischen Radhalbmessers r_{dyn} in ein Antriebs- bzw. Bremsmoment $M_{Antrieb}$ bzw. M_{Brems} umgerechnet wird. Im Falle eines Antriebsmoments wird dieses über eine stark vereinfachte Antriebschlupfregelung (ASR), welche die vom Elektromotor angetriebene Vorderraddrehzahl mit der des frei rollenden Hinterrads vergleicht, in das Längsmodell geführt. Da der Fokus dieser Arbeit

auf dem Bremssystem liegt, wird der Antrieb stark vereinfacht abgebildet und dient rein dazu den Geschwindigkeitsverläufen zu folgen und das Fahrzeug auf die Ausgangsgeschwindigkeit für den jeweiligen Bremsvorgang zu beschleunigen, für welchen dann allerdings der generatorische Betrieb wichtig ist. Das untersuchte Zielfahrzeug besitzt lediglich einen Zentralantrieb an der Vorderachse. Das Modell ist bereits so aufgebaut, dass es auf Elektromotoren an Vorder- $M_{gen,VA}$ und Hinterachse $M_{gen,HA}$ einfach erweitert werden kann.

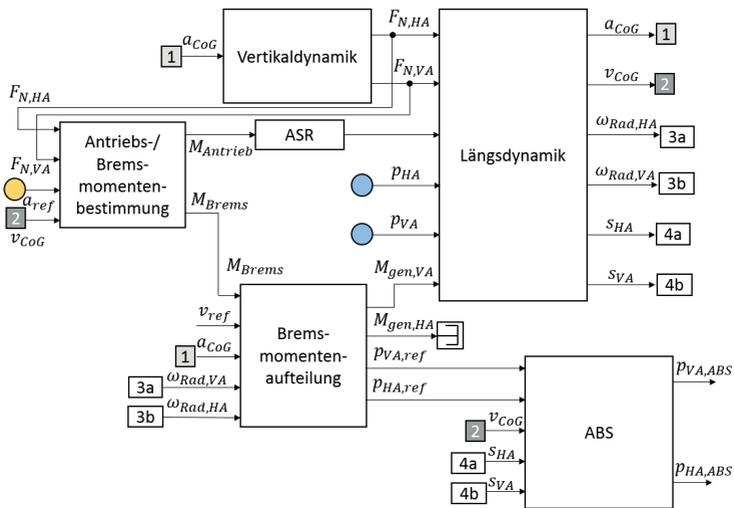


Abbildung 4.17.: Fahrzeugmodell mit allen Submodellen

Bremsmomentenverteilung

Die benötigte Bremskraft zum Erreichen der für das Fahrmanöver benötigten Verzögerung wird entsprechend der idealen Bremskraftverteilung berechnet, wie in [Bre12] beschrieben. Hiernach ergibt sich die abzusetzende Bremskraft der Hinterachse $F_{B,HA}$ entsprechend der idealen Bremskraftverteilung zu

$$F_{B,HA} = \sqrt{\frac{(1-\psi)^2}{4\chi^2} + \frac{F_{B,VA}}{\chi F_G}} - \frac{1-\psi}{2\chi} - \frac{F_{B,VA}}{F_G} \quad (4.10)$$

mit der Gesamtgewichtskraft F_G , der Vorderachsbremskraft $F_{B,VA}$, die auf den Radstand bezogene Schwerpunkthöhe χ und den Hinterachsanteil der Fahrzeugesamtgewichtskraft ψ . Der an Vorder- und Hinterrädern benötigte Bremsdruck kann entsprechend der vereinfachten Kennzahl c_p in Nm/bar für die Umsetzung eines Bremsdrucks in ein Bremsmoment der jeweiligen Radbremse ermittelt werden. Das im weiteren Verlauf der Arbeit vorgestellte und untersuchte dezentrale hydraulische Bremssystem ermöglicht die rad- bzw. achsindividuelle Druckgenerierung. Für das konventionelle Hilfskraftbremssystem mit X-Aufteilung ist der erzeugte Bremsdruck an Vorder- und Hinterradbremse für den jeweiligen Bremskreis bei moderatem Druckaufbau allerdings identisch.

Neben der Bremskraftaufteilung beeinflusst der Antriebstyp des Fahrzeugs die Generierung der Bremsdruckprofile. In Abbildung 4.18a ist die ideale Bremskraftverteilung mit und ohne Rekuperation des Elektromotors an der Vorderachse dargestellt. Der Hauptfokus der Arbeit liegt auf der Betrachtung unterschiedlicher Bremssystemkonzepte für Elektrofahrzeuge. Für eine ganzheitlichere Evaluierung der Systeme werden allerdings auch die Profile ohne Rekuperation, wie für ein rein verbrennungsmotorisches Antriebskonzept, mitbetrachtet. Damit können die unterschiedlichen Bremssystemkonzepte auch für die unterschiedlichen Antriebstypen verglichen und deren Auswirkungen auf das Lastkollektiv des Bremssystems untersucht werden. Der Elektromotor für das untersuchte Fahrzeug ermöglicht es Bremsverzögerungen bis 0,3 g rein elektromotorisch abzudecken und die kinetische Energie entsprechend zu rekuperieren. Für Bremsungen in den Stillstand erfolgt ein

Überblenden, welches ein Hochrampen der hydraulischen Reibbremse und entsprechendes Reduzieren des elektromotorischen Bremsmoments darstellt, wie in Abbildung 4.18b zu sehen ist. Dies erfolgt da für niedrige Geschwindigkeiten, typischerweise $< 10 \text{ km/h}$, der Aufwand für das generatorische Bremsen im Verhältnis zur rückgewonnenen Energie deutlich zunimmt.

Entsprechend der Raddrehzahl wird das verfügbare regenerative Moment an der Vorderachse $M_{gen,VA}(\omega_{Rad,VA})$ mittels des Kennfeldes der E-Maschine ermittelt. Solange das absetzbare regenerative Bremsmoment über dem benötigten liegt, wird rein rekuperativ über die Vorderachse gebremst, außer die Fahrzeuggeschwindigkeit sinkt während des Bremsvorgangs unterhalb den für das generatorische Bremsen zulässigen Grenzwert. Übersteigt der Bremsmomentenbedarf das rekuperativ verfügbare Moment wird entsprechend zum Erreichen des geforderten Bremsmoments M_{Brems} über die Reibbremse zugebremst, woraus sich ein entsprechender Solldruckwert $p_{VA,soll}$ und $p_{HA,soll}$ errechnet.

$$M_{Brems} = \begin{cases} M_{gen,VA} & M_{Brems,soll} \leq M_{gen,VA} \\ M_{gen,VA} + M_{Reib,VA} + M_{Reib,HA} & M_{Brems,soll} > M_{gen,VA} \end{cases} \quad (4.11)$$

Im Stillstand wird ein gewisser Bremsdruck benötigt, um beispielsweise ein Wegrollen bei Anhalten an einer Steigung auszuschließen. Für 90% der Haltebremsungen wird gemäß [Jun13] ein Bremsdruck von $p_{Halte,Stand}=20 \text{ bar}$ benötigt, um ein Wegrollen an Steigungen bis 5% zu vermeiden. Bei Hilfskraftbremssystemen kann der Druck aufgrund der Kopplung mit dem Fahrerfuß über dem eigentlich ausreichenden Haltebremsdruck liegen.

Vertikaldynamik

Bei dem verwendeten Modell für die Vertikaldynamik, zu sehen in Abbildung 4.19, handelt es sich um ein Halbfahrzeugmodell, welches auch als Drei-Massen-Modell bezeichnet wird. Die hier im Weiteren verwendeten Zahlenwerte sind im Anhang in Tabelle A.5 hinterlegt. Die größte Masse stellt die Fahrzeugaufbaumasse m_{Fzg} dar. Die beiden Vorder- und Hinterräder

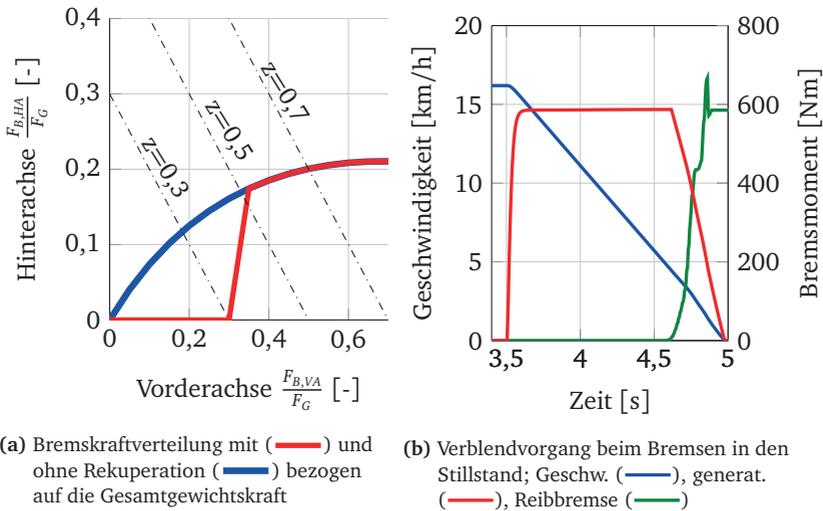


Abbildung 4.18.: Einfluss des Elektromotors auf das Bremsverhalten

sind achsweise zu einer Masse m_{VA} bzw. m_{HA} zusammengefasst. Das Modell ist in der Lage die wesentlichen längsdynamischen Effekte wie die beim Bremsen und Beschleunigen auftretenden Nickbewegungen des Aufbaus sowie die damit verbundenen dynamischen Radlastverlagerungen wiederzugeben. Diese sind speziell für den Bremsvorgang wichtig, da sie sich direkt auf die Bremskraftverteilung und das absetzbare Bremsmoment auswirken. Konzeptbedingt ist diese Art von Modell nicht in der Lage Kurvenfahrten und die dabei auftretenden Rollbewegungen abzubilden, sondern lediglich auf Geradeausfahrt beschränkt. Dies ist für den hier angestrebten ersten Konzeptvergleich unterschiedlicher Bremssystemarchitekturen jedoch völlig ausreichend, da die betrachteten Manöver aus Kapitel 4.1 alle rein längsdynamisch sind und keine Abbildung der Querdynamik erfordern.

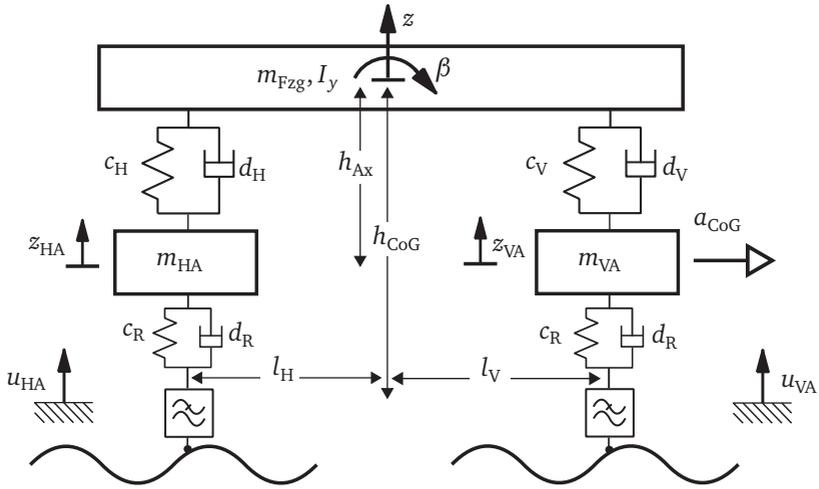


Abbildung 4.19.: Halffahrzeugmodell für die Vertikaldynamik mit vier Freiheitsgraden [Rie17a]

Basierend auf dem Impuls- und Drallsatz entsprechend zu Abbildung 4.19 ergeben sich die Bewegungsgleichungen für das verwendete Halffahrzeugmodell zu

$$-m_{Fzg}\ddot{z} = c_V(z_V - z_{VA}) + c_H(z_H - z_{HA}) + d_V(\dot{z}_V - \dot{z}_{VA}) + d_H(\dot{z}_H - \dot{z}_{HA}) \quad (4.12)$$

$$m_{VA}\ddot{z}_{VA} = c_V(z_V - z_{VA}) + d_V(\dot{z}_V - \dot{z}_{VA}) - c_R(z_{VA} - u_{VA}) - d_R(\dot{z}_{VA} - \dot{u}_{VA}) \quad (4.13)$$

$$\begin{aligned} m_{HA}\ddot{z}_{HA} &= c_H(z_H - z_{HA}) + d_H(\dot{z}_H - \dot{z}_{HA}) - c_R(z_{HA} - u_{HA}) \\ &\quad - d_R(\dot{z}_{HA} - \dot{u}_{HA}) \end{aligned} \quad (4.14)$$

$$\begin{aligned} -I_y\ddot{\beta} &= l_V(c_V(z_V - z_{VA}) + d_V(\dot{z}_V - \dot{z}_{VA})) - l_H(c_H(z_H - z_{HA}) \\ &\quad - d_H(\dot{z}_H - \dot{z}_{HA})) + m_{Fzg}a_{CoG}h_{Ax}, \end{aligned} \quad (4.15)$$

durch Substitution der Auslenkung und Geschwindigkeit in z -Richtung folgt

$$\begin{aligned} z_V &= z + l_V \sin(\beta) & \text{oder} & & \dot{z}_V &= \dot{z} + l_V \dot{\beta} \cos(\beta) & \text{und} \\ z_H &= z - l_H \sin(\beta) & \text{oder} & & \dot{z}_H &= \dot{z} - l_H \dot{\beta} \cos(\beta). \end{aligned}$$

Längsdynamik

Der Längsdynamikblock dient dazu, die Antriebs- und Bremsmomente entsprechend in eine translatorische Fahrzeugbewegung zu überführen. Hierfür werden die Bremsmomente in Form einer Normalkraft über ein Kupplungselement aufgebracht. Das Motormoment $M_{Antrieb}$ bzw. Generatormoment $M_{gen,VA}$ wird entsprechend über eine Drehmomentenquelle eingebracht. Die Rotation mit dem resultierenden Drehmoment wird im Weiteren auf das Reifenmodell gegeben, welches das am weitesten verbreitete Reifenmodell der Magic Formula nach [Pac12] verwendet. Aus dem Modell der Vertikaldynamik kommen die Normalkräfte für Vorder- und Hinterachse $F_{N,VA}$ und $F_{N,HA}$, welche die zweite benötigte Eingangsgröße für das Magic Formula Reifenmodell darstellen. Hierin ist auch der Rollwiderstand mitberücksichtigt. Das Reifenmodell gibt den aktuellen Schlupf s_{VA} bzw. s_{HA} sowie die translatorische Kraft aus, welche auf die Fahrzeugmasse wirkt. Der Schlupfwert ist hierbei besonders für die ABS-Schlupfregelung wichtig.

Antiblockiersystem (ABS)

Der geforderte Referenzbremsdruck $p_{VA,ref}$ bzw. $p_{HA,ref}$ wird durch den ABS-Block des Fahrzeugmodells geführt, welcher diesen überwacht und im Falle von Radblockieren aktiv wird. Die Ausgangsdrücke $p_{VA,ABS}$ und $p_{HA,ABS}$ sind die zu stellenden Sollwerte für die nachgelagerte Regelung des eigentlichen Bremssystems.

Der hier verwendete ABS-Regler ist in Form eines Schlupfreglers implementiert. Der Bremsschlupf $s_{Brems,Achse}$ ist definiert als das Verhältnis der Differenz

der Fahrzeuggeschwindigkeit v_{CoG} zur Radumfangsgeschwindigkeit v_{Rad} im Verhältnis zur Fahrzeuggeschwindigkeit

$$s_{Brem, Achse} = \frac{v_{CoG} - v_{Rad}}{v_{CoG}} = \frac{v_{CoG} - \omega_{Rad, Achse} r_{dyn}}{v_{CoG}}. \quad (4.16)$$

Der maximale Reibwert auf trockener Fahrbahn beträgt $\mu_{Haft} = 1,0 - 1,1$ bei einem Schlupf von $s = 0,1 - 0,15$ [Bre12]. In Abbildung 4.20a ist der Zielbereich der ABS-Regelung zu sehen. Der ABS-Algorithmus gibt im Falle von Schlupfwerten über dem Schwellwert und unter Einbeziehung des Gradienten der Schlupfänderung $\frac{ds}{dt}$ einen Druckabbau durch $p_{VA, ABS} = 0$ bzw. $p_{HA, ABS} = 0$ vor. In Abbildung 4.20b ist der Vorderachsbrmsdruck für eine ABS-Bremmung aus 50 km/h bei aktiver Rekuperation dargestellt. Durch das regenerative Bremsmoment der E-Maschine lässt sich der benötigte Druck entsprechend absenken und liegt dadurch unterhalb des eigentlichen Blockierdrucks.

Die Blöcke Regelung und Simulationsmodell des Bremsmoduls für das alternative Bremssystem werden im Detail in Kapitel 6.3.2 beschrieben.

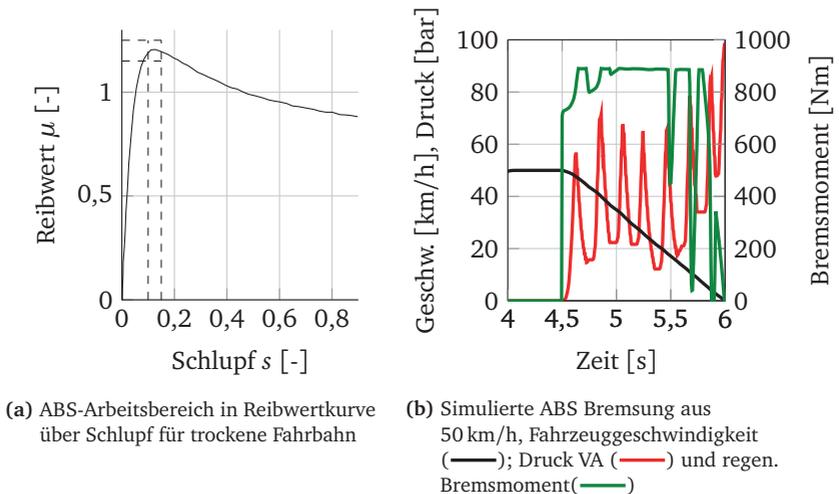


Abbildung 4.20.: Auslegungspunkt und Bremsung mit ABS

5. Eigenschaften konventioneller Bremsystemarchitektur

In diesem Kapitel wird auf die Eigenschaften der bis heute im Fahrzeug verbauten konventionellen Bremsystemarchitektur eingegangen. Die zentrale Architektur mit einem primären Druckerzeugungsort und der weiteren Verteilung über das hydraulische Netzwerk bringt Vor- und Nachteile, sowie bestimmte systembedingte Charakteristika mit sich, welche im Folgenden näher untersucht werden.

5.1. Druckverluste

Der Druckverlust ist definiert als Differenz der gemessenen Drücke zwischen zwei Messstellen

$$dp_{12} = p_{\text{Messstelle1}} - p_{\text{Messstelle2}}. \quad (5.1)$$

Druckverluste in hydraulischen Systemen können aufgrund von Aufweitungseffekten, Strömungswiderständen oder anderen Effekten entstehen [Fin06], [Bau11], [Wil11], [Mat12]. Da ein hydraulisches System immer seinen Gleichgewichtszustand anstrebt, handelt es sich hierbei um einen zeitlich begrenzten Übergangszustand. Am Beispiel des Bremsystems bedeutet dies, dass bei kurzfristiger ausreichend dynamischer Betätigung ein $dp \neq 0$ auftritt, welches im weiteren Verlauf bei Erreichen und Halten des Zieldrucks abklingt. Die Druckunterschiedscharakteristik gibt auch Aufschluss darüber, wie effizient das verwendete hydraulische Netzwerk darin ist einen bestimmten Zieldruck für einen Bremsvorgang zu übertragen. Im Weiteren werden die Druckunterschiede für die Messstellen Hauptbremszylinder zu Druck

nach Hydroaggregat und Hauptbremszylinder zu Radbremsdruck betrachtet, wie in Abbildung 5.1 dargestellt. Es wird zwischen zwei Messstellen der Unterschied zum Zeitpunkt des Erreichens von 100 bar im THZ $dp_{THZ,100}$ als Kennziffer eingeführt und verwendet. Dieser Wert gibt Aufschluss über den Unterschied des Raddruckes zum in sicherheitskritischen Situationen benötigten Radblockierdruck, wenn 100 bar im THZ erreicht werden. Der Unterschied resultiert unter anderem aus der zentralistischen Architektur, welche konzeptbedingt aufgrund der notwendigen bedarfsgerechten Verteilung des Fluids einige Einschränkungen in ihrem Übertragungsverhalten mit sich bringt.

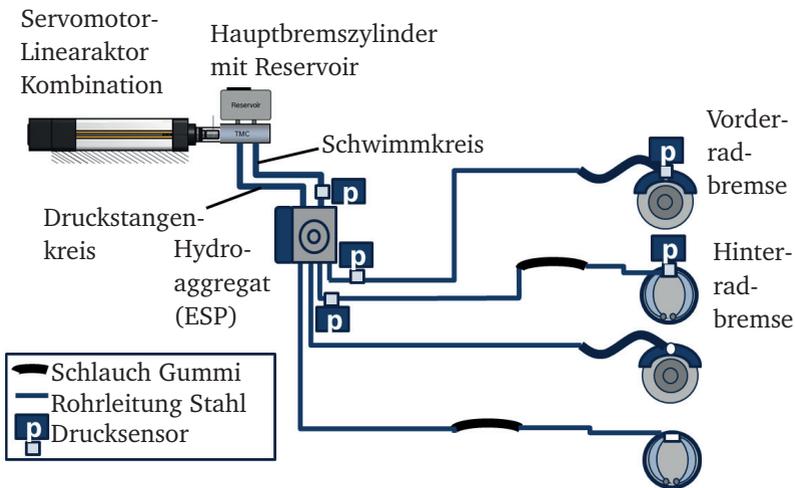


Abbildung 5.1.: Direkte Betätigung ohne Bremskraftverstärker

Druckverlustmessungen

Um Effekte durch die starke Temperaturabhängigkeit der Bremsflüssigkeit im relevanten Betriebsbereich für Bremssysteme zu berücksichtigen, werden alle Messreihen sowohl bei Tieftemperatur -30° und -20° , Raumtemperatur 23° und Hochtemperatur 80° durchgeführt. Die Drucksensoren weisen bei

unbetätigtem System einen Offset von < 1 bar auf, wodurch eine hohe Güte bei der Bestimmung des Druckverlusts gewährleistet ist. Um Nebeneffekte wie zusätzlichen Leerweg sowie nichtlineare Verstärkung durch den elektro-mechanischen Bremskraftverstärker zu vermeiden, werden die Messreihen zur Bestimmung der Eigenschaften des hydraulischen Netzwerks in diesem Kapitel für definierte Geschwindigkeiten der Druckstange ohne Bremskraftverstärker durchgeführt, wie in Abbildung 5.1 schematisch dargestellt.

Für die Untersuchung der Eigenschaften sowohl der einzelnen Bremskreise als auch des Gesamtsystems werden die Sensoren in unterschiedlichen Konfigurationen im System verbaut. Die beiden Bremskreise werden in Druckstangen- und Schwimmkreis unterschieden. Druckstangenkreis ist hierbei der Bremskreis, welcher vom THZ-Kolben, der direkt mit der Ausgangsstange des BKV verbunden ist, betätigt wird. Schwimmkreis hingegen ist der Kreis, welcher dem THZ-Kolben, der schwimmend dem THZ-Kolben des Stangenkreises nachgelagert ist, zugeordnet wird. Bei dem in Abbildung 5.1 dargestellten Aufbau kann beispielsweise der Druckverlust über die Teilstrecken des Schwimmkreises von THZ bis zum Hydroaggregat Ausgang und von dort zur Radbremse untersucht werden.

Für eine erste Analyse des Bremssystems werden Druckaufbauten für den typischen Geschwindigkeitsbereich gemessen, mit der die Druckstange des BKV den THZ betätigt, vergleiche Abbildung 5.2.

Bei sehr niedriger Verfahrgeschwindigkeit des THZ-Plungers, siehe Abbildung 5.2a, stellt sich im System an allen Druckmessstellen der gleiche Druck ein. Das System hat genug Zeit den Druck auszugleichen und ein statisches Gleichgewicht zu erreichen, daher kann diese Messung als quasi-statisch betrachtet werden. Ein erster erkennbarer Druckunterschied ergibt sich für das vorliegende untersuchte System bei Geschwindigkeiten ab etwa 50 mm/s, vergleiche Abbildung 5.2b. Mit zunehmender Druckstangengeschwindigkeit und damit dynamischerer Betätigung, stellt sich ein höherer Druckunterschied über die Messstrecke ein, wie in Abbildung 5.2c und 5.2d zu erkennen ist. Weiterhin ist in Abbildung 5.2d dargestellt, wie der Druck der Hinterradbremse aufgrund der größeren Induktivität der Leitung zunächst dem Vorderradbremsdruck hinterher eilt, um ihn dann wiederum zu überholen.

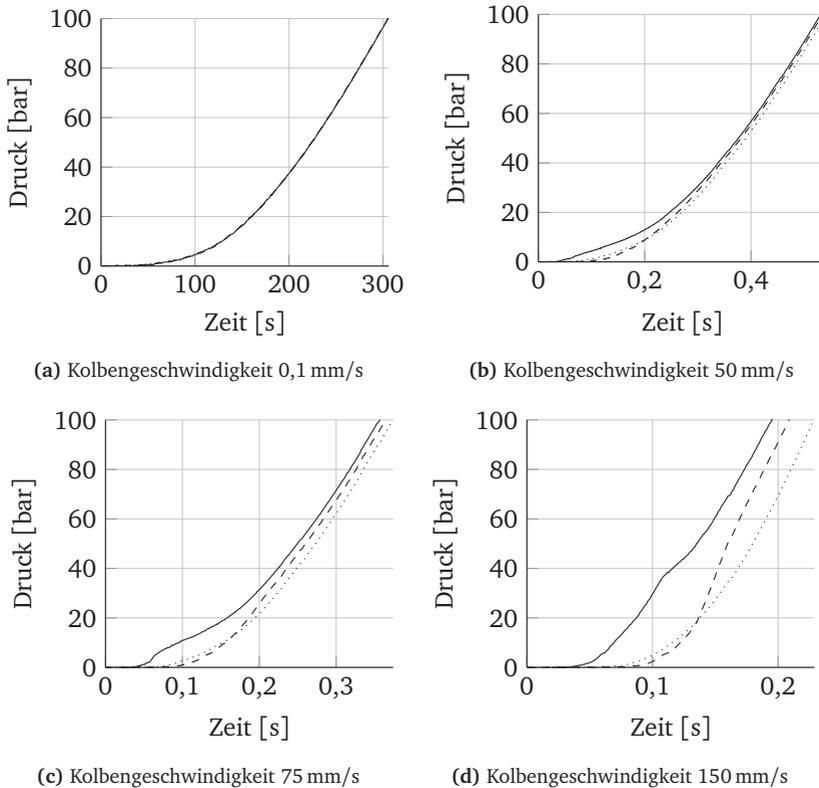


Abbildung 5.2.: Druck bei unterschiedlichen Kolbengeschwindigkeiten für THZ (—), rechtes Vorderrad (⋯⋯⋯) und linkes Hinterrad (- - -) [Rie16b]

Dies ist mit der deutlich steiferen pV-Charakteristik der Hinterradbremse zu erklären, da diese viel weniger Volumen benötigt, um den gleichen Druck wie die Vorderradbremse aufzubauen. Hierbei darf nicht vergessen werden, dass die Hinterradtrommelbremse auch weniger Bremsmoment bei gleichem Druck umsetzt als die Scheibenbremsen der Vorderachse. Was jedoch aufgrund des ebenfalls geringeren Bremsmomentbedarfs durch die dynamische Radlastverteilung sich wiederum relativiert. Darüber hinaus sei angemerkt, dass die Funktion für die elektronische Bremskraftverteilung (EBD) aufgrund des passiv betriebenen Hydroaggregats nicht aktiv ist. Durch diese Funktion

werden die Hinterräder durch teilweises Schließen des zugehörigen Einlassventils zusätzlich bedrosselt, um ein Überbremsen der Hinterachse zu vermeiden.

Beispielhaft sind in Abbildung 5.3 die Druckverluste für den in Abbildung 5.1 gezeigten Messaufbau für einen Bremskreis, rechtes Vorderrad und linkes Hinterrad, dargestellt. Der dp -Verlauf lässt sich in vier Phasen unterteilen. Zu Beginn in der ersten Phase der Bremsung gibt es keinen erkennbaren Druckanstieg im System, weshalb die dp -Verläufe zunächst null sind. Aufgrund der höheren Induktivität der längeren Leitung zur Hinterradbremse können zunächst höhere dp -Werte für die Messstrecke THZ-Hinterrad in Phase zwei beobachtet werden. Bei einem sehr dynamischen Verfahren des Kolbens ergibt sich ein Aufstauen vor dem Ventil, wodurch zunächst ein sehr starker dp -Anstieg verursacht wird, siehe Abbildung 5.3. [Rie16b]

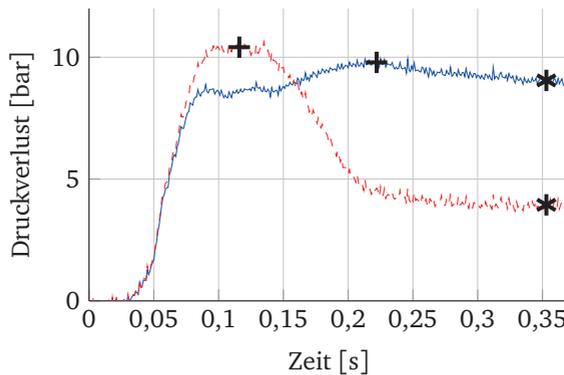


Abbildung 5.3.: Druckunterschied dp für eine Messung mit Verfahrensgeschwindigkeit 75 mm/s bei Raumtemperatur mit dp THZ-VR (—), dp THZ-HL (- - -), 100bar-THZ (*) und maximalem dp (+) [Rie16b]

In der dritten Phase stellt sich ein konstantes dp für die Verschiebung von Fluid in die Radbremsen ein. Diese Phase beginnt für beide Bremsen zu einem unterschiedlichen Zeitpunkt. Durch das geringere benötigte Volumen der Trommelbremse folgt der Radbremsdruck für die Hinterräder dem THZ-Druck deutlich schneller, wodurch sich ein Absinken des dp -Verlaufs ergibt.

Aufgrund der deutlich höheren Kapazität der Vorderradbremzen (Scheibenbremsen) stellt sich dort nach starkem Anstieg für den Zeitbereich, in dem das Fluid mit konstanter vom THZ aufgebrachter Geschwindigkeit strömt, ein konstanter Druckverlust dp über den gesamten Druckaufbau bis zum Erreichen des Blockierdruckniveaus ein. Dieser Zeitbereich mit konstantem dp nimmt mit zunehmender Geschwindigkeit aufgrund der endlichen Länge des THZ und der begrenzten Aufnahmekapazität der Bremssystemkomponenten ab. In der letzten Phase, welche nicht im Diagramm dargestellt ist, erreichen die Radbremsdrücke den THZ-Druck, weshalb die dp -Verläufe wieder null werden. Um das Grundrauschen zu reduzieren ist das ursprüngliche dp -Signal tiefpassgefiltert worden, was im Weiteren auch die Bestimmung von Maxima erleichtert. In Abbildung 5.3 ist darüber hinaus der $dp_{THZ,100}$ -Wert eingezeichnet, welcher die Abweichung der Radbremsdrücke zu diesem Zeitpunkt deutlich macht.

Für jede Temperatur und Geschwindigkeit wird die jeweilige Messung dreimal durchgeführt und die resultierenden Werte gemittelt. In Abbildung 5.4a ist der dp -Wert in Abhängigkeit von Kolbengeschwindigkeit und Temperatur dargestellt, der sich für einen Wert von 100 bar THZ-Druck im System ergibt. Für ein ideales System ohne Kompressibilität, Aufweitung und Druckverluste wäre dieser Wert gleich null. Für die Messungen bei Tieftemperatur und maximaler Druckstangengeschwindigkeit erreicht der Druck im THZ bereits 100 bar, wenn gerade ein erster Druckanstieg in der Vorderradbremse detektiert werden kann. Dieses Verhalten ergibt sich aufgrund der sehr hohen Viskosität der Bremsflüssigkeit, welche zu einem starken Anstieg der Reibung im Fluid und somit zu einer Verlangsamung des Flusses führt. Dieser Effekt ist stärker als der gleichzeitige Anstieg des Kompressionsmoduls der Flüssigkeit. Allgemein lässt sich ein $dp_{THZ,100}$ -Anstieg mit steigender Geschwindigkeit und abnehmender Temperatur feststellen. Es wird deutlich, dass gerade für Situationen, in denen ein schneller Druckaufbau gewünscht wird, der Druckunterschied stark zunimmt. Für die Vorderradbremse ergibt sich durchweg ein höherer dp -Wert bei Erreichen von 100 bar THZ-Druck als für die Hinterradbremse.

Darüber hinaus fällt eine leichte Abnahme des benötigten Kolbenweges mit sinkender Temperatur auf um den Zieldruck zu erreichen, was durch das ansteigende Kompressionsmodul der Flüssigkeit sowie einer Verhärtung der Gummibauteile erklärbar ist.

Durch die Anordnung der Bremsdrucksensoren ist es ebenfalls möglich, den Druckanstieg abschnittsweise von THZ bis nach dem Hydroaggregat und von dort zur Radbremse für beide Kreise zu analysieren (siehe Abbildung 5.4b). Ein Großteil des gemessenen Druckverlustes tritt über der Strecke von THZ bis nach dem Hydroaggregat auf. Dies kann durch die Ventile und Pumpenelemente erklärt werden, durch die das Fluid gelangen muss um zur Radbremse strömen zu können. Allerdings lässt sich hierbei nicht eindeutig zuordnen, ob dieser Druckverlust rein von den Strömungsverlusten im Hydroaggregat verursacht wird oder ob der Pfad nach dem Hydroaggregat selbst durch seine Volumenaufnahme den Druckaufbau verzögert und so zu einer dp-Erhöhung führt. Welcher Anteil der Druckverluste wirklich strömungsinduziert (durch Reibung und Strömungswiderstände) und welcher durch Aufweitungseffekte (Volumenverluste) auftritt, ist mit den hier gezeigten Messdaten nicht eindeutig bestimmbar.

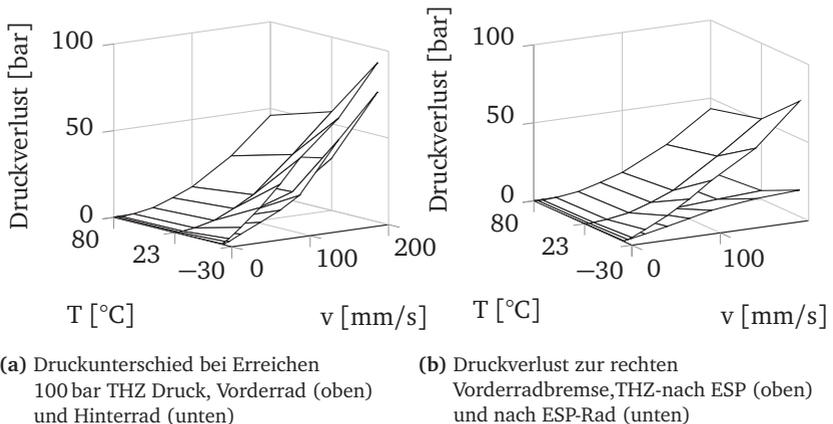


Abbildung 5.4.: Druckverluste für das untersuchte Bremssystem am Beispiel des Schwimmkreises für unterschiedliche Temperaturen und Verfahrensgeschwindigkeiten [Rie16b]

5.2. Volumenverluste

Volumenverluste treten aufgrund von Aufweitungseffekten und ungewünschter Volumenaufnahme der Einzelbauteile in der Wirkkette hydraulischer Systeme auf. Dieser Verlust muss im Bremssystem durch zusätzlichen Verfahrensweg des THZ ausgeglichen werden, um das letztlich benötigte effektive Wirkvolumen V_e^* in die Radbremsen zu verschieben.

Der volumetrische Wirkungsgrad η_{vol} für Pumpen wird anhand des theoretisch drucklos förderbaren Volumens V_{th} berechnet, welches sich direkt aus dem geometrischen Verdrängungsvolumen V_g berechnen lässt [Bau11]. Für den effektiven Volumenstrom Q_e einer Pumpe wird nur der Leckagevolumenstrom Q_L mitberücksichtigt, die Kompressibilität wird nach der Definition der CETOP (Comité Européen des Transmission Oléohydrauliques et Pneumatiques) nicht der Pumpe zugerechnet, womit sich der volumetrische Wirkungsgrad der Pumpe $\eta_{Vol,Pumpe}$ nach [Bau11] ergibt zu

$$\eta_{Vol,Pumpe} = \frac{Q_e}{Q_{th}} = \frac{Q_{th} - Q_L}{Q_{th}} = 1 - \frac{Q_L}{Q_{th}}. \quad (5.2)$$

Für die Übertragung des volumetrischen Wirkungsgrades auf das Bremssystem muss der effektive Volumenstrom Q_e angepasst werden. Die Verluste durch Leckage Q_L sind im Verhältnis zu den anderen Volumenverlusten für Bremssysteme vernachlässigbar gering. Leitungs- und Bauteilaufweitung $Q_{\Sigma,Aufweitung}$ haben den größten Anteil an den auftretenden Volumenverlusten, die Kompression der Fluidsäule Q_{Komp} spielt eine untergeordnete Rolle. Der angepasste effektive Volumenstrom Q_e^* ergibt sich daher zu

$$Q_e^* = Q_{th} - Q_L - Q_{Komp} - Q_{\Sigma,Aufweitung}, \quad (5.3)$$

woraus für den damit errechneten volumetrischen Wirkungsgrad des Bremssystems $\eta_{Vol,Bremssystem}$ folgt

$$\eta_{Vol,Bremssystem} = \frac{Q_e^*}{Q_{th}} = 1 - \frac{Q_L + Q_{Komp} + Q_{\Sigma,Aufweitung}}{Q_{th}}. \quad (5.4)$$

Dieser angepasste volumetrische Wirkungsgrad ist sowohl von der Temperatur als auch von der Betätigungsgeschwindigkeit und der damit verbundenen Dynamik des Druckaufbaus abhängig. Je nach Betriebstemperatur verändert sich das Aufweitungs- und Aufnahmeverhalten des Systems. Die Betätigungsgeschwindigkeit spielt in sofern eine Rolle, da bei langsamer Betätigung genug Zeit für die Aufweitung der Bauteile des Systems vorhanden ist, wohingegen bei dynamischerer Betätigung die Aufweitung aufgrund von Versteifungseffekten für bestimmte Bauteile nur eingeschränkt oder verzögert erfolgen kann.

Da die einzelnen Anteile der Fluidströme über der Zeit schwer bis gar nicht eindeutig auflösbar sind, wird die Gleichung über die benötigte Druckaufbaudauer t_{Aufbau} aufintegriert und in entsprechende Volumina überführt. Hierdurch lässt sich der über einen Bremsdruckaufbau gemittelte volumetrische Wirkungsgrad $\eta_{Vol,Bremssystem}$ bestimmen zu

$$\eta_{Vol,Bremssystem} = \frac{V_e^*}{V_{th}} = 1 - \frac{V_L + V_{Komp} + V_{\Sigma,Aufweitungen}}{V_{th}}. \quad (5.5)$$

Wobei V_e^* das effektiv in die Radbremsen verschobene Volumen darstellt und V_{th} das vom THZ theoretische geförderte Volumen

$$V_{th} = A_{THZ} \Delta s_{THZ}, \quad (5.6)$$

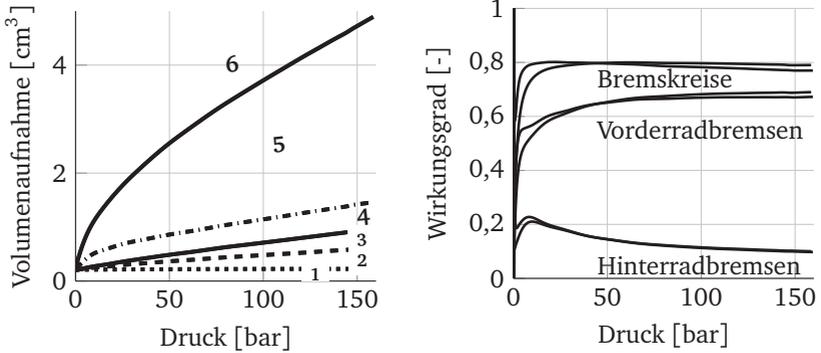
mit der THZ-Kolbenfläche A_{THZ} und dem Verfahrensweg Δs_{THZ} . Die Effekte durch Volumenverluste lassen sich durch quasi-statische Messungen isoliert betrachten, allerdings ist eine Aufschlüsselung der Verluste bei höherer Dynamik schwierig.

Um die Volumenverluste daher eindeutig bestimmen zu können, werden quasi-statische Messungen mit minimaler Verfahrensgeschwindigkeit durchgeführt, wodurch dynamische Effekte wie Reibung im Fluid ausgeschlossen werden können. Für die Bestimmung des quasi-statischen Volumenverlustes für das System werden die pV-Kurven für die Radbremsen, die Schläuche und den THZ ermittelt. Anhand der pV-Kurve des Gesamtsystems lässt sich daraus der zusätzlich benötigte Volumenbedarf ermitteln. Bei dynamischer Betätigung des Gesamtsystems kann sich die Volumenaufnahme etwas verschieben,

da beispielsweise die dynamische Steifigkeit aufgrund des viskoelastischen Verhaltens von Gummi von der statischen Steifigkeit abweicht.

In Abbildung 5.5a ist die Volumenaufnahme des Schwimmkreises mit einer Aufschlüsselung der Einzelkomponenten dargestellt. Die Volumenaufnahme des THZ entspricht der Volumenaufnahme der Pumpe bei Volumenförderung unter Gegendruck nach der in der Ölhydraulik üblichen Konvention. Die Volumenaufnahme des Hydroaggregats ist bauartbedingt in einer vernachlässigbaren Größenordnung. Es handelt sich hierbei um einen Metallblock mit Bohrungen. Bei der Erzeugung von 100 bar sind etwa 20% des verschobenen Volumens notwendig, um die Volumenaufnahme der Bauteile im hydraulischen Netzwerk zu kompensieren. Dieser Wert steigt über die Lebensdauer eines Bremssystems weiter an, da Bauteile wie Bremsschläuche aufgrund von Ermüdungserscheinungen an Steifigkeit verlieren. Die Vorderradbremse nimmt in diesem Punkt zirka 70% und die Hinterradbremse zirka 10% des vom THZ geförderten Volumens auf. Hier sei noch angemerkt, dass bei der Bestimmung der pV-Kurven ab Messbeginn ein Druckanstieg in der zu vermessenden Komponente detektiert werden konnte. Im realen System hingegen ergeben sich weitere Leerwege, welche zu einer Verschiebung und verzögertem Ansprechverhalten führen.

Der volumetrische Gesamtwirkungsgrad, also der Anteil des geförderten Volumens welcher in die Radbremsen fließt, bewegt sich für den quasi-statischen Fall für das untersuchte System bei Raumtemperatur in einem Bereich von 0,75 - 0,8. In Abbildung 5.5b ist dieser für die beiden Hinterrad- und Vorderradbremse, sowie für die beiden Bremskreise dargestellt. Für die Hinterradbremse liegt hierbei das Maximum gleich zu Beginn, da sie zu diesem Zeitpunkt im Verhältnis zur Vorderradbremse noch relativ viel Volumen aufnimmt. Weiterhin sind Aufweitungseffekte beispielsweise der Schläuche in diesem niedrigen Druckbereich noch sehr gering, nehmen bei gleichzeitig zunehmender Steifigkeit der Radbremse im weiteren Verlauf aber deutlich zu, wodurch das Absinken auf zirka 10% für Drücke über 100 bar erklärt werden kann. Die Vorderradbremse besitzt ein relativ lange gleichbleibendes Steifigkeitsverhalten, weshalb der Wert des effektiv eingehenden Volumens bei 65% des in den betrachteten Bremskreis geförderten Volumens ab 50 bar liegt.



(a) Volumenaufnahme der Einzelkomponenten im Schwimmkreis:
 1 THZ, 2 Schlauch hinten, 3 Schlauch vorne, 4 Hinterradbremse, 5 Vorderradbremse, 6 Gesamtvolumen Bremskreis

(b) Volumetrischer Wirkungsgrad der Radbremsen und Bremskreise

Abbildung 5.5.: Volumenaufnahme und volumetrischer Wirkungsgrad

5.3. Energieeffizienz und Energiebedarf

Eine weitere wichtige Charakteristik, welche im direkten Zusammenhang zu den vorher beschriebenen Druck- und Volumenverlusten steht, ist die Energieeffizienz des Bremssystems bzw. der Bremssystemarchitektur. Hier soll im Folgenden zunächst die Phase Druckaufbau näher betrachtet und anhand von Kenngrößen charakterisiert werden. Dieser Ansatz soll für unterschiedliche Architekturen hydraulischer Bremssysteme anwendbar sein, siehe Abbildung 5.6.

Der Wirkungsgrad ist allgemein definiert als das Verhältnis von Nutzarbeit bzw. -leistung zu zugeführter Arbeit bzw. Leistung

$$\eta = \frac{W_{aus}}{W_{ein}} = \frac{P_{aus}}{P_{ein}}. \quad (5.7)$$

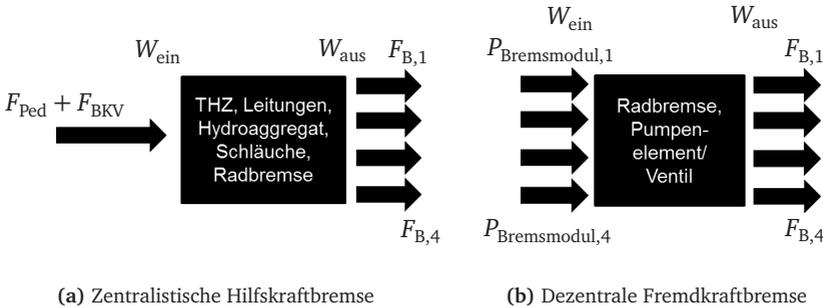


Abbildung 5.6.: Schematische Darstellung der Kraftübertragung für unterschiedliche hydraulische Bremssystemarchitekturen

Für ein Hilfskraftbremssystem ergibt sich die auf die Hydraulik wirkende Gesamtkraft, gemäß Abbildung 5.6a, aus der Pedalkraft F_{Ped} und der Hilfskraft durch den BKV F_{BKV} , wodurch sich die eingebrachte Energie W_{ein} entsprechend ergibt zu

$$W_{ein} = \int_{s_0}^{s_1} F_{Ped}(s) ds + \int_{t_0}^{t_1} P_{BKV}(t) dt, \quad (5.8)$$

wobei s_1 der entsprechende Weg ist, der in der Zeitdauer t_1 bis zum Erreichen eines bestimmten Zieldrucks bzw. Zielposition abgefahren wird. Die zugeführte Leistung für die Erzeugung der Hilfskraft F_{BKV} ist am Beispiel des elektromechanischen Bremskraftverstärkers, die von dessen Leistungselektronik von der Bordnetzbatte bezogene Leistung P_{BKV} mit dem Spannungs- und Stromverlauf U_{Bat} und I_{Bat} , entsprechend zu

$$P_{BKV}(t) = U_{Bat}(t) I_{Bat}(t). \quad (5.9)$$

Für eine Fremdkraftbremse mit ebenfalls zentralistischer Architektur entfällt die Pedalkraft F_{Ped} . Diese Art von Bremssystem ist eigentlich für einen Vergleich mit einer zentralen Fremdkraftbremse besser geeignet, da der konzeptbedingte Anteil der Fahrerfußkraft der Hilfskraftbremse die Energiebilanz zum Nachteil der Fremdkraftbremse beeinflusst. Um die Ergebnisse

auch für diese Art zukünftiger Systeme verwenden zu können, wird in diesem Abschnitt der Wirkungsgrad des hydraulischen Netzwerks beschrieben, welcher unabhängig von der Art (Hilfs- oder Fremdkraftbremse) ist, und rein die zentralistische Architektur beschreibt. Der Vergleich der unterschiedlichen Gesamtsysteme mit dem Gesamtwirkungsgrad erfolgt in Kapitel 6.5.3.

Die an den Radbremsen resultierende Nutzarbeit lässt sich aus der wirkenden Kolbenkraft $F_{Br,i}$ und dem Verfahrweg des Bremskolbens $s_{Bk,i}$ bestimmen zu

$$W_{aus} = \sum_{i=1}^{j=4} \int_{s_0}^{s_{Bk,i}} p_{Br,i} A_{Br,i} ds, \quad (5.10)$$

jedoch ist die Messung der Kraft an den Belägen sehr aufwändig und der Verfahrweg extrem gering und daher schwierig exakt zu sensieren. Daher wird als Alternative, welche sowohl in Messung als auch Simulation bestimmt werden kann, die hydraulische Leistung $P_{hydr} = p_{Br,i} Q_{Br,i}$ verwendet. Mit der hydraulischen Leistung kann die Nutzarbeit W_{aus} für die Radbremsen entsprechend berechnet werden zu

$$W_{aus} = \sum_{i=1}^{j=4} \int_{t_0}^{t_1} p_{Br,i} Q_{Br,i} dt. \quad (5.11)$$

Die Betrachtung des Systems nur bis zum Radzylindereingang wird hier als zulässig erachtet, da für diese Arbeit die Radbremse als solche unverändert bleibt und daher immer mit dem gleichen Anteil in die Betrachtung eingeht. Die Bestimmung des Flusses gestaltet sich in der Simulation einfach. Messtechnisch ist seine Bestimmung jedoch aufgrund der zum Teil sehr dynamischen Vorgänge mit kurzer Zeitdauer schwieriger. Die existierenden Volumenstrommesser weisen eine zu hohe Trägheit auf und würden außerdem das Strömungsverhalten sowie den Druckaufbau und -abbau verfälschen. Im Gegensatz dazu ist die Messung des Druckes am Rad mit wenig Aufwand einfach in den Messaufbau integrierbar, wodurch die Raddrücke leicht gemessen werden können. Daher werden die pV-Kennlinien der Radbremsen zu Hilfe genommen. Anhand dieser ist bei einem gemessenen Raddruck das zugehörige Volumen bekannt, wodurch bei Änderung des Raddrucks auch die Volumenänderung bestimmt werden kann, vergleiche Abbildung 5.7.

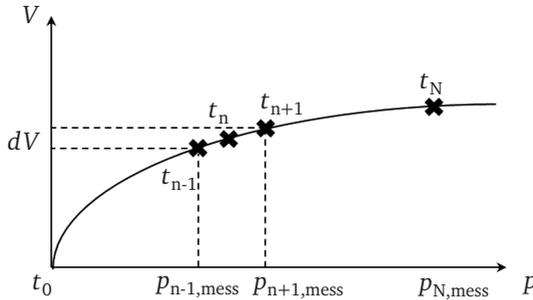


Abbildung 5.7.: Bestimmung des Volumenstroms aus gemessenen Radbremsdrücken und bekannter pV-Kennlinie

Dadurch ist es möglich, über die Bildung der Differenzen den mittleren Volumenstrom $\overline{Q_{Br,n,i}}$ für die i -te Radbremse über einen Zeitschritt n entsprechend

$$\overline{Q_{Br,n,i}} = \frac{dV}{dt} = \frac{V(p_{n+1}) - V(p_{n-1})}{t_{n+1} - t_{n-1}} \quad (5.12)$$

zu bestimmen.

Die Nutzarbeit W_{aus} ergibt sich mit dem gemittelten Druck $\overline{p_{Br,n,i}}$ dadurch zu

$$W_{aus} = \sum_{i=1}^{j=4} \sum_{n=1}^N \overline{p_{Br,n,i}} \overline{Q_{Br,n,i}} \quad (5.13)$$

Für den Gesamtwirkungsgrad eines Hilfskraftbremssystems $\eta_{ges,zentral}$ folgt damit unter Verwendung der numerischen Integration

$$\eta_{ges,zentral} = \frac{W_{aus}}{W_{ein}} = \frac{\sum_{i=1}^{j=4} \sum_{n=1}^N \overline{p_{Br,n,i}} \overline{Q_{Br,n,i}}}{\sum_{n=1}^N F_{Ped,n} \Delta s_{Ped,n} + \sum_{n=1}^N P_{BKV,n} \Delta t_n}, \quad (5.14)$$

wobei hier der Wirkungsgrad für jeden Schritt n berechnet wird.

Für ein Fremdkraftbremssystem entfällt die Pedalkraft F_{Ped} . Für eine dezentrale radweise Druckerzeugung ergibt sich die eingebrachte Arbeit W_{ein} zu

$$W_{ein} = \sum_{i=1}^{j=4} \int_{t_0}^{t_1} P_{Bremsmodul,i}(t) dt, \quad (5.15)$$

wobei $P_{Bremsmodul}$ die von einem Modul aufgenommene Leistung darstellt. Entsprechend ergibt sich analog zu Gleichung (5.14) für den Gesamtwirkungsgrad eines dezentralen Fremdkraftbremssystems

$$\eta_{ges,dezentral} = \frac{\sum_{i=1}^{j=4} \eta_i}{4} = \frac{\sum_{i=1}^{j=4} \sum_{n=1}^N \overline{P_{Br,n,i}} \overline{Q_{Br,n,i}}}{\sum_{i=1}^{j=4} \sum_{n=1}^N P_{Bremsmodul,n,i} \Delta t_n}. \quad (5.16)$$

Der in Gleichung (5.14) und (5.16) beschriebene Gesamtwirkungsgrad η_{ges} kann in einen hydraulischen η_{hydr} und einen elektromechanischen η_{elmech} Wirkungsgrad unterteilt werden. Für den hydraulischen Wirkungsgrad ergibt sich die eingebrachte hydraulische Leistung $P_{ein,THZ}$ in Form des vom THZ bzw. der Pumpe geförderten Volumenstroms zu

$$P_{ein,THZ} = Q_{th,THZ} p_{THZ} = A_{THZ} v_{Kolben,THZ} p_{THZ}, \quad (5.17)$$

mit dem theoretisch durch den THZ geförderten Volumenstrom $Q_{th,THZ}$ bei einem Druck am Erzeugungsort p_{THZ} . Für die Pumpen der Bremsmodule der dezentralen Architektur ergibt sich die zugeführte Leistung $P_{ein,Pumpe,i}$, unter der Annahme $Q_L = 0$, zu

$$P_{ein,Pumpe,i} = p_i Q_{Pumpe,i}. \quad (5.18)$$

Eingesetzt in Gleichung (5.7) ergibt sich mit Gleichung (5.13) als nutzbare Leistung an der Radbremse der hydraulische Wirkungsgrad für ein Hilfskraftbremssystem $\eta_{hydr,zentral}$ entsprechend zu

$$\eta_{hydr,zentral} = \frac{\sum_{i=1}^{j=4} \sum_{n=1}^N \overline{P_{Br,n,i}} \overline{Q_{Br,n,i}}}{\sum_{n=1}^N A_{THZ} v_{Kolben,THZ,n} p_{THZ,n}}, \quad (5.19)$$

und für die dezentrale hydraulische Fremdkraftbremse mit Gleichung (5.18) zu

$$\eta_{hydr,dezentral} = \frac{\sum_{i=1}^{j=4} \sum_{n=1}^N \overline{P_{Br,n,i}} \overline{Q_{Br,n,i}}}{\sum_{i=1}^{j=4} \sum_{n=1}^N P_{n,i} Q_{Pumpe,n,i}} \quad (5.20)$$

Für die Betrachtung eines Einzelkreises mit zwei Radbremsen muss der THZ-Volumenstrom entsprechend halbiert bzw. je ein Vorder- und ein Hinterradmodul ausgewertet werden.

Für die konventionelle zentrale hydraulische Bremssystemarchitektur ist der hydraulische Wirkungsgrad für den Druckaufbau bei direkter Betätigung ohne Bremskraftverstärker mit unterschiedlichen Zieldrücken in Abbildung 5.8 dargestellt. Der gezeigte hydraulische Wirkungsgrad η_{hydr} stellt hier-

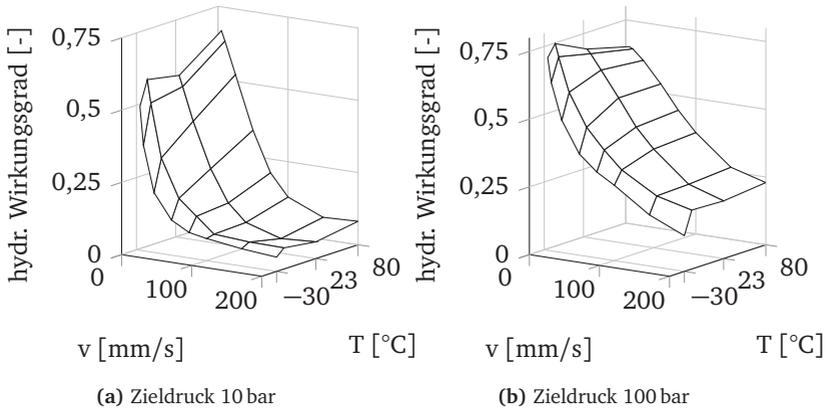


Abbildung 5.8.: Hydraulischer Wirkungsgrad für Druckaufbau bei unterschiedlichen Temperaturen und Druckstangengeschwindigkeiten (THZ)

bei eine Überlagerung des volumetrischen Wirkungsgrades $\eta_{Vol,Bremssystem}$ (vgl. Kapitel 5.2), welcher primär druckabhängig ist und des strömungsinduzierten Wirkungsgrades $\eta_{Strömung}$, der wiederum von der Strömungsgeschwindigkeit abhängig ist, dar. Der in Abbildung 5.8 gezeigte hydraulische Wirkungsgrad würde bei einer Druckstangengeschwindigkeit von nahezu null (quasi-statische Messung) und Raumtemperatur dem volumetrischen Wirkungsgrad bei dem entsprechenden Druck, wie in Abbildung 5.5b dargestellt, entsprechen. Die Verschiebung lässt sich durch die Leerwege im

System erklären, welche gerade für niedrige Zieldrücke noch dominanter in die Gesamtwirkungsgradbilanz eingehen. Daher ist entgegen dem volumetrischen Wirkungsgradverlauf die Abweichung hier größer. Der hydraulische Wirkungsgrad η_{hydr} ist somit sowohl vom Fluss als auch vom Druck abhängig

$$\eta_{hydr} = f(\eta_{Strömung}(Q), \eta_{Vol, Bremsystem}(p)). \quad (5.21)$$

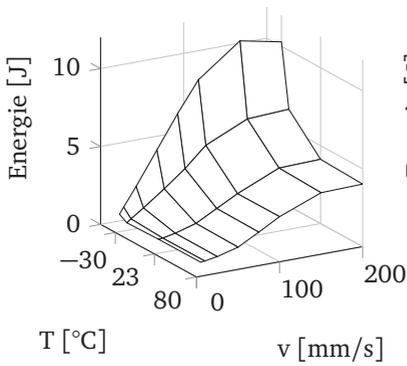
Die zuvor definierten Wirkungsgrade können nur für die Bestimmung der Effizienz des Druckaufbaus verwendet werden. Sie geben nur Aufschluss darüber, wie eine Eingangsenergie im System relativ für die Umwandlung in Druck umgesetzt wird, jedoch keinen Anhalt wie viel Energie insgesamt benötigt wird. Daher wird neben dem Wirkungsgrad auch die benötigte mittlere Leistung bzw. der Energiebedarf für den Aufbau unterschiedlicher Zieldrücke bei variierender Dynamik betrachtet, wie in Abbildung 5.9 dargestellt. Dies entspricht der Energie, die am Ausgang des BKV zusammen mit der überlagerten Fahrerfußkraft dem System zugeführt werden muss.

Die zugehörige benötigte mittlere Leistung, die von der Druckerzeugungseinheit im Mittel über den Bremsvorgang in das hydraulische Netzwerk eingespeist werden muss, ist ebenfalls in Abbildung 5.9 dargestellt.

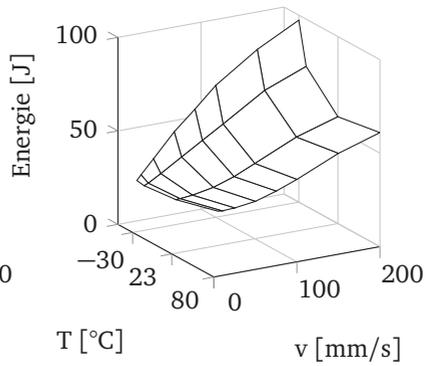
Für 100 bar Zieldruck und Raumtemperatur beträgt die maximale hydraulische Leistung 250 W.

Für die Betrachtung des gesamten Bremssystems muss die Wirkungsgradkette noch um den elektromechanischen Wirkungsgrad η_{elmech} erweitert werden, welcher die Umsetzung der vom Bordnetz benötigten Energie durch die Leistungselektronik sowie den elektromechanischen Bremskraftverstärker bzw. die Motor-Pumpen-Kombination beschreibt. Für ein Bremssystem mit zentraler Druckerzeugung mithilfe eines elektromechanischen Bremskraftverstärkers ergibt sich dieser zu

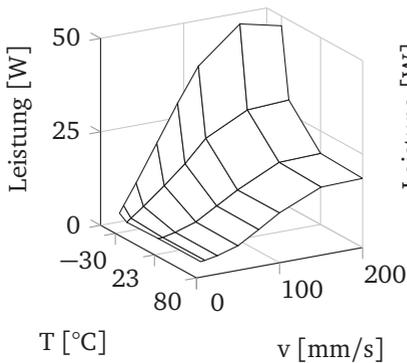
$$\eta_{elmech,zentral} = \frac{\sum_{n=1}^N F_{BKV,Ausgang,n} \Delta s_{Ausgangsstange,n}}{\sum_{n=1}^N F_{Ped,n} \Delta s_{Ped,n} + \sum_{n=1}^N P_{BKV,n} \Delta t_n}. \quad (5.22)$$



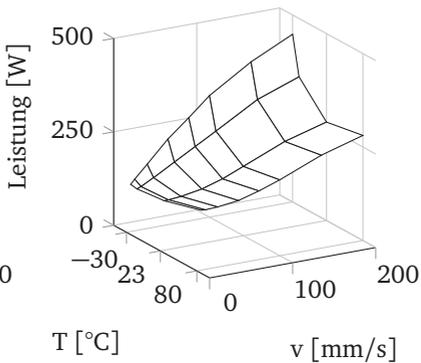
(a) Hydraulische Energie um 10 bar Radbremsdruck aufzubauen



(b) Hydraulische Energie um 100 bar Radbremsdruck aufzubauen



(c) Mittlere hydraulische Leistung für 10 bar Radbremsdruck



(d) Mittlere hydraulische Leistung für 100 bar Radbremsdruck

Abbildung 5.9.: Hydraulischer Energie- und Leistungsbedarf für unterschiedliche Zieldrücke bei verschiedenen Temperaturen und Druckstangengeschwindigkeiten (THZ)

In diesem sind neben den elektrischen Verlusten auch die mechanischen Verluste, beispielsweise durch das Getriebe des elektromechanischen Bremskraftverstärkers für die Wandlung von Rotation in Translation, enthalten. Für die dezentrale hydraulische Fremdkraftbremse ergibt sich der elektromechanische Wirkungsgrad, welcher unter anderem die Reibung der Motor-Pumpen Kombination beinhaltet zu

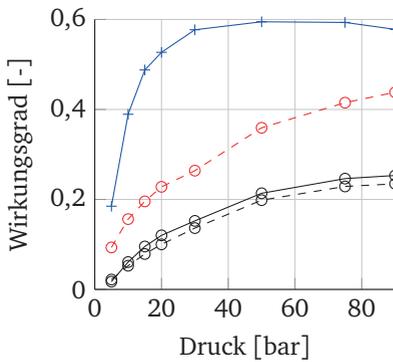
$$\eta_{elmech,dezentral} = \frac{\sum_{i=1}^{j=4} \sum_{n=1}^N M_{Bremsmodul,i,n} \Delta \omega_{Motorwelle,i,n} \Delta t_n}{\sum_{i=1}^{j=4} \sum_{n=1}^N P_{Bremsmodul,i,n} \Delta t_n}. \quad (5.23)$$

Hierdurch lässt sich der Gesamtwirkungsgrad der Systeme für den Druckaufbau mit Gleichung (5.16) und (5.14) bestimmen, welcher sich entsprechend aus

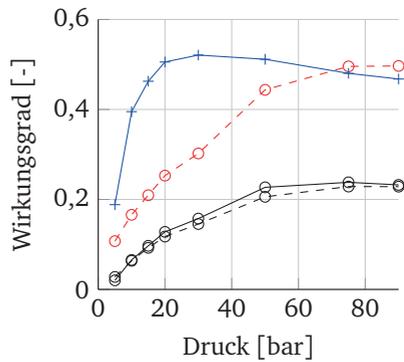
$$\eta_{ges,zentral,elhyd} = \eta_{elmech} \eta_{hydr} \quad (5.24)$$

zusammensetzt. Ergebnisse für den elektromechanischen und den Gesamtwirkungsgrad für unterschiedliche Druckaufbaudauern und Zieldrücke sind in Abbildung 5.10 dargestellt. Es fällt auf, dass der Gesamtwirkungsgrad des konventionellen Systems für Drücke ≤ 20 bar im Bereich um 10% und darunter liegt. In diesem Betriebsbereich finden allerdings über 90% der Bremsungen statt. In Abbildung 5.10 ist sowohl der direkt aus der Gesamtenergiebilanz bestimmte Gesamtwirkungsgrad gemäß Gleichung (5.14) als auch der aus den beiden Teilwirkungsgraden durch Multiplikation ermittelte Wirkungsgrad nach Gleichung (5.24) dargestellt, wie bereits in Kapitel 5.3 beschrieben. Theoretisch müssten diese identisch sein. Jedoch weisen sie zum Teil kleine Unterschiede auf ($< 2\%$).

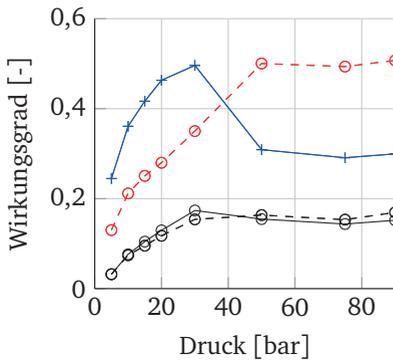
Tendenziell liegt der aus den beiden Einzelwirkungsgraden ermittelte meist leicht über dem aus der Gesamtenergiebilanz bestimmten Wirkungsgrad. Der hydraulische Wirkungsgrad erreicht aufgrund seiner starken Abhängigkeit von der Dynamik sein Maximum für die undynamischste Messreihe mit 1 s und 0,7 s Druckaufbaudauer. Mit abnehmender Druckaufbaudauer und steigenden Zieldrücken steigt er, vergleiche Abbildung 5.10c und 5.10b.



(a) Druckaufbaudauer: 5-30 bar 1 s und 50-90 bar 0,7 s



(b) Druckaufbaudauer: 5-30 bar 0,7 s und 50-90 bar 0,5 s



(c) Druckaufbaudauer: 5-30 bar 0,5 s und 50-90 bar 0,35 s

Abbildung 5.10.: Wirkungsgrade für Druckaufbau für unterschiedliche Zieldrücke, elektromechanischer Wirkungsgrad (—○—), hydraulischer Wirkungsgrad (—+—), Gesamtwirkungsgrad (—○—) und aus Teilwirkungsgraden ermittelter Gesamtwirkungsgrad (—○—)

Der elektromechanische Wirkungsgrad steigt mit zunehmender Dynamik leicht an. Allerdings überwiegt für sehr dynamische Bremsungen der Einbruch des hydraulischen Wirkungsgrades diesen, weshalb der Gesamtwirkungsgrad trotzdem leicht absinkt, wie in Abbildung 5.10c dargestellt ist.

Darüber hinaus ist in Phasen, in denen der Druck bzw. die Kraft bei einem konstanten Wert gehalten wird, der Wirkungsgrad per Definition null. Dies liegt daran, dass in solchen Phasen der hydraulische Fluss zu null wird, wodurch die hydraulische Nutzleistung ebenfalls verschwindet. Da jedoch im Betrieb eines Bremssystems neben Druckaufbau- auch Druckhalte- und Druckabbauphasen üblich sind, wird hier, neben dem Wirkungsgrad für die Bewertung der Energieeffizienz eines Systems, die mittlere Leistung \overline{P}_{ges} bzw. benötigte Gesamtenergie $W_{\Sigma,ges}$ für das jeweilige Manöver bzw. Fahrzyklus mit Gesamtdauer t_{ges} verwendet

$$\overline{P}_{ges} = \frac{W_{\Sigma,ges}}{t_{ges}} = \frac{W_{Druckaufbau} + W_{Druckhalten} + W_{Druckabbau}}{t_{Druckaufbau} + t_{Druckhalten} + t_{Druckabbau}}. \quad (5.25)$$

Ein Teil der für den Druckaufbau benötigten Energie wird für das Vorspannen der Federelemente, welche eine sichere Rückstellung gewährleisten, eingesetzt und senkt somit den Wirkungsgrad beim Druckaufbau. Da dadurch jedoch potentielle Energie im System aufgebaut wird, wirkt sich diese positiv für den Druckabbau aus, weshalb die ganzheitliche Betrachtung des Bremsvorgangs wichtig ist.

In Abbildung 5.11 sind der Energie- und Leistungsbedarf für die Druckaufbaureihen mit unterschiedlicher Druckaufbauzeit dargestellt. Um ein bestimmtes Druckniveau zu erreichen, ist unter der Voraussetzung, dass keine Energieverluste im System auftreten, für dasselbe hydraulische System immer der gleiche Energieaufwand notwendig. Die Unterschiede in Abbildung 5.11a für die Messungen mit 0,35 s bis Zieldruckerreichung zeigen hier leichte Abweichungen, da hier innere Verluste über die Drossel sich auf die Gesamtenergiebilanz auswirken. Der Leistungsbedarf steigt entsprechend mit der Dynamik im Verhältnis reziprok zur Zeitdauer. Die Energie- und Leistungswerte werden betrachtet, da der Wirkungsgrad alleine nur eine Aussage über die relative Umsetzung der Energien bzw. Leistung gibt.

Für die Bewertung technischer Systeme ist jedoch die absolut benötigte Energie bzw. Leistung auch ausschlaggebend.

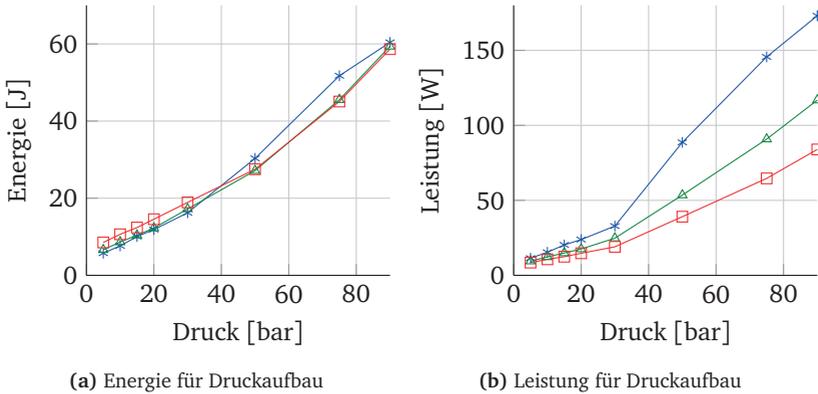


Abbildung 5.11.: Energie- und Leistungsbedarf für unterschiedliche Druckaufbauzeiten und Zieldrücke, Messreihe mit 1 s für 0-30 bar und 0,7 s für 50-90 bar (—□—), Messreihe mit 0,7 s für 0-30 bar und 0,5 s für 50-90 bar (—△—) und Messreihe mit 0,5 s für 0-30 bar und 0,35 s für 50-90 bar (—*—)

Ein weiterer interessanter Wert für den Vergleich von Bremssystemen, der sowohl Aufschluss über deren Energiebedarf als auch deren Effizienz für einen bestimmten Druckaufbau gibt, ist die mittels des Zielmanöverdrucks p_{ziel} normalisierte benötigte Energie bzw. Leistung, welche die komplette Wirkungsgradkette beinhaltet, also neben dem hydraulischen auch den mechanischen Anteil. Die normalisierte benötigte Energie w_p bzw. Leistung p_p ergibt sich zu

$$w_p = \frac{W_{ges}}{p_{ziel}} \text{ bzw. } p_p = \frac{P_{ges}}{p_{ziel}}, \text{ Einheit } \left[\frac{J}{bar} \right] \text{ bzw. } \left[\frac{W}{bar} \right]. \quad (5.26)$$

In Abbildung 5.12 sind diese dargestellt. Es fällt auf, dass speziell für niedrige Drücke viel Energie mit dem konventionellen System benötigt wird. Darüber hinaus ist wiederum der deutliche Anstieg der benötigten Leistung bei Erhöhung der Dynamik in Abbildung 5.12b erkennbar, welcher mit den hierdurch zunehmenden Drosselverlusten zu erklären ist.

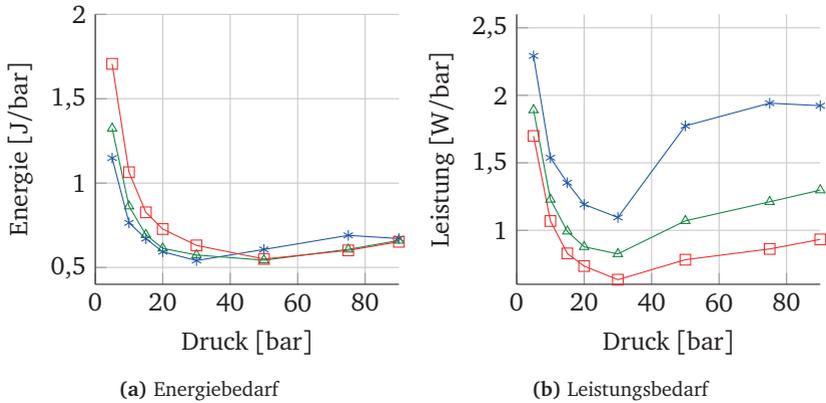


Abbildung 5.12.: Energie- und Leistungsbedarf für unterschiedliche Druckaufbauzeiten und Zieldrücke, Messreihe mit 1 s für 0-30 bar und 0,7 s für 50-90 bar (\square), Messreihe mit 0,7 s für 0-30 bar und 0,5 s für 50-90 bar (\triangle) und Messreihe mit 0,5 s für 0-30 bar und 0,35 s für 50-90 bar (\ast)

5.4. Druckaufbaudynamik

Die Druckaufbaudynamik gibt speziell für Notbremssituationen Aufschluss darüber, wie schnell ein System in der Lage ist, einen bestimmten Druck aufzubauen und erlaubt somit die Bewertung der Leistungsfähigkeit und indirekt auch der Sicherheit des betrachteten Systems. Es sei jedoch angemerkt, dass neben einem schnellen Druckaufbau auch die Modulation des Bremsdrucks für eine effiziente Abbremsung wichtig ist.

Definition und Zielwerte

Für die Druckaufbaudynamik wird als Referenzwert der Druck verwendet, welcher benötigt wird, um das Rad zu blockieren [Bre12]. Allerdings ist die Messstelle, an der dieser Druck im System erfasst wird, nicht durch eine Norm festgeschrieben. Darüber hinaus wird in der Regel zur Bestimmung dieses Wertes kein Fading, keine starke Vorerhitzung, oder andere Einflüsse mit berücksichtigt. Für konventionelle Radbremsanlagen liegt das Druckniveau

für die Bestimmung typischerweise um 100 bar. Für Fahrzeuge aus dem A-Segment, wie das hier betrachtete Zielfahrzeug, liegt es etwas über 90 bar. Für die Benennung der Zeitdauer bis zum Erreichen des Blockierdrucks hat sich der Begriff Time To Lock (TTL) durchgesetzt. Diese resultierende Zeitdauer t_{TTL} lässt sich bestimmen aus der Differenz der Zeitdauer von der Einleitung der Bremsung $t_{Bremsung,start}$ bis zum Erreichen des Blockierdrucks $t_{blockier}$ zu

$$t_{TTL} = t_{blockier} - t_{Bremsung,start} \quad (5.27)$$

und wird typischerweise in Millisekunden angegeben. Für Systeme nach Stand der Technik liegt diese Zeitspanne bei etwa 200-500 ms. Mit aktuellen Systemen werden bereits teilweise Werte kleiner 200 ms erreicht. Das Erreichen einer bestimmten TTL ist notwendig, um nach den NCAP-Regularien bei der jeweiligen Fahrzeugbewertung volle Punktzahl zu erhalten. Außer der Zeitdauer kann auch der Gradient des Druckauf- bzw. -abbaus für die Bewertung der Leistungsfähigkeit des Systems herangezogen werden. Für den Druckaufbau werden als Zielwert 750 bar/s von [Bre12] angegeben, was hier jedoch als sehr ambitioniert erachtet wird.

Die Druckaufbaudynamik steht in direktem Zusammenhang mit den zuvor in Kapitel 5.1 und Kapitel 5.2 beschriebenen Druck- und Volumenverlusten. Beide wirken sich auf die benötigte Zeitdauer t_{TTL} bzw. den Druckgradienten dp aus. Die Volumenverluste verursachen einen zusätzlich benötigten Volumenstrom, für dessen Förderung zusätzliche Zeit benötigt wird und die Druckverluste verursachen ein Absinken des Drucks durch hydraulische Widerstände, welche auch wiederum durch zusätzlichen Verfahrensweg des THZ ausgeglichen werden müssen.

Die folgenden Messungen sind für eine bessere Übertragbarkeit der Ergebnisse, z.B. auf zentrale Fremdkraftbremssysteme, ohne BKV aufgenommen worden. In Abbildung 5.13 ist ein dynamischer Druckaufbau dargestellt sowie die charakteristische Zeit bis zum Erreichen des Blockierdrucks (TTL) im THZ und den Radbremsen eingezeichnet. Hierbei wird als Beginn der Bremsung das Verfahren der Druckstange und als Messstelle für den Zieldruck der Hauptbremszylinder gewählt. Es fällt auf, dass bei Erreichen des Blockierdrucks im THZ die beiden Raddrücke noch deutlich geringere Werte

aufweisen. Es sei angemerkt, dass aufgrund des passiv betriebenen Hydroaggregats keine elektronische Bremskraftverteilung (EBD) aktiv ist, weshalb die eigentliche Bedrosselung und damit verbundene Reduzierung des Rad-drucks an der Hinterachse nicht stattfinden kann. Diese wird im Vollsystem eingesetzt, um ein Überbremsen der Hinterachse zu vermeiden. In der vorlie-

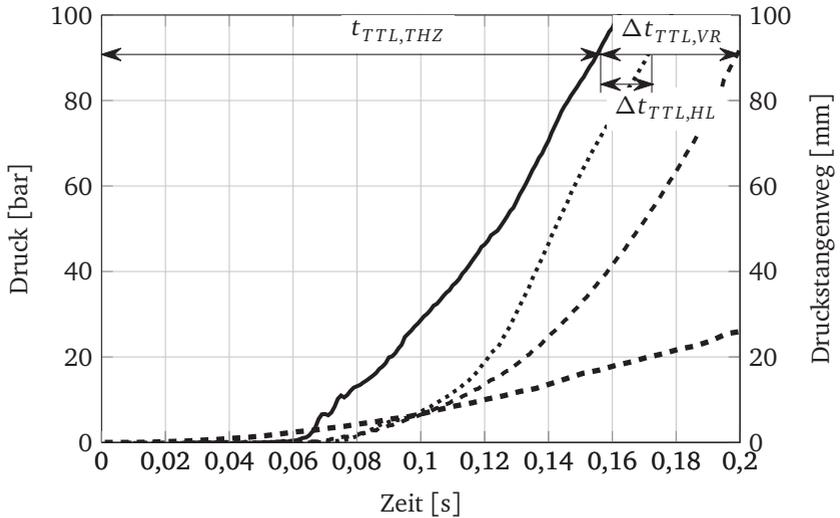


Abbildung 5.13.: Definition Durchlaufzeit und Zeitverzug bei hoher Druckstangengeschwindigkeit: Druckstangenweg [mm] (▪▪▪), Druckverlauf THZ (—), rechtes Vorderrad (- - -), linkes Hinterrad (⋯⋯⋯)

genden Arbeit liegt der Fokus speziell auf den Einflüssen der Architektur des hydraulischen Netzwerkes, auf die Übertragung der Kräfte. Um die Effizienz des Systems in Bezug auf die Dynamik beschreiben zu können, wird im Weiteren neben der Betrachtung der absoluten TTL-Dauer auch der relative Unterschied zwischen Erreichen des Blockierdrucks im THZ $t_{blockier,THZ}$ zu dem jeweiligen Rad $t_{blockier,Rad}$ mit untersucht, welcher sich ergibt zu

$$\Delta t_{TTL} = t_{blockier,Rad} - t_{blockier,THZ} \quad (5.28)$$

Für den in Abbildung 5.13 gezeigten Fall, erreicht das rechte Vorderrad den Blockierdruck im Vergleich zum THZ Druck erst etwa $\Delta t_{TTL,VR} = 40$ ms später. Aufgrund der stark gesunkenen TTL-Zeiten für Bremssysteme ergibt sich hier ein Unterschied je nach Messstelle von zirka 25%. Dies zeigt, dass gerade für die Vergleichbarkeit zukünftiger hochdynamischer Systeme die genaue Festlegung der Messstelle wichtig ist. Hier wird für die weitere Betrachtung der jeweilige Raddruck als Zielmessstelle zur Bestimmung der Druckaufbaudynamik verwendet.

In Abbildung 5.14 ist die Dauer bis zum Erreichen des Blockierdrucks über den für Bremssysteme relevanten Geschwindigkeits- und Temperaturbereich aufgetragen. Hierbei werden nur Werte kleiner 500 ms dargestellt, da dieser Wert typischerweise die Obergrenze aktuell im Fahrzeug verbauter Systeme, vornehmlich mit Unterdruckbremskraftverstärker, im Notbremsfall darstellt. Aus dem Verlauf der Fläche lässt sich erkennen, dass mit zunehmender Druckstangengeschwindigkeit des THZ-Plungers die TTL für die gezeigte Vorderradbremse in eine asymptotische Sättigung um 200 ms läuft. Auch bei weiterer Erhöhung der Druckstangengeschwindigkeit deutet sich aufgrund der Übertragungszeit des eingesetzten hydraulischen Netzwerks an, dass Werte unter 150 ms mit der bestehenden Architektur kaum erreicht werden können. Es sei angemerkt, dass die für Niedertemperatur niedrigeren TTL-Werte aufgrund der Zunahme der Steifigkeit des Fluids nur erreicht werden können, weil der verwendete Aktuator hier deutlich leistungsfähiger als die im Fahrzeug eingesetzten Bremskraftverstärker ist.

In Abbildung 5.15 ist der relative Zeitunterschied Δt_{TTL} für das rechte Vorderrad und linke Hinterrad, welche einen Bremskreis bilden, über der Temperatur und der Druckstangengeschwindigkeit aufgetragen. Bei Raumtemperatur ergibt sich für die Vorderradbremse ein maximaler Wert von ca. 45 ms und für die Hinterradbremse von ca. 20 ms. Der unerwartet geringe Wert für die Hinterradbremse lässt sich wiederum durch die pV-Charakteristik und dem damit deutlich steiferen Verhalten der bei Kleinfahrzeugen eingesetzten Trommelbremse erklären.

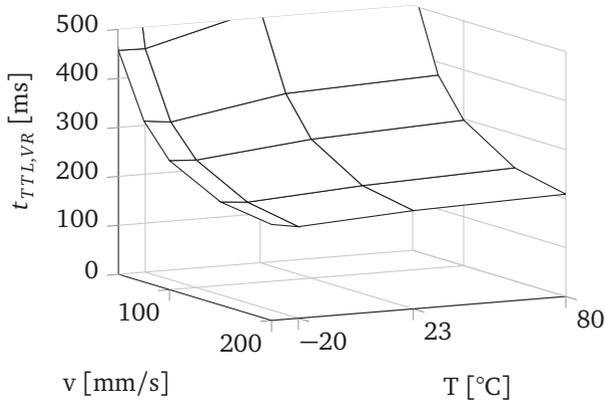


Abbildung 5.14.: Zeit bis zum Erreichen des Blockierdruckniveaus an der Vorderradbremse $t_{TTL,VR}$ [Rie16b]

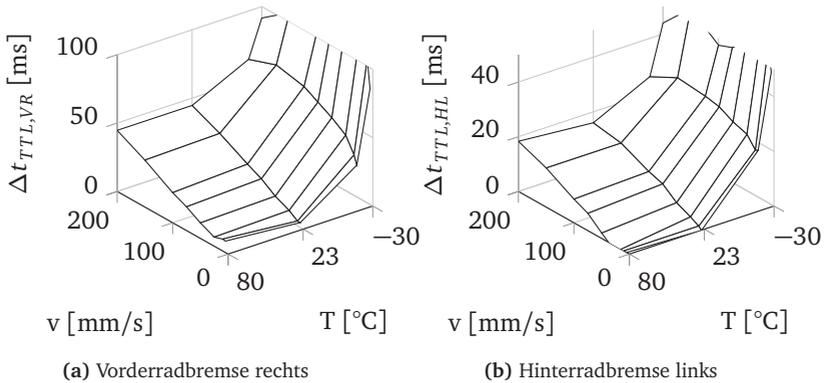
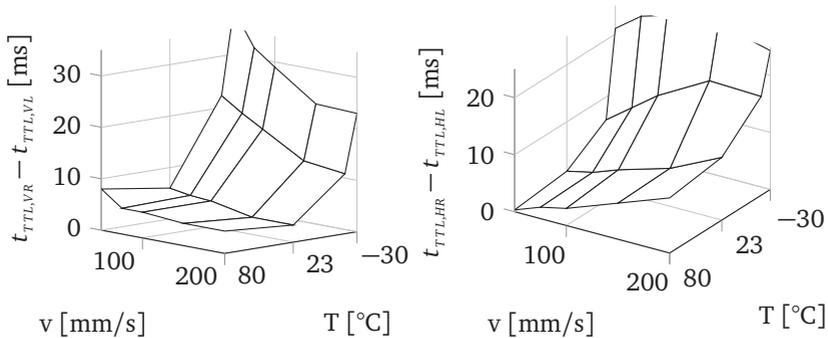


Abbildung 5.15.: Zeitverzug Δt_{TTL} zwischen THZ und Radbremse bei Erreichen des Blockierdrucks von 100 bar im THZ

Anhand der Messreihe mit Drucksensoren an allen Radbremsen kann der Unterschied zwischen den einzelnen Rädern mit gleichartiger Radbremse genauer untersucht werden. Hierfür ist in Abbildung 5.16 die Differenz des Zeitverzugs bis zum Erreichen des Blockierdrucks für die Vorder- und Hinterradbremsen dargestellt. Da der Druckaufbau ausreichend dynamisch sein muss, wird nur der Wertebereich ab 50 mm/s betrachtet, bei welchem für

die absolute TTL Werte kleiner 500 ms erzielt werden. Für den gesamten Messbereich liegt, wie in Abbildung 5.16a zu sehen, der Zeitverzug für das vordere rechte Rad über dem vorderen linken Rad, was sich durch die längeren Leitungswege erklären lässt. Für Raum- und Hochtemperatur liegen die Unterschiede im einstelligen Millisekunden Bereich, erst für Tiefsttemperatur werden Werte über 20 ms erreicht. Auch die weiter entfernte rechte Hinteradbremsen weist durchgängig höhere Werte auf, vergleiche Abbildung 5.16b. Auffällig ist hierbei, dass die Differenz der Zeitwerte tendenziell mit steigender Geschwindigkeit ansteigt, wohingegen für die Vorderradbremse diese tendenziell leicht abnehmen. Auch hier werden erst bei Tiefsttemperatur durchgängig Unterschiede über 20 ms erreicht.



(a) Differenz Zeitverzug der Vorderradbremsen (rechte-linke)

(b) Differenz Zeitverzug der Hinterradbremsen (rechte-linke)

Abbildung 5.16.: Differenz Zeitverzug der t_{TTL} Werte zwischen den Radbremsen der jeweiligen Achse bei Erreichen des Blockierdrucks von 100 bar im THZ

5.5. Druckabbaudynamik

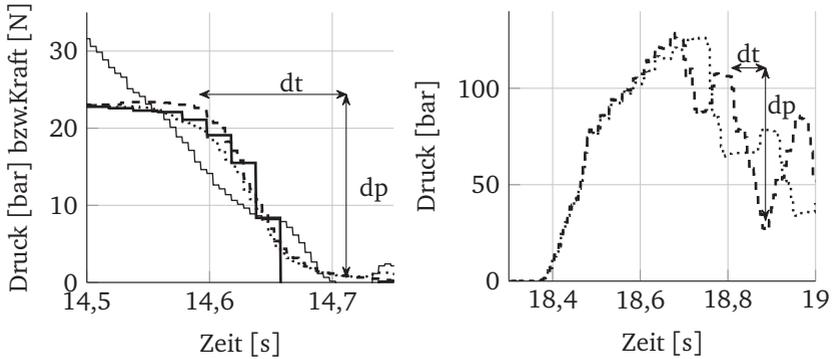
Die letzte Phase, die neben Druckaufbau und Druckhalten bei hydraulischen Bremssystemen, eine wichtige Rolle spielt, ist der Druckabbau. Ein dynamischer Druckabbau ermöglicht beispielsweise eine effiziente Umsetzung von Sicherheitsfunktionen wie ABS.

Weiterhin ist der Druckabbau im Normalbetrieb unter ein bestimmtes Druckniveau erstrebenswert, um nach einem abgeschlossenen Bremsvorgang ein möglichst geringes Restbremsmoment zu erreichen. Dadurch geht weniger Antriebsenergie in unerwünschtes Restreibbremsen aufgrund noch leicht anliegender Bremsbeläge verloren. In dieser Phase wird die zuvor aufgebaute potentielle Energie in Form von vorgespannten Elastizitäten im Bremssystem und der Fluidsäule für die Rückstellung des Systems verwendet. Ein mögliches Bewertungskriterium für die Güte des Bremsdruckabbaus eines hydraulischen Bremssystems ist der Gradient des Druckabbaus $\dot{p}_{\text{Druckabbau}}$. Dieser ergibt sich aus der Zeitdauer $t_{p \rightarrow p_0}$, die das System beim Lösen des Bremspedals benötigt, um unter einen gewissen Druckschwellwert p_0 zu gelangen,

$$\dot{p}_{\text{Druckabbau}} = \frac{dp}{dt} = \frac{p_1 - p_0}{t_{p_1 \rightarrow p_0}}. \quad (5.29)$$

Der Bremsenprüfstand kann weder das schnelle Lösen des Pedals nach abgeschlossener Bremsung noch eine ABS-Modulation abbilden. Daher wird für die Bewertung dieser Eigenschaft auf Fahrzeugmessungen mit dem Zielfahrzeug zurückgegriffen. In Abbildung 5.17a ist der Druckabfall nach dem Lösen des Pedals, siehe Kraftverlauf der Pedalkraft, nach einer abgeschlossenen Stillstandsbremung dargestellt.

Darüber hinaus ist in Abbildung 5.17b der Druckabbau beispielhaft während der Modulation im ABS-Fall dargestellt. Der hier nicht abgebildete THZ-Druck bewegt sich im Bereich von 200 bar und wird entsprechend durch das Hydroaggregat reduziert. Ein typischer Zielwert für den Druckabbaugradienten ist in [Bre12] mit $1000 \frac{\text{bar}}{\text{s}}$ angegeben. Da der Druckabbaugradient von unterschiedlichen Faktoren wie Ausgangsdruck und vorheriger Bremsbetätigung abhängt wird an dieser Stelle darauf verzichtet einen bestimmten Zielwert anzugeben.



(a) Druckabbau beim Pedal lösen nach Vollbremsung aus 70 km/h

(b) Druckabbau bei ABS-Modulation

Abbildung 5.17.: Druckabbaudynamik für unterschiedliche Bremsungen aus Fahrzeugmessungen bei 15 Umgebungstemperatur mit den Drücken THZ (—), VR (·····), HL (- - -) und Pedalkraft [N] (—)

5.6. Einfluss von Einzelkomponenten in einer konventionellen Bremssystemarchitektur bei repräsentativen Manövern

Im Folgenden sollen die zuvor beschriebenen Kennzahlen exemplarisch für zwei sehr gegensätzliche charakteristische Bremsungen angewendet werden. Hierbei wird auch der Einfluss einzelner Komponenten auf das Systemverhalten, wie in [Rie16b] beschrieben, untersucht.

Modellvarianten

Für die Untersuchung werden vier unterschiedlich detaillierte Modellvarianten verwendet, wie in Abbildung 5.18 dargestellt. Hierbei entspricht Modellvariante 4 dem kompletten Bremssystem mit allen Komponenten des realen Systems. Das verwendete Modell weist eine sehr gute Übereinstimmung für die gezeigte Komfortbremsung in Abbildung 4.15a auf.

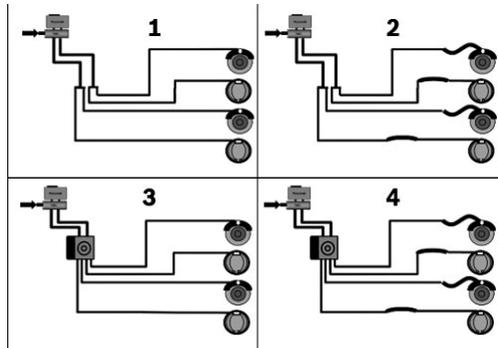


Abbildung 5.18.: Modellvarianten: 1 ideal; 2 ohne Hydroaggregat, mit Schläuchen; 3 mit Hydroaggregat, ohne Schläuche und 4 reales System [Rie16b]

Die Varianten sind entsprechend gewählt, um den Einfluss der für die zentralistische Architektur typischen Komponenten Hydroaggregat (Ventilblock) und Schlauchelemente zu untersuchen. Modellvariante 1 entspricht hierbei dem idealen System, in welchem alle Leitungen als starr ausgeführt sind und das Hydroaggregat entfällt. Die weiteren Varianten 2 (ohne Hydroaggregat, mit Schlauchelementen) und 3 (mit Hydroaggregat, ohne Schlauchelemente) dienen dazu, den Einfluss der beiden Komponentenarten auf die Systemleistung getrennt betrachten zu können.

Komfortbremsung

Die im Folgenden untersuchte Komfortbremsung mit niedrigem Zieldruck und langer Aufbaudauer ist ein Beispiel aus der stark anwachsenden Gruppe der Bremsungen bei niedrigem Druck (vgl. Kapitel 3.4, Abbildung 3.9). Diese sind speziell für Bremsysteme in Elektrofahrzeugen aufgrund ihrer Auftrittshäufigkeit zukünftig besonders wichtig. Wie bereits in Abbildung 4.15 gezeigt, korreliert das für die Untersuchung verwendete Simulationsmodell für den Bereich der Komfortbremsungen sehr gut mit den Messdaten.

Die Radbremsen haben aufgrund ihrer Charakteristik einen großen Einfluss auf den erreichbaren maximalen Wirkungsgrad des Gesamtsystems. Zunächst

muss ein gewisses Volumen (Totvolumen) in die Radbremsen verschoben werden, bevor ein erster Druckanstieg gemessen werden kann. Der Anteil der Scheibenbremsen ist aufgrund ihrer generell deutlich höheren Volumenaufnahme auch hierbei deutlich größer als der der Trommelbremsen. Die Radbremsen werden im Rahmen dieser Arbeit jedoch nicht verändert. Neben den Radbremsen reduziert auch die Volumenaufnahme des THZ den erreichbaren Gesamtwirkungsgrad weiter. Da jedoch der Fokus dieser Arbeit auf dem Netzwerk für die Übertragung zwischen diesen beiden Komponenten liegt, werden diese beiden Komponenten als vorgegeben angenommen.

Um die Effizienz des Systems bei diesen Bremsungen bewerten zu können, wird für den jeweiligen Druckaufbau, von Initiierung bis Erreichen des Zieldrucks, der mittlere hydraulische Wirkungsgrad für das Manöver ermittelt.

Für diese Art von Bremsmanövern spielt Dynamik keine wichtige Rolle, was sich auch an dem geringen Absinken des hydraulischen Wirkungsgrades durch Drosselverluste bei den Modellvarianten 3 und 4 mit Hydroaggregat in Abbildung 5.19 zeigt. Alle Wirkungsgradverläufe zeigen zunächst bei Bremsungsinitiierung einen Totbereich auf. Die kurze Störung bei 0,55 s ist durch eine kurze Unstetigkeit in der Bremskraftverstärkung, einer Schwankung der Drehzahl des Motors, zu erklären.

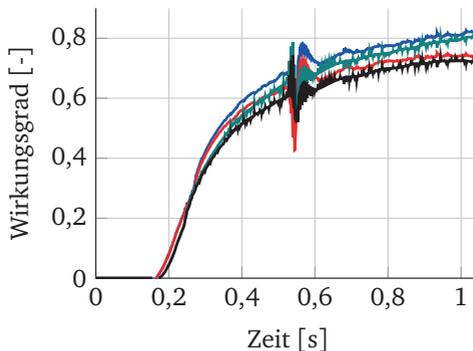


Abbildung 5.19.: Wirkungsgradverlauf für Komfortbremsung mit Zieldruck 20 bar, Modellvariante: 1 ideal (—), 2 ohne Hydroaggregat mit Schläuchen (—), 3 mit Hydroaggregat ohne Schläuche (—) und 4 mit Hydroaggregat und Schläuchen (—) [Rie16b]

Der mittlere Wirkungsgrad für das Gesamtsystem (Modellvariante 4) liegt bei 38%. Das Weglassen von Ventilen oder Schlauchelementen erhöht den Wirkungsgrad lediglich um jeweils 3%. Für das ideale System (Variante 1) ergibt sich ein Wirkungsgrad von 44%. Der erreichbare Wirkungsgrad ist auch für das ideale System unerwartet gering. Weiterhin überrascht es, dass die Ventile auch bei dieser undynamischen Bremsung sich ähnlich auf das Gesamtverhalten auswirken wie die Schlauchelemente. Durch Eliminieren des Leerwegs des THZs zu Beginn lässt sich der hydraulische Wirkungsgrad auf 53% und durch zusätzliches Eliminieren der THZ-Volumenaufnahme weiter auf 58% erhöhen. Der Hauptanteil der restlichen 40% geht aufgrund der Radbremsencharakteristik verloren. Der Einfluss der Schlauchelemente ist unerwartet gering. Bei der genaueren Analyse der Schläuche zeigt sich, dass es sich bei den verwendeten Schläuchen um neue Schläuche aus der Kategorie mit niedrigem Expansionsverhalten [Sae13] handelt, daher soll in diesem Unterkapitel auch der Einfluss bei einer Variation innerhalb der zulässigen Norm genauer untersucht werden.

Notfallbremsung

Obwohl Notfallbremsungen ($\geq 1\text{ g}$) statistisch weniger als 0,01% der Bremsungen eines Bremssystemlebens ausmachen, besitzen sie aufgrund ihrer Kritikalität und den Anforderungen an ein sicherheitskritisches System oberste Priorität. In Abbildung 5.20 ist ein solch hochdynamischer Druckaufbau dargestellt. Es wird der Vergleich der Messdaten mit Simulationsergebnissen für Modellvariante 4 gezeigt. Da die Identifikation der Einzelkomponenten nur statisch möglich ist, ist die Aussagekraft des Modells bei hochdynamischen Druckaufbauten begrenzt. Für die weitere Analyse wird jedoch lediglich der erste Druckanstieg bis zum Erreichen des Blockierdrucks verwendet, für welchen die Simulation durch die richtig abgebildete Steifigkeit des Gesamtsystems eine gute Übereinstimmung mit den Messdaten aufweist. Der Prüfstand selbst ist aufgrund fehlenden EBD und weiterer aktiver Hydroaggregatfunktionalitäten nur in der Lage Daten für diesen ersten Druckanstieg zu liefern. Daher wird es als zulässig erachtet das Modell zu verwenden, um

erste Aussagen über den Einfluss der Einzelkomponenten auf das Systemverhalten im Hinblick auf die Druckaufbaudynamik zu treffen.

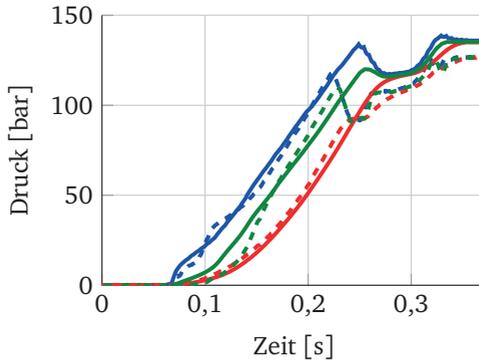


Abbildung 5.20.: Druckaufbau bei Notfallbremsung simuliert mit Modellvariante 4, THZ sim (—), THZ mess (---), rechtes Vorderrad sim (—), rechtes Vorderrad mess (---), linkes Hinterrad sim (—), linkes Hinterrad mess (---) [Rie16b]

Für die unterschiedlichen Modellvarianten werden die Simulationsergebnisse anhand der Dauer für das Erreichen von 90 bar (TTL), dem Blockierdruck des untersuchten Fahrzeugs, verglichen. Für die rechte Vorderradbremse wird bei der exemplarisch untersuchten Beispielbremsung der Blockierdruck nach 245 ms erreicht. Der Zeitunterschied zwischen THZ und Radbremse bis zum Erreichen des Blockierdrucks beträgt für Modell 1 und 2 zirka 10 ms. Für das Vollsystem (Modell 4) steigt dieser Zeitverzug auf etwas über 50 ms an. Dies zeigt, dass eine Überbrückung der Ventile in speziellen hochdynamischen Druckaufbausituationen das Potential hat die Druckaufbaudauer um bis zu 40 ms zu senken, was für TTLs unter 200 ms einem nicht zu vernachlässigenden Zeitanteil entspricht. Hierfür könnten beispielsweise Ventile, welche für einen hohen Durchfluss optimiert sind eingesetzt werden. Verglichen mit den in Abschnitt 5.4 gezeigten Ergebnissen für den Zeitverzug der Vorderradbremse liegt dieser hier um etwa 10 ms höher. Dies kann durch die zusätzliche Trägheit und Leerweg des elektromechanischen Bremskraftverstärkers erklärt werden, da bei den Untersuchungen in Abschnitt 5.4 direkt der THZ betätigt wird. Eine Betrachtung der Druckunterschiede bei

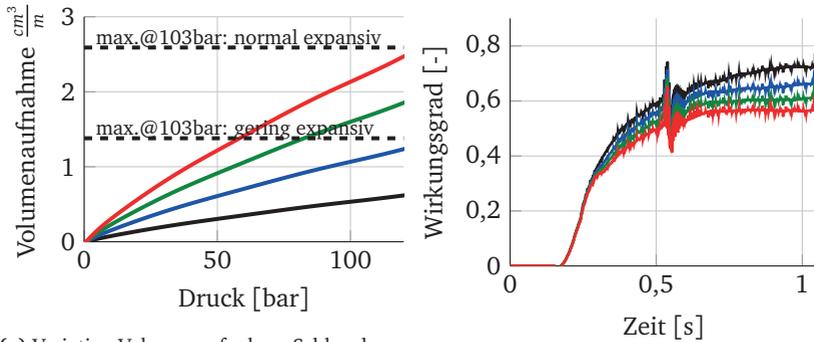
Erreichen des Blockierdrucks im THZ (vergleiche Abschnitt 5.1 $dp_{100,THZ}$ -Wert) zeigt für die Modellvarianten ohne Hydroaggregat nahezu keinen Unterschied, wohingegen für die Modelle 3 und 4 der Raddruck gerade dem halben Blockierdruck entspricht.

Variation der Schlauchcharakteristik

Wie bereits zuvor beschrieben, handelt es sich bei den verwendeten Schläuchen um neue Schläuche aus der Kategorie mit sehr geringer Volumenaufnahme [Sae13]. Aus den Untersuchungen von [Ant10] geht hervor, dass sich die Volumenaufnahme über Lebensdauer aufgrund von Verschleiß nahezu verdoppeln kann. Der maximal zulässige Wert nach SAE Standard [Sae13] bei 103 bar Druck, für Schläuche mit sehr geringer Expansion, liegt bei $1,38 \frac{cm^3}{m}$ und für normale Expansion bei $2,59 \frac{cm^3}{m}$. Die Volumenaufnahme der verwendeten Schlauchelemente für die Vorderradbremse liegt bei $0,6 \frac{cm^3}{m}$. Im Weiteren wird die Volumenaufnahme der Schlauchelemente innerhalb der durch die Norm zulässigen Grenzen variiert, um unter anderem Effekte wie Alterung auf die Leistungsfähigkeit des Gesamtsystems zu bewerten. Die Volumenaufnahme der verbauten Schlauchelemente wird um einen Faktor 2, 3 und 4, wie in Abbildung 5.21a dargestellt, variiert. Selbst bei einer Erhöhung um einen Faktor 4 liegen die Schläuche noch unterhalb der zulässigen Grenze für normal expansive Bremsschläuche.

Die Auswirkungen auf den Wirkungsgrad für die zuvor in Abbildung 4.15 gezeigte Komfortbremsung sind in Abbildung 5.21b zu sehen. Eine Abnahme des Wirkungsgrades von 38% auf 36% bei Verdopplung der Volumenaufnahme und auf 32% bei Vervierfachung kann beobachtet werden.

Neben dem Wirkungsgrad sind die Auswirkungen für hochdynamische Bremsungen von Interesse. Bereits für die durch Verschleiß typische Verdopplung des Volumenbedarfs über Lebensdauer steigt die Zeitdauer bis zum Erreichen des Blockierdrucks für die Vorderradbremse um 16 ms und für die Hinterradbremse um 13 ms, wie in Tabelle 5.1 dargestellt ist. Durch die Verwendung von Schläuchen aus der Kategorie der normalen Volumenaufnahme steigt bereits die TTL an den Vorder- und Hinterrädern um zirka 30 ms an. Der



(a) Variation Volumenaufnahme Schlauch Vorderradbremse innerhalb der zulässigen Grenzen des SAE-Standards [Sae13]

(b) Wirkungsgrad bei Variation des Schlauchvolumens für Komfortbremsung

Abbildung 5.21.: Einfluss der Schlauchelemente auf das Gesamtsystem, Original (—), Faktor 2 (—), Faktor 3 (—), Faktor 4 (—) [Rie16b]

Wirkungsgrad sinkt für eine verdreifachte Volumenaufnahme vom Originalaufbau von 21% auf 16%. Für eine Vervielfachung der Volumenaufnahme kann für das untersuchte Beispielmanöver der Blockierdruck nicht mehr erreicht werden, es müsste der Verfahrenweg des THZs entsprechend erhöht werden, um diesen weiterhin zu erreichen. Die Wichtigkeit der Verwendung entsprechend geeigneter Schläuche für hoch dynamische Bremssysteme mit sehr niedriger TTL wird aus dieser Untersuchung ersichtlich.

Tabelle 5.1.: Ergebnisse für Variation der Schlauchvolumenaufnahme

Variante	$t_{TTL} VR$	$\Delta t_{TTL} THZ-VR$	$t_{TTL} HL$	$\Delta t_{TTL} THZ-HL$	mittl. Wirkungsgrad
Original	245 ms	52 ms	218 ms	25 ms	21%
Faktor 2	261 ms	58 ms	231 ms	28 ms	18%
Faktor 3	278 ms	65 ms	246 ms	33 ms	16%
Faktor 4	Blockierwert wird nicht mehr erreicht				

5.7. Schlussfolgerungen und Empfehlungen für den Entwurf eines alternativen Bremssystems

In Tabelle 5.2 werden die Schlussfolgerungen aus der Untersuchung des konventionellen hydraulischen Systems zusammengefasst und Empfehlungen für den Entwurf eines neuartigen hydraulischen Bremssystems gegeben.

Tabelle 5.2.: Schlussfolgerungen und Empfehlungen

Schlussfolgerungen	Zentrale hydr. Bremssystemarchitektur
Komfortbremsungen	Volumenverluste und Leerwege Haupteinflussfaktoren für hydraulischen Wirkungsgrad
	THZ: Volumenverluste $\sim 15\%$
	Bremsschläuche: Bei Volumenaufnahme innerhalb zulässiger Norm Einfluss $< 10\%$
Notfallbremsungen	Radbremsen: Erheblicher Einfluss durch Totvolumencharakteristik, z.B. Lüftspiel
	Zeitverzug für Erreichen des Blockierdrucks von THZ zu Vorderrad von bis zu 50 ms
	Einhaltung der Messstelle für die Blockierdruckbestimmung notwendig, da der Zeitunterschied Δt_{TTL} THZ zu Rad für Architekturen nach Stand der Technik bereits 25-30% beträgt
Empfehlungen	hochdynamischer BKV: Minderwertiges Leitungssystem (z.B. Schläuche) kann die TTL bereits um 30 ms erhöhen
	Neuartiges hydraulisches Bremssystem
	Hohe durchgängige Systemqualität für max. Systemperformance
	Volumenverluste minimieren, wie z.B. Leerwege
	Falls möglich Entfall der Schlauchelemente für hohe Dynamik über Lebensdauer und Maximierung des hydraulischen Wirkungsgrads
	Entfall Einlassventil für hohe Druckaufbaudynamik

6. Entwurf eines alternativen Bremssystemkonzepts

Das in diesem Kapitel näher betrachtete alternative Bremssystemkonzept lässt sich den dezentralen Bremssystemen zuordnen. Es wird zunächst kurz auf den Stand der Technik dezentraler hydraulischer Bremssysteme eingegangen, um im Anschluss auf das untersuchte Konzept und dessen Eigenschaften im Vergleich zu dem bereits zuvor vorgestellten konventionellen Bremssystem überzugehen.

6.1. Eigenschaften dezentraler Bremssysteme

Das alternative Bremssystem muss allen Anforderungen aus Kapitel 3.4 gerecht werden. Es wird im Folgenden angestrebt für möglichst viele dieser Anforderungen den Nachweis für deren Erfüllung zu erbringen. Für einen Teil der Anforderungen ist es aufgrund ihrer komplexen Wirkzusammenhänge nur experimentell durch Prototypen möglich, deren Erfüllung nachzuweisen, was den Rahmen dieser Arbeit übersteigt.

Kurzübersicht Stand der Technik dezentrale hydraulische Bremssysteme

Das Konzept einer radindividuellen Druckerzeugung ist nicht neu, es wurde bisher allerdings hauptsächlich in Patentschriften beschrieben und kaum mit dem Ziel der tatsächlichen Umsetzung untersucht. Bereits [Dro94] beschreibt eine radindividuelle radnahe Druckerzeugung mit der Besonderheit,

dass die Drehbewegung für das Antreiben der Pumpe nicht von einem Elektromotor ausgeht, sondern die Radrotation selbst genutzt wird. Gegen die dort beschriebene Anbringung am Rad spricht die zu dieser Zeit hohe Masse eines ABS ähnlichen Systems von geschätzten 3 – 4 kg und ein Bauraumvolumen von mindestens 2l. Die Möglichkeit zur Umsetzung eines solchen Konzepts wurde am Rande dieser Arbeit in [Stu14] untersucht. Es konnte in simulativen Vorbetrachtungen gezeigt werden, dass mit heutigem Stand der Technik (Ventile, Pumpe) prinzipiell ein solches Konzept inklusive aller üblichen Bremsfunktionalitäten umgesetzt werden kann. Allerdings wird dieses Konzept nicht weiter verfolgt, da der Aufwand und die Komplexität für die Kopplung und Entkopplung an die Raddrehung als unverhältnismäßig hoch angesehen werden.

Anstelle einer Motor-Pumpenkombination, bei welcher der rotierende Motor die Pumpe direkt antreibt, existieren Konzepte, bei welchen die Rotation über ein Kugelumlaufgetriebe in eine Translation überführt wird. Bei diesen wird ein Plunger in einem Zylinder verfahren und entsprechend Bremsfluid bewegt. Von [Pen98] wird eine radindividuelle Anbringung eines translatorischen Motor-Plunger Konzepts beschrieben. Dieses Wirkprinzip wird von [Wan13], [Wan14b] und [Gon14] aufgegriffen und in ihren Arbeiten bis zum Prototypen umgesetzt. Eine Weiterentwicklung dieses Konzepts entstand im Rahmen der Untersuchungen dieser Arbeit und wird in [Rie17b] beschrieben. Ein solches Konzept zeichnet sich durch ein sehr hohes Kraftpotential und schnelle Druckaufbauzeiten aus. Allerdings sind die Nachteile in Bezug auf Kosten, Gewicht und Bauraumbedarf selbst bei paralleler Anordnung von Motor und Getriebe enorm, da z.B. verhältnismäßig teure Komponenten wie das Kugelumlaufgetriebe viermal verbaut werden müssten.

Die Möglichkeit der aktiven radnahen Druckerzeugung mittels einer Motor-Pumpenkombination wird in [Die01] beschrieben. Wobei unterschiedliche Pumpentypen sowie eine direkte Förderung mit und ohne Drossleinrichtung beschrieben werden. Allerdings ist die Drosselvorrichtung, welche für einen geregelten Druckabbau notwendig ist, im Druckaufbaupfad. Dies verschlechtert die Energieeffizienz und Dynamik beim Druckaufbau. Dieses Prinzip wird von [Wol01] für die radschlupfabhängige Steuerung um ein Druckaufbau- und Druckabbauventil erweitert. Nachteil dieser Erweiterung ist allerdings,

dass der Druckaufbau immer durch das Einlassventil erfolgt. Auf Basis des Vorteils der radbedarfsgerechten Volumenförderung solcher Konzepte wird ein neuartiges dezentrales Bremssystemkonzept vorgestellt, welches die zuvor beschriebenen Nachteile beseitigt.

Vorstellung des untersuchten dezentralen hydraulischen Bremssystemkonzepts

Das hier vorgestellte dezentrale hydraulische Konzept, zu sehen in Abbildung 6.1, besitzt den grundsätzlichen Aufbau eines By-Wire-Systems, welches jedoch als Wirkprinzip am Rad weiterhin auf die Hydraulik setzt. Dies bietet die Möglichkeit, die Vorteile eines By-Wire-Systems mit denen eines konventionellen hydraulischen Bremssystems mit hydraulischer Übersetzung zu verbinden, wodurch kompakte Module möglich sind.

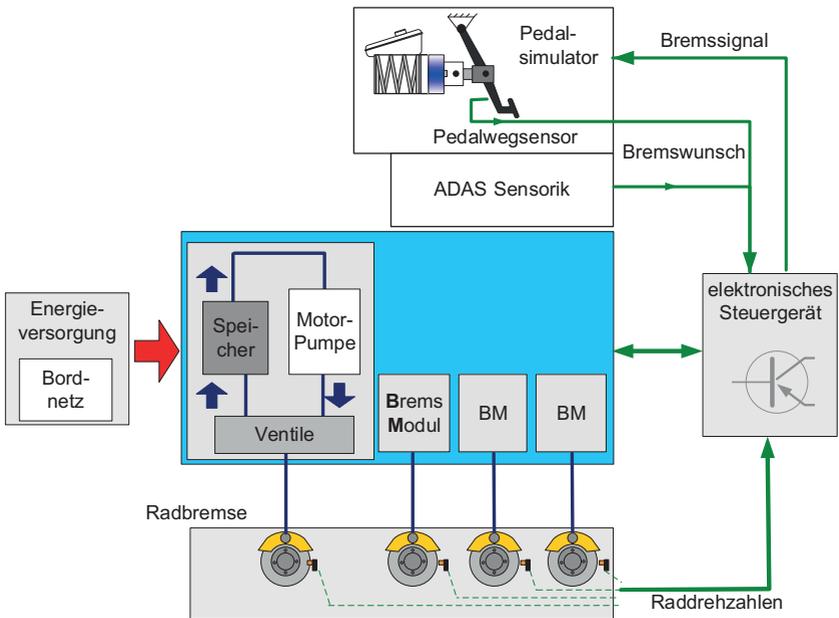


Abbildung 6.1.: Schema Gesamtsystem Alternativkonzept

Für die Betätigung durch den Fahrer wird ein Pedalsimulator mit redundanter Pedalwegsensorik benötigt, welcher dem Fahrer ein möglichst realistisches Pedalgefühl vermitteln soll. Alternativ kann eine Betätigung bei hochautomatisierten oder autonomen Fahrzeugen auch vom Fahrzeug selbst ausgelöst werden, wie in Abbildung 6.1 zu sehen ist. Weitere Vor- und Nachteile von dezentralen By-Wire-Systemen gegenüber einer konventionellen zentralen Bremssystemarchitektur sind in Tabelle 6.1 aufgelistet. In Tabelle 6.2 werden speziell Vorteile des neuartigen dezentralen hydraulischen By-Wire-Systems gegenüber konventionellen Bremssystemen und trockenen elektromechanischen Bremssystemen genannt. Für die Erzeugung eines Bremsmoments am Rad ist jeweils ein solches Hydroaggregat vorgesehen. Für die eigentliche Druckerzeugung wird eine Motor-Pumpenkombination, welche aus einem Reservoir bzw. Niederdruckspeicher Fluid zur Radbremse fördert, eingesetzt. Zusätzlich wird für die ausreichend genaue Einstellung des Druckes sowie zur Realisierung eines schnellen Druckabbaus eine Druckregelventilschaltung benötigt. Genauer werden die in dieser Arbeit betrachteten Konzepte in Kapitel 6.2.1 vorgestellt.

Jedes Modul ist mit einem eigenen Steuergerät ausgestattet, welches unter anderem die Ansteuerung der Ventile übernimmt. Übergeordnet ist zudem ein weiteres zentrales Steuergerät notwendig, welches die Module, beispielsweise im ESP-Fall, koordiniert.

6.2. Konzepte und Varianten

Im Folgenden werden kurz zwei der vielversprechendsten Varianten des hydraulischen Bremsmoduls vorgestellt, für welches im Anschluss auch eine kurze analytische Betrachtung folgt.

6.2.1. Lösungsraum: Vorstellung untersuchter Varianten

Für die Umsetzung des in Abbildung 6.1 gezeigten Gesamtsystems werden vier dezentrale hydraulische Aktoren benötigt. Um die Gesamtzahl an

Komponenten und die Kosten gering zu halten, ist ein Ziel mit so wenig Einzelkomponenten wie möglich die geforderten Bremsfunktionalitäten umzusetzen. Im Anhang in Abbildung A.5 sind alle in Betracht gezogenen Konzepte dargestellt. Hierbei sind auch Konzepte mit Hochdruckspeicher enthalten. Allerdings ist ein Ausschlusskriterium für Hochdruckspeicher die Gewährleistung der Dichtheit und die aus den Anforderungen für den Bauraum sich ergebende radnahe (karosserie-seitige) bzw. radintegrierte (fahrwerks-seitige) Anbringung. Zusätzlich ist für eine energetisch sinnvolle Einbindung eines Hochdruckspeichers eine entsprechende Ventilschaltung notwendig, welche z.B. verhindert, dass die Pumpe immer den Speicherdruck gegenhalten muss, wodurch jedoch die Komplexität der Bremsmodule deutlich ansteigt. Weiterhin ist bei einer bidirektionalen Pumpe die Umsetzung einer ABS-Funktionalität ohne zusätzliches Auslassventil kaum darstellbar, wodurch der eigentliche Mehrwert einer solchen Pumpenart bei gleichzeitigem Kostenanstieg nicht wirklich ausgeschöpft werden kann.

Tabelle 6.1.: Übersicht Vor- und Nachteile dezentraler By-Wire-Systeme gegenüber konventionellen zentralen Bremssystemen

Vorteile	Nachteile
Rückfallebene bei Einfachfehler besser als bei II- oder X-Aufteilung	zusätzlicher Pedalsimulator notwendig, redundante Pedalsensorik
Entkopplung → Freiheitsgrad	kein mechanischer Durchgriff
radindividuelle Einleitung von Bremsmomenten, Rekuperation möglich	Zunahme Gesamtmasse Rad bei radintegrierter Anbringung
radindividuelle Beeinflussung der Bremssteifigkeit → Abhilfe bei Bremsenquietschen	hochsicheres Bordnetz muss gewährleistet sein, Redundanz bei Elektrofahrzeugen/autonomen Fzg. gegeben
NVH: Abstand zu Spritzwand → keine Unterbodenanregung durch Rohre	Bauteilbelastung bei radfester Anbringung
Entfall bzw. sehr kurze Leitungen → Montageaufwand → Entfall der Leitungsverluste	
niedrige Druckaufbauzeiten	
Bauraumgewinn	
Funktionsintegration: Aktuierung und Modulation kombiniert	

Tabelle 6.2.: Übersicht Vorteile dezentrales hydraulisches By-Wire-System

Vorteile	Vergleichenes System
hydraulische Übersetzung nutzbar	EMB
Gewichtsreduktion	konvent. System & EMB
Kostenreduktion	konvent. System & EMB
Flexibilität: rad- oder karosserieseitige Anbringung möglich	EMB

In Abbildung 6.2 sind die beiden näher untersuchten Varianten für ein Bremsmodul des dezentralen hydraulischen Bremssystems dargestellt.

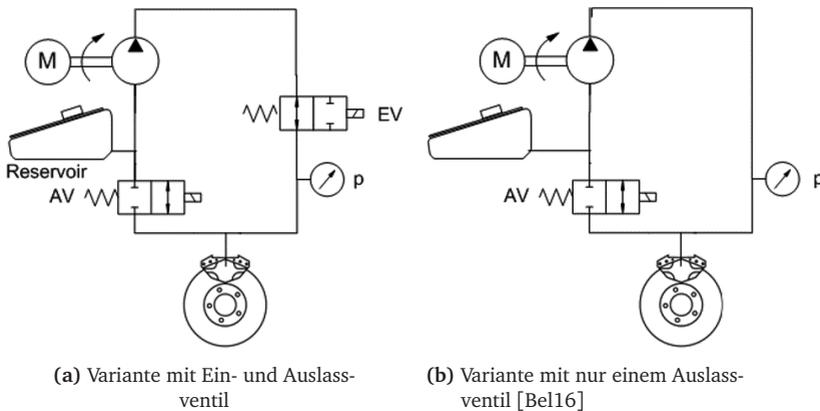


Abbildung 6.2.: Übersicht untersuchte Hydraulikschemata für Bremsmodul des Alternativkonzepts

Die Simulationsergebnisse zeigen, dass bei der Variante mit Ein- und Auslassventil (Abbildung 6.2a), das Einlassventil kaum für die Regelung des Bremsdrucks eingesetzt wird. Es dient nicht wie beim konventionellen System der radbedarfgerechten Begrenzung des Fluidstroms. Aufgrund der Drosseleigenschaften verursacht es eine Verschlechterung der Energieeffizienz und wirkt verzögernd bei schnellem Druckaufbau. Daher wird für die weitere Betrachtung die Variante ohne Einlassventil favorisiert. Da das

Auslassventil neben dem Vollöffnen im Fall des Radblockierens auch Zwischenstellungen abbilden können muss, um beispielsweise Teilbremsungen zu realisieren, ist dieses als Stetigventil ausgeführt.

6.2.2. Analytische Betrachtung Alternativkonzept

Für das in Abbildung 6.2b dargestellte Konzept mit einem Auslassventil wird im Folgenden das Gesamtgleichungssystem, bestehend aus den zuvor in Kapitel 2.1.2 beschriebenen Komponentengleichungen mit den jeweiligen Zustandsvariablen, bestimmt. Dieses wird unter anderem für die im Weiteren vorgestellte Regelung verwendet. Durch Einsetzen der Gleichung für das Lastmoment der Pumpe (2.6) in die Motorgleichung (2.17) und unter Verwendung des effektiven Volumenstroms aus dem Produkt des geometrischen Flusses (2.5) mit dem volumetrischen Wirkungsgrad ergibt sich die Winkelbeschleunigung zu

$$\frac{dn}{dt} = \frac{1}{J_{rot}} \left(k_T i_A - k_R n - \frac{\pi d_K^2 e n \sin(nt) p_{Rad}}{n \eta_{ges}} \right) \quad (6.1)$$

mit der Rotorträgheit J_{rot} , der Drehmomentkonstanten des Motors k_T , dem Strom i_A und der Reibungskonstanten k_R . Unter der Annahme, dass der Druck im Reservoir atmosphärisch ist, ergibt sich $\Delta p = p_{Rad}$. Die weiteren Größen können der Pumpe zugeordnet werden und sind der Kolbendurchmesser d_K , die Exzentrizität e , sowie der Pumpenwirkungsgrad η_{ges} .

Die Stromänderung ist unter anderem abhängig von der Pumpendrehzahl n und der induzierten Spannungskonstanten k_i und wird beschrieben durch

$$\frac{di_A}{dt} = (u_A - R_A i_A - k_i n) \frac{1}{L_A}, \quad (6.2)$$

mit dem Widerstand R_A , der Induktivität L_A und dem Strom i_A sowie der Spannung u_A des Ankerkreises.

Für die Beschreibung des Auslassventilverhaltens ergibt sich die Zustandsgleichung für die Stößelgeschwindigkeit

$$\frac{d}{dt}z_{AV} = \dot{z}_{AV} \quad (6.3)$$

und, basierend auf der Kraftbilanz am Ventilstößel nach Gleichung (2.8), die Stößelbeschleunigung entsprechend zu

$$\frac{d}{dt}\dot{z}_{AV} = \frac{1}{m_{AV}}(F_{Mag}(I_{AV}, z_{AV}) - F_0 - z_{AV}c_{AV,Fed}) - \dot{z}_{AV}d_{visk} - p_{Rad}A_{hyd}, \quad (6.4)$$

mit der Stößelmasse m_{AV} , der spulenstrom- und positionsabhängigen Magnetkraft F_{Mag} , der Vorspannkraft der Ventulfeder F_0 , der Ventulfederkonstanten $c_{AV,Fed}$, der viskosen Dämpfungskonstanten d_{visk} sowie der effektiven hydraulischen Fläche des Ventilstößels A_{hyd} .

Die Volumenänderung im Radbremszylinder $\frac{d}{dt}V_{Rad}$ ergibt sich aus der Differenz des effektiven Förderstroms der Radialkolbenpumpe Q_{RKPe} und dem Fluss durch das Auslassventil Q_{AV} zu

$$\frac{d}{dt}V_{Rad} = Q_{RKPe} - Q_{AV} = \pi d_K^2 e \eta_{vol} \omega \sin(nt) - \alpha_{D,AV} A_{AV} \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}}, \quad (6.5)$$

wobei der Durchfluss über das Ventil anhand der Drosselgleichung mittels des Drosselbeiwerts $\alpha_{D,AV}$, der Ventilöffnungsfläche A_{AV} , der Druckdifferenz der Ventiltseiten Δp und der Fluidichte ρ beschrieben wird. Die Ventilöffnungsfläche A_{AV} ist wiederum von der Stößelposition z_{AV} abhängig.

Die Nichtlinearität des Radbremsdrucks p_{Rad} in Abhängigkeit des Volumens V_{Rad} wird anhand der zuvor vermessenen Radbremskennlinie wiedergegeben

$$p_{Rad} = f(V_{Rad}). \quad (6.6)$$

Das vereinfachte Gleichungssystem zur Beschreibung des nichtlinearen Bremsmodulverhaltens ergibt sich entsprechend der zuvor beschriebenen Gleichungen zu

$$\frac{d}{dt} \begin{bmatrix} n \\ i_A \\ z_{AV} \\ \dot{z}_{AV} \\ V_{Rad} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} f_1(i_A, n, V_{Rad}) \\ f_2(u_A, i_A, n) \\ f_3(\dot{z}_{AV}) \\ f_4(I_{AV}, z_{AV}, \dot{z}_{AV}, V_{Rad}) \\ f_5(z_{AV}, V_{Rad}) \end{bmatrix}. \quad (6.7)$$

6.2.3. Designbestimmung

Für die Designfindung wird die in Abbildung 6.2b gezeigte und zuvor beschriebene Variante verwendet. Hierbei wird davon ausgegangen, dass das eingesetzte Auslassventil bereits für den radindividuellen Einsatz optimiert ist, da es im konventionellen System auch radindividuell zum Einsatz kommt.

Die Maximaldruckanforderung wird auch weiterhin vom Fadingfall bestimmt, weshalb der bereitzustellende Höchstdruck für das System mit 160 bar am Rad angenommen wird. Für die Stellgenauigkeit des Druckes muss eine langsam zunehmende Kraftaufbringung gewährleistet werden können. Das benötigte Volumen und somit auch der Volumenstrom sind aufgrund der radindividuellen Versorgung geringer als bei zentraler Anordnung. Für die Dynamikanforderung am Rad wird eine Dynamik von 200 ms verwendet, welche bei konventionellen Systemen zirka 150 ms am THZ entsprechen würde. Darüber hinaus wird bei der Auslegung angenommen, dass durch entsprechende intelligente ADAS-Systeme eine frühzeitige Erkennung und Einleitung von Notfallbremsungen möglich sein wird. So gibt [Kel14] ein Potential zur Steigerung der Früherkennung von Fußgängerbewegungen durch Machine-Learning-Algorithmen von zirka 200 ms an.

Designziele

Die Ziele für die Ermittlung der Designparameter lassen sich aus dem in Kapitel 3.4 gezeigten Lastkollektiv (vgl. Abbildung 3.9) und den Verschiebungen ableiten:

- 1) minimale Zeitdauer zum Aufbau des Blockierdrucks $TTL \leq 200$ ms für Notfallbremsungen,
- 2) möglichst energieoptimaler Aufbau von niedrigen Drücken bis 30 bar,
- 3) Erreichen von 160 bar für Fadingfall sicherstellen.

Diese Hauptziele stellen in sich bereits einen Zielkonflikt dar, da sie jeweils zu unterschiedlichen Designparametersätzen führen würden. Beispielsweise ist für einen möglichst niedrigen TTL-Wert ein hoher Kolbendurchmesser vorteilhaft, dieser würde allerdings aufgrund des dadurch erhöhten Moments zu einer Maximalstromerhöhung führen. Den besten Kompromiss zu finden ist Aufgabe der im folgenden durchgeführten Designparameterbestimmung. Hierbei müssen auch weitere Nebenbedingungen wie beispielsweise der maximal zulässige vom Bordnetz bezogene Strom je Modul $I_{max,Bord}$ mit berücksichtigt werden.

Designparameterwahl

Erste Abschätzungen des benötigten Pumpen-Motor-Moments für 160 bar und der zu erreichenden Dynamik zeigen, dass um beide Ziele zu erfüllen, als Antriebsmotor der kleinste für Hydroaggregate verfügbare Gleichstrommotor benötigt wird. Da für diesen Motor Messdaten vorhanden sind, wird das hier verwendete vereinfachte Motormodell mit diesen entsprechend validiert. Um eine möglichst gute Aussagesicherheit für das Gesamtmodell des Bremsmoduls zu erreichen, wird dieses Motorsimulationsmodell im Weiteren als Basisantriebsmotor für die Bremsmodule verwendet.

Die Hauptdesignparameter der Pumpe sind die Exzentrizität e und der Pumpenkolbendurchmesser d_{Kolben} . Fertigungs- und festigkeitsbedingt ergeben

sich für den Kolbendurchmesser und für die Exzentrizität maximal zulässige Werte. In Abbildung 6.3 sind die den Designraum einschränkende Grenzkurven für die Pumpe in Bezug auf Pumpendurchmesser und Exzentrizität für das Vorder- und Hinterachsbremsmodul aufgetragen. Diese Grenzkuren werden anhand von Parametervariation in den in Frage kommenden zulässigen Designgrenzen der beiden Parameter jeweils für jede Achse ermittelt. Die Eckpunkte der zulässigen Designgrenzen stellen die Punkte P1 bis P4 dar. Um ausreichend Reserve für die Regelung über den Elektromotor zu besitzen, wird eine Reserve von 10% mit berücksichtigt. Hierbei entspricht die obere Grenzkurve den maximal zulässigen Kombinationen von Pumpendurchmesser und Exzentrizität mit welchen die geforderten 160 bar im Fadingfall erreicht werden können. Die untere Kurve beschreibt die Mindestwerte für die Designpaare, welche die geforderte Dynamik in Form des Grenzwerts für die TTL erreichen. Für das Hinterachsmodul ergeben sich aufgrund des geringen Volumenbedarfs kleinere Durchmesser und Exzentrizitätswerte, um die gewünschte Dynamik zu erreichen. Die obere Grenzkurve für das Erreichen von 160 bar entfällt hier, da durch die Motorwahl ausreichend Drehmoment für das Erreichen des Fadingdruckes im möglichen Wertebereich vorhanden ist.

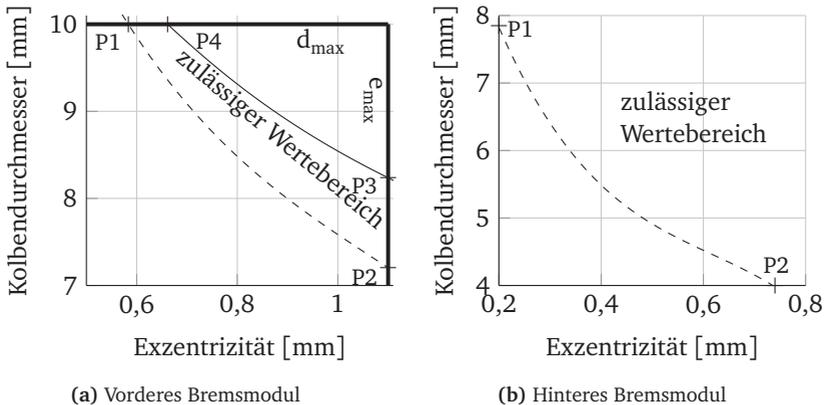


Abbildung 6.3.: Designraum mit zulässigen Parameterkombinationen für Pumpendurchmesser d_K und Exzentrizität e , Beschränkung durch TTL 200 ms-Grenze (---) und p 160 bar-Druckgrenze (—)

Für die weitere Parameterfestlegung wird das Energieoptimum (Kriterium 2) gesucht. Hierfür wird der Energiebedarf für moderate Druckaufbauten im Bereich bis 30 bar betrachtet. Anhand einer Parametervariation über den definierten Designraum werden mögliche Wertekombinationen überprüft. Die Untersuchung der Eckpunkte P1-P4 liefert bereits eine erste Aussage. Diese ergibt für den minimalen Energiebedarf die Werte entlang der TTL-Grenzlinie von P1 zu P2 und hier im Speziellen das Minimum für die maximal erlaubte Exzentrizität im Punkt P2 selbst. Dies lässt sich damit erklären, dass der benötigte Strom für den Druckaufbau mit dem Lastmoment zusammenhängt, welches, wie in Gleichung (6.1) vorher zu sehen, quadratisch mit dem Kolbendurchmesser der Pumpe d_K skaliert. Die Exzentrizität hingegen geht in das Lastmoment linear ein. Der zulässige Wertebereich darf nicht überschritten werden, weshalb das in Abbildung 6.3a gezeigte Designpaar im Punkt P2 gewählt wird.

Für die Hinterachse ergeben sich aufgrund der deutlich geringeren Volumenaufnahme der Trommelbremse entsprechend kleinere benötigte Durchmesser- und Exzentrizitätswerte, um die geforderte Dynamik zu erreichen, wie in Abbildung 6.3b zu sehen ist. Dies führt gleichzeitig auch dazu, dass aufgrund des verfügbaren Drehmoments des Pumpenantriebs die Grenzlinie für das Erreichen des Fadingdruckes außerhalb der Designgrenzen verläuft. Die Wahl eines eher kleineren Kolbendurchmesser ist zudem günstig, speziell für das Einstellen von kleinen Drücken, da dadurch das geförderte Volumen pro Umdrehung auch entsprechend geringer ist. Dies ist insbesondere für die Hinterachse relevant, da der Druck-Volumengradient wegen der Trommelbremsencharakteristik schnell sehr steil verläuft. Durch die Wahl eines möglichst kleinen Durchmessers kann außerdem der benötigte Strom gering gehalten werden, was sich günstig auf den von allen Bremsmodulen zusammen vom Bordnetz bezogenen Maximalstrom auswirkt.

6.3. Simulation und Regelung

Im folgenden Abschnitt wird, wie in Kapitel 4.4.2 Abbildung 4.16 dargestellt, zunächst die dem Fahrzeugmodell nachgelagerte Regelung kurz vorgestellt, bevor im Anschluss daran auf die über das Co-Simulationsinterface angebundene Modellierung des Bremssystemkonzepts selbst eingegangen wird.

6.3.1. Regelungskonzepte

Das Ziel bei der Auslegung der Regelung ist es, im Komfortbereich möglichst energieeffizient den Druck einzuregeln. Hierfür wird versucht, den benötigten Zieldruck anhand der Pumpe bereits genau einzustellen und möglichst nicht das Auslassventil zu betätigen. Dies soll verhindern, dass die eingebrachte Energie in das System ungenutzt bleibt. Außerdem benötigt das Magnetventil selbst wiederum Energie für die Betätigung. Die Grundstruktur der Regelungsstrategie ist im Rahmen von [Sch16] entstanden, weshalb hier nur kurz auf den wesentlichen Funktionsablauf eingegangen wird.

Die Regelung eines Bremsmoduls ist schematisch in Abbildung 6.4 zu sehen. Sie erhält aus dem zuvor in Kapitel 4.4.2 beschriebenen Fahrzeugmodell den Referenzdruck p_{ref} als Eingang, welcher zuvor noch das ABS-Untermmodell durchläuft und bei Aktivierung entsprechend angepasst wird. Außerdem geht der gemessene aktuelle Ist-Druck im Bremsmodul p_{Ist} in die Regelung ein. Der Referenzdruck p_{ref} wird verwendet, um die Ableitung, also die Referenzdruckänderung, zu bestimmen. Des Weiteren wird über ein Kennfeld das Referenzvolumen bestimmt und daraus wiederum die Referenzvolumenänderung ermittelt. Diese Referenzänderungen für Druck und Volumen sowie die Regelabweichung des Druckes $\Delta p = p_{ref} - p_{Ist}$, gehen in die Vorsteuerung für die Ermittlung des Ventilstroms des Auslassventils I_{AV} ein. Die Vorsteuerung wird aktiv, sobald die Regelabweichung Δp negativ ist und ein Druckabbau erforderlich wird. Hierin wird anhand der zuvor ermittelten Referenzdruck- und Referenzvolumenänderung eine Sollposition für das Ventil ermittelt, für welche die entsprechend benötigte Magnetkraft F_{Mag} und daraus schließlich der notwendige Strom I_{AV} errechnet wird. Das Prinzip der

Ventilvorsteuerung basiert auf der in Gleichung (6.4) gezeigten Kräftebilanz. Aufgrund von Einschränkungen bezüglich des Kommunikationsintervalls im realen Fahrzeug ist eine kontinuierliche Regelung des Auslassventils nicht möglich. Um trotzdem den Anforderungen an die Druckstellgenauigkeit gerecht zu werden, wird der Vorsteuerung zusätzlich ein Steuerstrom Pulsregler überlagert. In diesen gehen der Istdruck p_{Ist} , sowie die Regeldifferenz Δp als auch die zulässigen Toleranzen in Abhängigkeit vom Druckniveau ein. Überschreitet beispielsweise der Druck die zulässige Grenze, gibt der zusätzliche Steuerstrom einen Strompuls zum Öffnen des Ventils aus.

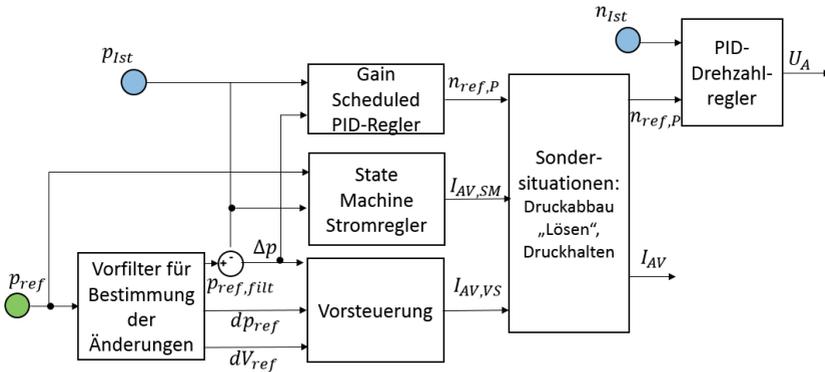


Abbildung 6.4.: Übersicht Motor- und Ventilregelung

In die vorgelagerte Drehzahlregelung der Pumpe zur Referenzdrehzahlbestimmung $n_{ref,P}$ gehen der Istdruck p_{Ist} sowie die Druckregeldifferenz Δp ein. Grundvoraussetzung für das Einschalten des Drehzahlregelungsblockes ist ein gewünschter Druckaufbau, also Δp positiv. Die Drehzahlvorregelung basiert grundsätzlich auf einem PID-Regler, allerdings wird für die Berücksichtigung des stark nichtlinearen Verlaufs der pV -Kennlinie der K_P Faktor der Regelung druckabhängig adaptiv angepasst. Hierdurch wird bei niedrigem Druck ein hoher und bei hohem Druck ein geringerer Volumenstrom generiert. Im Anschluss daran wird das Referenzdrehzahlsignal $n_{ref,P}$ durch den Block für Sondersituationen zu einem nachgelagerten PID-Drehzahlregler geführt, welcher entsprechend den Restfehler ausregelt.

Im Falle einer Notfallbremsung liegt der Fokus rein auf maximaler Dynamik. Hierfür wird eine zur Radbremskennlinie inverse Verstärkung verwendet, um dadurch die Volumenaufnahmecharakteristik der Radbremse zu kompensieren. In diesem Fall wird mit der Pumpe mit dem maximal verfügbaren Strom I_{max} schnellstmöglich der Blockierdruck aufgebaut. Bei Erkennen eines ABS-Falls wird das Ventil für ein Kommunikationsintervall geöffnet und aufgrund der sehr geringen Induktivität, und dem damit verbundenen sehr schnellen Druckabfall, im nächsten Intervall wieder geschlossen. Der sehr schnelle Druckabfall sorgt dafür, dass selbst während des Schließvorgangs des Ventils der Druck weiter abfällt. Sollte der Druck dennoch weiterhin zu hoch sein, wird das Ventil im nächsten Kommunikationsintervall erneut geöffnet.

Nicht dargestellt in Abbildung 6.4 ist der Teil, welcher eine Pre-Fill Funktion, ein Vorbefüllen der Radbremse beinhaltet. Hierfür werden auch das Beschleunigungs- und Geschwindigkeitssignal benötigt. Diese Funktion wird nicht für die im Folgenden dargestellten Ergebnisse verwendet, da das System bereits grundsätzlich eine höhere Steifigkeit besitzt, weshalb ein Vorspannen in diesem Rahmen nicht mitbetrachtet wird.

6.3.2. Simulation des alternativen Bremssystemkonzepts

Das alternative Bremssystemkonzept bestehend aus Motor, Exzenter und Pumpe wird in AMESim modelliert. Die Vorderachsvariante wird über das zuvor ermittelte Modell des Vorderradschlauches mit der Radbremse verbunden, siehe Abbildung 6.5. Als Eingangssignale erhält das Bremsmodul von der Regelung die Motorankerspannung U_A und den Ventilstrom I_{AV} des Auslassventils. Gleichzeitig gibt es über das Interface der Co-Simulation den Ist-Druck p_{Ist} und die Ist-Motordrehzahl der Pumpe $n_{Ist,P}$ an das Fahrzeugmodell und die Regelung zurück.

Weiterhin ist das Modell so aufgebaut, dass geometrisch abhängige Größen, wie Leckage oder Kolbenmasse, entsprechend dem gewählten Kolbendurchmesser berechnet werden. Die beiden gezeigten um 180° zueinander

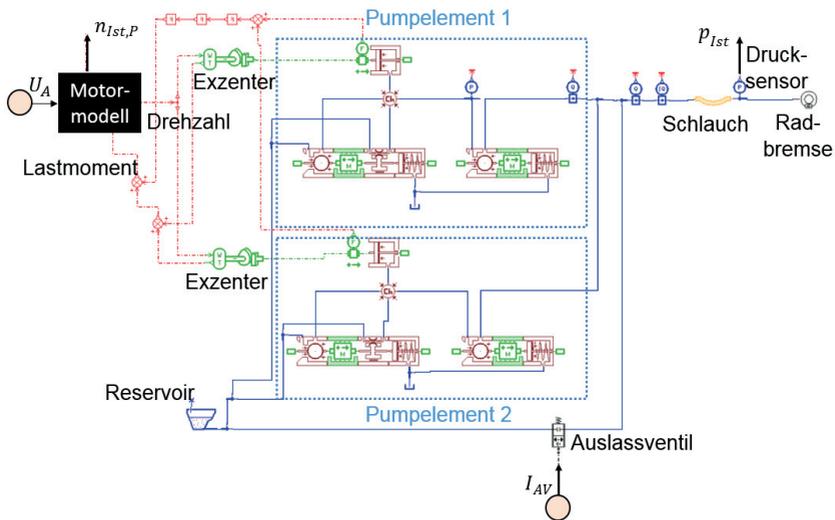


Abbildung 6.5.: Modell des Bremsmoduls in AMESim

versetzten Pumpelementmodelle beinhalten neben Leckage- und Totvolumeneffekten auch das dynamische Verhalten der Rückschlagventile, welche das Ansaug- und Ausstoßverhalten wesentlich beeinflussen. Das Auslassventilmodell basiert auf einem bereits validierten Modell und wird hier unverändert verwendet, um eine hohe Aussagekraft der Simulationsergebnisse sicherzustellen und nebenbei den Aufwand für eine Modellierung und Validierung zu reduzieren.

Der Gleichstrommotor liefert in Abhängigkeit der Ankerspannung U_A und des Lastmoments M_{Last} eine Drehzahl an die Exzenterwelle mit ihren Nocken. In Abbildung 6.6 ist der Vergleich des verwendeten Motormodells mit Messdaten zu sehen. Für diese wird die sich einstellende Drehzahl bei einer definierten Last ermittelt. Die Exzenterverläufe, dargestellt im Anhang in Abbildung A.4, sind entsprechend der in Kapitel 6.2.3 ermittelten Werte für Vorder- und Hinterachse als Hub über den Winkel im Exzentermodell enthalten.

Das Summenlastmoment der Nocken der beiden Pumpelemente wird zum Elektromotor zurückgeführt. Hierbei wird sowohl die Reibung der Kolbenbewegung als auch die eigentliche Reibung des Motors mitberücksichtigt.

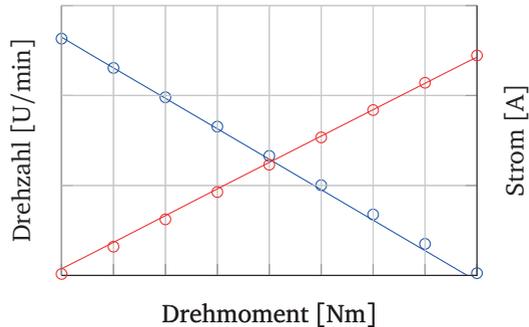


Abbildung 6.6.: Gleichstrommotormodell, Drehzahl simuliert (—) und gemessen (○), Strom simuliert (—) und gemessen (○)

6.4. Konstruktion Alternativkonzept

Für die Konstruktion der Bremsmodule des Alternativkonzepts wird eine möglichst günstige Anordnung der benötigten Einzelkomponenten angestrebt. Der Hydraulikblock aus Aluminium muss alle Einzelkomponenten aufnehmen und miteinander entsprechend verbinden und ist somit das wesentliche Bauteil des Moduls.

Einflussgrößen - Designparameter

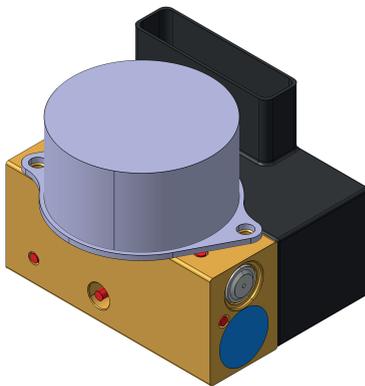
Die wesentlichen Komponenten für die Umsetzung aller wesentlichen Bremsfunktionalitäten sind für das in Kapitel 6.2.1 gezeigte Konzept: die Radialkolbenpumpe mit ihren zwei Pumpelementen, der Elektromotor mit Exzenter, das Reservoir bzw. der Fluidspeicher, ein Drucksensor sowie ein Auslassventil. Weitere Komponenten, die in der schematischen Abbildung 6.2b nicht

dargestellt sind, sind das Steuergerät sowie der Hydraulikblock selbst, in dem die Komponenten entsprechend untergebracht werden müssen. Im Steuergerät sind im Wesentlichen die Elektronik zum Auslesen des Drucksensors, die Leistungselektronik sowie die Magnete für die Ansteuerung der Ventile enthalten. Der Hydraulikblock beinhaltet das Leitungssystem in Form von Bohrungen.

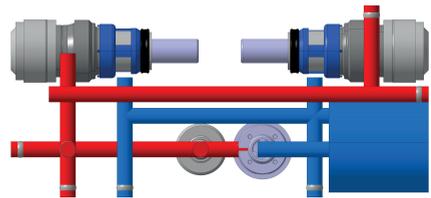
Ein Hauptziel bei der Konstruktion der Bremsmodule ist eine möglichst kompakte Bauweise, welche mit dem in Kapitel 3.3 ermittelten verfügbaren Bauraum kompatibel ist. Die Bauraumanforderung sowie die Lastfälle (mechanisch, thermisch) stellen äußere Zwangsbedingungen an das Design der Bremsmodule dar. Durch die jeweilige Charakteristik der Einzelkomponenten ist für einige von ihnen eine bestimmte Positionierung zueinander Voraussetzung für ein korrektes Funktionieren bzw. stellen sich bestimmte Einbaupositionen als besonders günstig für den Betrieb dar, hieraus ergeben sich weitere innere Zwangsbedingungen. Beispielsweise ist eine senkrechte Anordnung der Pumpelemente zur Exzenterachse eine Vorgabe für das korrekte Funktionieren der Motor-Pumpen Kombination. Weiterhin ist eine gegenseitige Abstützung der Pumpelemente über den Exzenter besonders vorteilhaft in Bezug auf Verschleiß, weshalb eine gegenüberliegende Positionierung im Weiteren verfolgt wird. Die Umsetzung einer Phasenverschiebung der Pumpelemente von 180° ist hiermit mit einfachsten Mitteln umsetzbar. Aus dieser Forderung ergibt sich die Lage der Saug- und Druckkanäle für die Versorgung der Pumpelemente. Für die Druckmessung und Regelung des Drucks über das Auslassventil folgt für den entsprechenden Kanal als Bedingung eine Lage nahe am Gehäuserand auf der Steuergeräteseite. Die Lage des Drucksensors und des Auslassventils gibt wiederum die Anbringung des Steuergerätes vor. Für das Auslassventil wird eine Position senkrecht zur Hochachse des Fahrzeugs bevorzugt, um ein ungewolltes Öffnen bei entsprechender Anbringung und Anregung durch die Fahrbahn auszuschließen. Die Bremsmodule für Vorder- und Hinterachse des Zielfahrzeugs unterscheiden sich aufgrund der unterschiedlichen Radbremstypen. Für die Vorderachscheibenbremse muss wegen des deutlich größeren Bremszylinders und der größeren Verschleißnachstellung deutlich mehr Volumen vorgehalten werden. Da das Reservoir für Bremssysteme aus Kunststoff besteht, gibt es

bei der Formgebung gewisse Freiheiten. Die Trommelbremse an der Hinterachse benötigt aufgrund ihrer Volumenaufnahmecharakteristik und sehr geringen Verschleißnachstellung ein Zehntel dieses Vorhaltevolumens. Hierdurch ergibt sich die Möglichkeit, einen kleinen Fluidspeicher direkt in den Hydraulikblock zu integrieren, wie in Abbildung 6.7a zu sehen ist.

Unter Einbeziehung aller Zwangsbedingungen werden mögliche Designs für die beiden Bremsmodule mit dem Ziel möglichst geringer Bohrungsanzahl erstellt und bewertet. In Abbildung 6.7b ist das ausgewählte Design des Hydraulikblocks für die Hinterachse mit den entsprechenden Bohrungen dargestellt. Die Kanäle im Hydraulikblock lassen sich in Saug- (blau) und Druckkanäle (rot) einordnen, je nachdem ob sie zum Ansaugen des drucklosen Fluids in die Pumpelemente dienen oder von dort den Fluss zur Radbremse und damit den Druck liefern. Die konstruierten Bremsmodule sind in der gezeigten Form auch für einen Großteil der in Kapitel 3.3 betrachteten Fahrzeuge einsetzbar.



(a) Bremsmodul Hinterachse mit integriertem Fluidspeicher (blau)



(b) Bohrungsbild Hydraulikblock mit integriertem Fluidspeicher

Abbildung 6.7.: Übersicht Zusammenbau und Bohrungsbild für das hintere Bremsmodul des Alternativkonzepts [Rie18]

6.5. Vergleich des Alternativkonzepts mit dem konventionellen System

Der Vergleich des konventionellen Hilfskraftbremssystems mit dem in dieser Arbeit vorgestellten dezentralen hydraulischen By-Wire-System gestaltet sich wegen der grundlegenden Unterschiede der Konzepte teilweise schwierig. So wird beispielsweise bei der Hilfskraftbremse durch die Kopplung mit dem Fahrer tendenziell mehr Druck aufgebaut als für die Umsetzung des eigentlichen Bremswunsches notwendig ist.

6.5.1. Druckverluste

Aufgrund der in Kapitel 5.7 beschriebenen abgeleiteten Designeigenschaften für das alternative Konzept, ist ein Druckverlust wie in einem konventionellen hydraulischen Bremssystem nicht mehr messbar. Dies liegt zum einen an der drastischen Verkürzung des hydraulischen Pfades von Druckerzeugungsort zur Radbremse. Zum anderen daran, dass auf dem Pfad zur Radbremse auf Drosselstellen, wie beim konventionellen System beispielsweise das Einlassventil, verzichtet wird. Hierdurch wird erreicht, dass der Druck direkt an der Radbremse anliegt, wodurch ein Δp -Wert wie für das konventionelle System in Kapitel 5.1 beschrieben nicht mehr messbar ist.

6.5.2. Volumenverluste

Die Volumenverluste des konventionellen Systems sind bereits in Kapitel 5.2 vorgestellt worden. Der Sinn dieser Kennzahl ist es, eine Aussage darüber zu machen, welcher Anteil des ursprünglich von einer Pumpvorrichtung geförderten Volumens bei quasi-statischen Druckaufbau an seinen Zielort, hier den Radbremsen, gelangt. Für das konventionelle System sind dies im linearen Bereich ab 30 bar zirka 80% des ab diesem Druck geförderten Volumens. Für einen quasi-statischen Druckaufbau bis 20 bar liegt der gemittelte volumetrische Wirkungsgrad über den Druckaufbau bei knapp über 50%.

Für das Alternativkonzept liegt der volumetrische Wirkungsgrad für einen quasi-statischen Druckaufbau auf 20 bar für das Vorderrad bei über 90%. Die Möglichkeit der direkten starren Anbindung durch Verrohrung ergibt für die Hinterachse einen volumetrischen Wirkungsgrad η_{vol} von nahezu eins. Dies bedeutet, dass im Mittel das Alternativkonzept auf den gesamten Bremskreis bezogen nur die halbe Menge an Volumen fördern muss, um 20 bar Druck aufzubauen.

Ein Nachteil der Darstellung in Abbildung 6.8 für das konventionelle System ist, dass der Anteil, der verschoben werden muss, um 1 bar Druck zu erreichen, verursacht durch Leerwege und Aufweitungseffekte, nicht sichtbar ist. Es wird nahezu die Hälfte des geförderten Volumens rein für die Überwindung von Leerwegen und der Kompensation von Aufweitungseffekten benötigt. Für das Alternativkonzept kann aufgrund der geänderten Architektur und dem Entfall von Leerwegen direkt Volumen in die Radbremse gefördert werden, wie in Abbildung 6.8 zu sehen ist. Mit zunehmendem Druck ist ein Absinken durch Aufweitungseffekte im Bremsschlauch zu erkennen. Es sei noch angemerkt, dass im Idealfall bei direkter Anbringung des Vorderradsystems am Rad die Volumenverluste prinzipiell dann komplett entfallen würden.

6.5.3. Energieeffizienz Gesamtsystem

Für die Betrachtung der Energieeffizienz werden Bremsungen mit für Bremsysteme typischen Druckaufbauzeiten durchgeführt. Dies erfolgt sowohl am Prüfstand mit dem konventionellen System als auch in der Simulation mit dem Alternativkonzept jeweils bei Raumtemperatur.

Druckaufbau Einzelmanöver Komfortbremsung

Etwas genauer soll kurz auf die Einzelbremsung mit einem Zieldruck von 20 bar eingegangen werden, welche auch in [Rie17c] untersucht wird. In Abbildung 6.9a ist der Druckaufbau für beide Systeme zu sehen. Hierbei ist

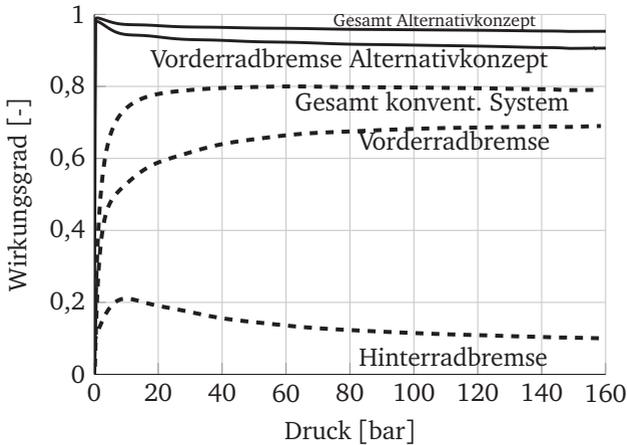


Abbildung 6.8.: Vergleich volumetrischer Wirkungsgrad bei quasistatischem Druckaufbau des Alternativkonzepts (—) mit konventionellem Bremssystem (---)

sicherzustellen, dass beide eine möglichst ähnliche Druckaufbaucharakteristik und Zeitdauer aufweisen, um eine gute Vergleichbarkeit zu gewährleisten. Weiterhin ist der Unterschied eines Druckaufbaus mit einem Plungerkonzept mit Linearbewegung (konventionelles Bremssystem) im Vergleich zu einem Radialkolbenpumpenkonzept (Alternativkonzept) deutlich zu erkennen. Es fällt erneut auf, dass das konventionelle System zunächst einen gewissen Leerweg überbrücken muss, bevor der eigentliche Druckaufbau beginnt. Dies spiegelt sich auch im Wirkungsgradverlauf in Abbildung 6.9b wieder. Für das Alternativkonzept hingegen kann ein direkter Druckanstieg festgestellt werden. Dieser hängt auch damit zusammen, dass das geförderte Volumen sofort die Radbremse erreicht und nicht wie beim konventionellen Bremssystem erst die Volumenaufnahme der Einzelkomponenten kompensieren muss. Dies bedeutet, dass die ins System eingebrachte hydraulische Leistung direkt am Rad wirksam wird. Für das konventionelle System ergibt sich, wie in Kapitel 5.6 bereits beschrieben, ein mittlerer hydraulischer Wirkungsgrad für den gezeigten Druckaufbau von zirka 40%.

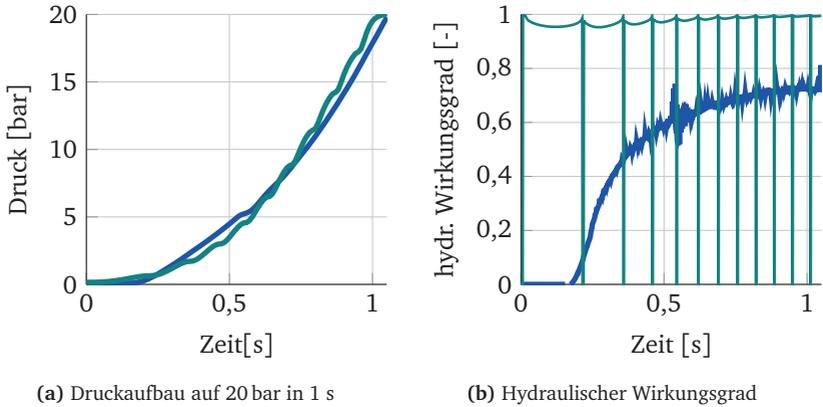


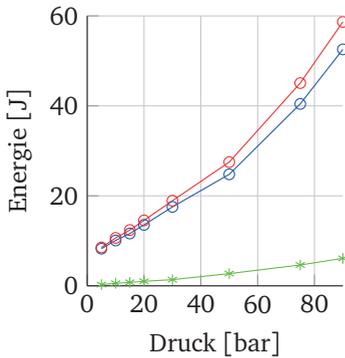
Abbildung 6.9.: Druckverlauf und hydraulischer Wirkungsgrad für moderate Komfortbremsung mit Zieldruck 20 bar, konventionelles Bremssystem (—) und Alternativkonzept vorderes Bremsmodul (—) [Rie17c]

An dieser Stelle muss angemerkt werden, dass der starke Einfluss des Leerwegs auf das Gesamtergebnis dazu geführt hat, dass für die weiteren Messreihen der Prüfstands Aufbau geändert wird um ein möglichst unverfälschtes Ergebnis zu erhalten. Der Adapter für die Kraftmessung am Ausgang des BKVs wird ausgebaut und der THZ wie im Fahrzeug direkt am BKV entsprechend angeflanscht. Eine Wiederholung der Messung ergibt im Weiteren für das konventionelle System einen mittleren hydraulischen Wirkungsgrad von etwas über 50%. Für das Alternativkonzept liegt der hydraulische Wirkungsgrad für den gezeigten Druckaufbau bei über 90%. Auch für das Alternativkonzept wird für das Frontmodul der Einfluss des Bremsschlauchs, z.B. durch Alterung, auf den Wirkungsgrad untersucht. Es kann allerdings kein signifikanter Abfall des Wirkungsgrades festgestellt werden.

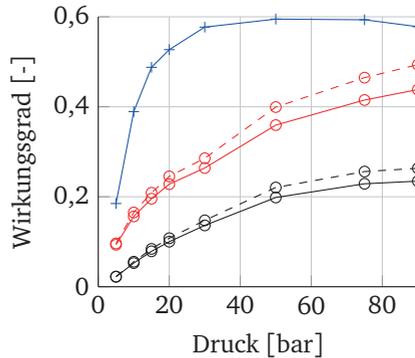
Konventionelles System: Vergleich Hilfskraftbremse mit Fremdkraftbremse

Bevor der eigentliche Vergleich der beiden Systeme folgt, hier noch ein Einschub bezüglich der Wirkungsgradbetrachtung von Hilfs- und Fremdkraftbremssystemen für das weitere bessere Verständnis und die Vergleichbarkeit.

Bei dem in Kapitel 5 vorgestellten Bremssystem mit konventioneller Architektur wird die Fahrerfußkraft durch einen Bremskraftverstärker erhöht. Gleichzeitig wirkt sich die vom Fahrerfuß zugeführte Arbeit positiv auf die Energiebilanz aus, da diese Energie nicht vom System aufgebracht werden muss und somit eigentlich nicht in die Eingangsenergiebilanz eingeht. Dies führt zu einer Wirkungsgradanhebung da diese zugeführte Energie sich auf der Nutzenergieseite in Form von Druckanstieg bzw. Fluss bemerkbar macht, wie in Abbildung 6.10b zu sehen ist. Im Bereich der Komfortbremsungen bis 30 bar wirkt sich diese Wirkungsgradanhebung nicht merklich ($< 2\%$) auf den Gesamtwirkungsgrad aus. Dies liegt vor allem daran, dass die über das Pedal zugeführte Energie im Verhältnis zu der vom Bordnetz bezogenen Energie um ein vielfaches geringer ist, wie in Abbildung 6.10a dargestellt ist. Selbst für die dynamischeren Bremsungen mit höheren Drücken von 50-90 bar liegt die maximale Wirkungsgradanhebung bei $\leq 5\%$.



(a) Energie für Druckaufbau, Pedalenergie (—*), von Bordnetz benötigte Energie (—○) und Gesamtenergie (—○)



(b) Wirkungsgrad mit und ohne Pedalenergie auf Eingangsseite der Gesamtenergiebilanz (hydraulischer Wirkungsgrad (—+), elektromechanischer Wirkungsgrad ohne (-○-), Gesamtwirkungsgrad ohne (-○-) mit (—○))

Abbildung 6.10.: Auswirkungen der über das Pedal zugeführten Energie auf die Energie- und Wirkungsgradbilanz für Druckaufbau mit 1 s für 0-30 bar und 0,7 s für 50-90 bar für das konventionelle System

Um das Hilfskraftbremssystem mit dem Fremdkraftbremssystem vergleichen zu können, wird sowohl der ganzheitliche als auch der um die Fahrerfußenergie bereinigte Wirkungsgrad betrachtet. Um die Systeme vergleichbar zu machen, wird das konventionelle System mit zentraler Architektur im weiteren Verlauf wie eine Fremdkraftbremse betrachtet. Es wird angenommen, dass die gesamte eingehende Energie der entspricht, die der Motor eines zentralen Fremdkraftbremssystems benötigen würde, um einen solchen Druckaufbau zu generieren.

Der hydraulische Wirkungsgrad wird nach Gleichung 5.19 und der elektromechanische nach Gleichung 5.22 bestimmt.

Die Komfortbremsungen im Bereich bis 30 bar sind wegen ihrer Auftrittshäufigkeit besonders für die Effizienzbetrachtung relevant. Bei diesen wird ein maximaler Gesamtwirkungsgrad von 15% erreicht. Bremsungen mit Drücken ≤ 10 bar, wie sie für das Überblenden in den Stillstand bei elektrisch angetriebenen Fahrzeugen üblich sind, erreichen einen Gesamtwirkungsgrad $\leq 7\%$. Sowohl die Bremskraftverstärkung als auch das hydraulische Netzwerk für die Übertragung arbeiten bei diesen Bremsdrücken in ihrem maximal ungünstigen Effizienzbereich. Der maximal gemessene Gesamtwirkungsgrad für das untersuchte System liegt bei zirka 25%.

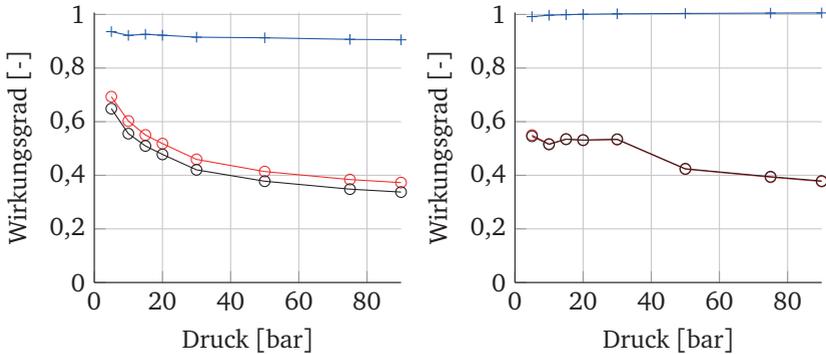
Vergleich Einzeldruckaufbauten

In diesem Abschnitt sollen die beiden Systeme auf Basis der benötigten Energie und der Effizienz für einzelne Druckaufbauten im für Bremssysteme relevanten Druckbereich verglichen werden.

Der hydraulische Wirkungsgrad des Vorderradbremmoduls liegt bei zirka 90% und der des Hinterradbremmoduls aufgrund der direkten starren Anbindung bei nahezu 100%, wie in Abbildung 6.11a und in Abbildung 6.11b zu sehen ist. Aufgrund des deutlich andersartigen Bewegungsablaufs der Kolben bei der Radialkolbenpumpe ist eine ganz strikte Trennung von elektromechanischem und hydraulischem Wirkungsgrad hier nicht möglich. Weiterhin ist die Annahme bei der Auswertung des konventionellen Systems für die Umsetzung der Linearbewegung in einen hydraulischen Fluss als

ideal angenommen. Für eine Radialkolbenpumpe treten hier bauart- und typbedingt Werte <1 auf, weshalb zusätzlich der Pumpenwirkungsgrad in den elektromechanischen mit eingeht. Dem elektromechanischen Wirkungsgrad des konventionellen Systems entspricht beim Alternativkonzept aufgrund dessen Wirkungsweise das Produkt aus elektromechanischem Wirkungsgrad mit dem Pumpenwirkungsgrad. Der hydraulische Wirkungsgrad bewertet weiterhin die in den Bremskreis geförderte hydraulische Leistung und deren Umsetzung bis zur Radbremse. Das Absinken des Pumpenwirkungsgrads mit zunehmendem Druck über den hier betrachteten Druckbereich von 95% auf 80% ist auf Leckage- und Reibungseffekte zurückzuführen. Weiterhin ist ein Absinken des Wirkungsgrades mit zunehmendem Druck bei der Umsetzung der Bordnetzenergie in Wellenleistung zu sehen. Beide Effekte sind hier im elektromechanischen Wirkungsgrad zusammengefasst, welcher in Abbildung 6.11a für das Vorderradmodul dargestellt ist. Auf eine weitere Auftrennung der Wirkungsgrade wird für eine bessere Vergleichbarkeit mit dem konventionellen System verzichtet. Für das Hinterradmodul entspricht durch den hydraulischen Wirkungsgrad von eins, der Gesamtwirkungsgrad dem elektromechanischen Wirkungsgrad, wie in Abbildung 6.11b zu sehen ist. Das Absinken des Wirkungsgrades ist auch hier zu beobachten, allerdings ist durch die sehr geringen Leistungsbeträge speziell bei niedrigen Drücken eine gewisse Streuung zu beobachten, wodurch sich ein nicht ganz eindeutig bestimmbarer Verlauf ergibt.

In Abbildung 6.12a ist zu sehen, dass wegen des deutlich geringeren zu verschiebenden Volumens und der damit geringeren benötigten hydraulischen Leistung für die Hinterradbremse, diese deutlich weniger Energie für einen entsprechenden Druckaufbau, verglichen mit der Vorderradbremse, benötigt. Der Gesamtenergiebedarf der Pumpen wird somit vom Vorderradbremssystem dominiert, weshalb im Weiteren der nach Energieverbrauch gewichtete Gesamtwirkungsgrad des Systems betrachtet wird, dargestellt in Abbildung 6.12b. Im Vergleich zum konventionellen System fällt auf, dass der Wirkungsgrad mit zunehmenden Druck abnimmt, wohingegen für das konventionelle System dieser mit steigendem Enddruckniveau zunimmt.



(a) Wirkungsgrad für Vorderradbremssystem

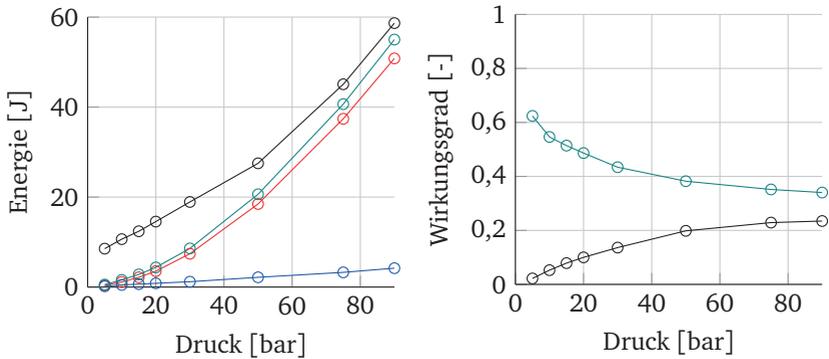
(b) Wirkungsgrad für Hinterradbremssystem

Abbildung 6.11.: Wirkungsgrad für Druckaufbau in 1 s für das Vorder- und Hinterradbremssystem, (hydraulischer Wirkungsgrad (\rightarrow), elektromechanischer Wirkungsgrad (\rightarrow), Gesamtwirkungsgrad (\rightarrow))

Dies lässt sich mit der Kompensation der Leerwege erklären, wodurch mit zunehmenden Druck der Anteil mit Wirkungsgrad null am Gesamtverlauf weiter abnimmt.

6.5.4. Druckaufbaudynamik

Ein Vergleich der Druckaufbaudynamik für eine Notfallbremsung mit konventioneller hydraulischer Bremssystemarchitektur und mit dem Alternativkonzept zeigt die Vorteile einer direkten Druckerzeugung am Rad auf [Rie17c]. Außerdem wird der Entfall des Druckunterschieds dp bzw. des Zeitverzugs Δt_{TTL} zwischen Druckerzeugungsort und Zielort deutlich. In Abbildung 6.13a beträgt dieser zirka 50 ms, was für ein Erreichen einer TTL von 200 ms am Rad eine TTL von 150 ms für den Hauptbremszylinder bedeutet. Das Alternativkonzept ist so ausgelegt, dass es im Rahmen des maximal verfügbaren Stroms eine TTL am Rad von 200 ms erreichen kann. Durch die geänderte Architektur und das gewählte Moduldesign kann so mit einer Radialkolbenpumpe eine Dynamik wie mit einem Plungerbremssystem erreicht werden. Ein Grund hierfür ist der in Abbildung 6.13b dargestellte



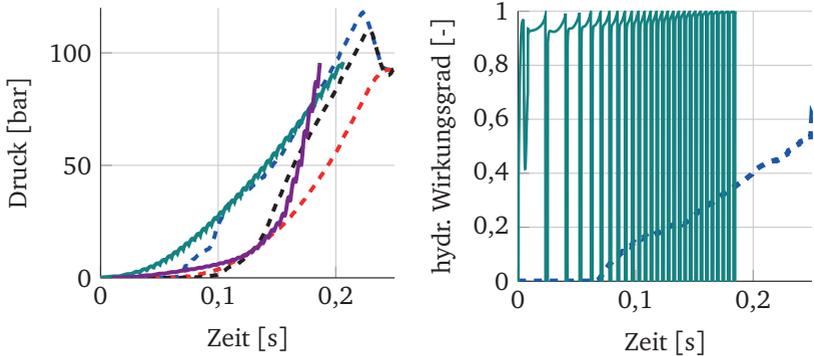
- (a) Benötigte Bordnetzenergie für Druckaufbau in 1 s mit Alternativkonzept, Vorne (—○—) und Hinten (—○—), sowie Gesamtenergie (—○—) im Vergleich zu konventionellem Bremssystem(—○—)
- (b) Gesamtwirkungsgrad Alternativkonzept gemittelt (—○—) und nach Energiebedarf gewichtet im Vergleich zu konventionellem Bremssystem (—○—)

Abbildung 6.12.: Vergleich Gesamtenergiebedarf und Wirkungsgrad

sehr hohe hydraulische Wirkungsgrad über den gesamten Druckaufbau. Das konventionelle System erreicht einen mittleren hydraulischen Wirkungsgrad über den Druckaufbau von etwa 20%, wohingegen der Wirkungsgrad für den gezeigten Verlauf für das Alternativkonzept an einem Vorderrad bei 75% liegt. Da der Blockierdruck am Rad direkt erzeugt wird, ist der Verlauf für das Alternativkonzept im gezeigten Beispiel in der Abbildung entsprechend kürzer.

Eine Beschränkung für die Druckaufbaudynamik stellt der maximal zulässige beziehbare Strom vom Bordnetz I_{max} dar, welcher nicht überschritten werden darf. Dies wird bereits bei der Designparameterbestimmung mit berücksichtigt. Es zeigt sich erneut, dass die Hinterradbremse aufgrund ihrer Trommelbremsencharakteristik einen steil ansteigenden Verlauf aufweist, wodurch sehr niedrige TTL-Werte erreicht werden können, wie in Abbildung 6.13a dargestellt. Dies kann beispielsweise genutzt werden, um die Stromspitzen des Systems beim Motoranlauf zu reduzieren, indem zunächst die Vorderachsmodule anlaufen und im Anschluss um wenige Millisekunden

versetzt die Hinterachsmodule. Hierdurch könnten beide immer noch zeitgleich das Blockierdruckniveau erreichen.



(a) Druckaufbau für Notfallbremsung, konventionelles System: HZ (---), VR (---) und HL (---), sowie Alternativkonzept vorne (—) und hinten (—)

(b) Hydraulischer Wirkungsgrad konventionelles System (---) und Alternativkonzept vorderes Bremsmodul (—)

Abbildung 6.13.: Vergleich Druckverlauf und hydraulischer Wirkungsgrad für Notfallbremsung [Rie17c]

Für die Notfallbremsung soll hier ebenfalls kurz der Einfluss des Bremschlauchs betrachtet werden. Die in Abbildung 6.13 gezeigten Verläufe sind mit montiertem Vorderradschlauch ermittelt. Der Unterschied der erreichbaren TTL mit und ohne Schlauch beträgt 15 ms. Wie in [Ant10] beschrieben, kann die verschleißbedingte Volumenzunahme bis zu dem doppelten der ursprünglichen Schlauchvolumencharakteristik entsprechen. Für diesen Fall ergibt sich ein weiterer Anstieg der TTL um zusätzliche 15 ms. Es wird ersichtlich, dass für das Alternativkonzept für die vorderen Bremsmodule möglichst hochwertige Gummischläuche oder sogar Stahlflexschläuche verwendet werden sollten.

6.5.5. Druckabbaudynamik

Neben dem Druckaufbau ist auch der Druckabbau sehr wichtig für ein gut funktionierendes Bremssystem. In Abbildung 6.14a ist die Messung mit dem bereits in Kapitel 5.5 gezeigten Druckabbau beim Lösen des Bremspedals im Stillstand dargestellt. Hier zeigt sich erneut die Schwierigkeit des Vergleichs einer Hilfskraftbremse mit einer Fremdkraftbremse. Für das Alternativkonzept wird lediglich nach Erreichen des Druckes das Ventil geöffnet und der Druckabbau entsprechend aufgezeichnet. Für das konventionelle System hingegen wird der Druckabbau auch durch das Lösen des Bremspedals durch den Fahrer bestimmt. Darüber hinaus zeigt sich für das Alternativkonzept eine deutlich höhere Druckabbaudynamik als für das konventionelle hydraulische Bremssystem. Speziell die Hinterachse zeigt hier ein sehr gutes Verhalten, was sich anhand der stark reduzierten Induktivität im Vergleich zum konventionellen System mit seinen langen Leitungswegen erklären lässt. Im Alternativkonzept ergibt sich für die Vorderachse auch ein sehr gutes Gesamtverhalten, allerdings ist hier eine Verlangsamung des Druckabbaus wegen der höheren Induktivität durch die höhere Volumenaufnahme der Vorderradbremse, sowie zusätzlich durch die Leitungsinduktivität des Schlauches deutlich sichtbar.

Neben dem Druckabbau beim Pedal lösen (Fahrerwunsch "nicht bremsen") ist speziell unter sicherheitstechnischen Aspekten das Druckabbauverhalten im Regelfall wichtig. In Abbildung 6.14b ist der Druckabbau bei einer Notfallbremsung mit ABS-Regelung aus 50 km/h dargestellt. Hierbei sind Vor- und Nachteile der beiden unterschiedlichen Konzepte und deren Architekturen deutlich erkennbar. Die zu große Ansteuerung des THZs durch die Kopplung mit dem Fahrerfuß beim Druckaufbau des konventionellen Hilfskraftbremssystems führt zu einem deutlichen Überschreiten des eigentlich benötigten Blockierdrucks. Der nicht dargestellte THZ-Druck des konventionellen Systems liegt mit Werten im Bereich von 120-160 bar über die gesamte Bremsung weit über dem benötigten Blockierdruckniveau von zirka 90 bar. Das Hydroaggregat versucht dieses Überangebot an Bremsdruck entsprechend zu reduzieren, um ein Blockieren zu vermeiden bzw. das Rad wieder frei rollen zu lassen. Hierfür benötigt es mehrere Zeitzyklen bevor der

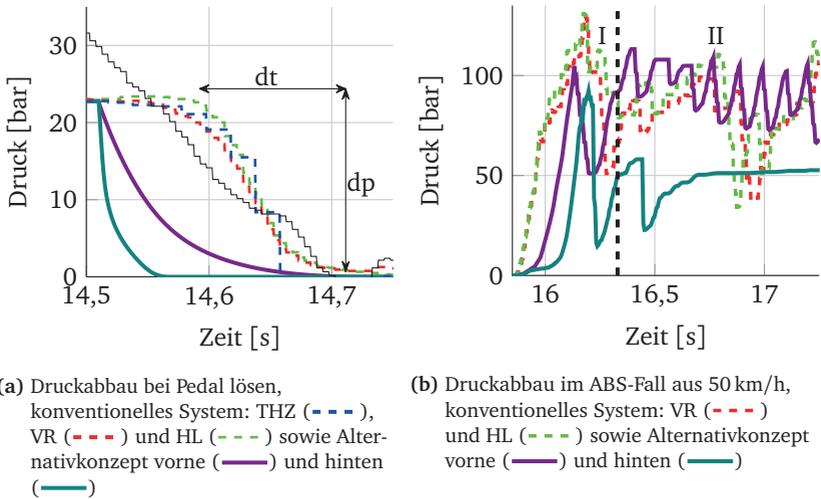


Abbildung 6.14.: Vergleich Druckabbauverhalten konventionelles Bremssystem und Alternativkonzept für unterschiedliche Situationen

Druck am Vorderrad erstmals unter den eigentlichen Blockierdruck fällt. Der Gradient für den Druckabbau beträgt im Mittel über 1000 bar/s, allerdings erfolgt der Druckabbau in Stufen mit Haltephasen, wodurch die eigentliche Druckabbaurrate deutlich absinkt. Der hohe Wert für den Druckabbaugradienten ergibt sich zum einen aus dem deutlich höheren Ausgangsdruck. Darüber hinaus werden spezielle kleine Niederdruckspeicher dem Radventil hierfür nachgelagert und durch die Pumpe aktiv entleert. Aufgrund des deutlichen Überschreitens des benötigten Blockierdruckniveaus benötigt das System auch einen entsprechend hohen Druckabbaugradienten.

Für das Alternativkonzept ist ein mittlerer Druckgradient von zirka 800 bar/s für das Vorderachsmodul für die ABS-Bremung messbar. Für das Hinterachsmodul ergibt sich aufgrund der geringeren Induktivität ein nochmals schnellerer Druckabbau, welcher im Mittel sogar deutlich über 1000 bar/s liegt. Dieser Druckabbau ist bereits so dynamisch, dass wegen des im Vergleich zum konventionellen Bremssystem fehlenden Grunddrucks dieser sehr weit absinkt. Darüber hinaus ist zu beobachten, dass durch die dynamische Radlastverlagerung der Bremsdruck am Hinterrad sich entsprechend der

idealen Bremskraftverteilung ohne Radblockieren weit unter dem eigentlichen Blockierdruck nach wenigen Zyklen einstellt (Abbildung 6.14b, II). Dies ist möglich, da jedes Rad entkoppelt ist und ein individueller Druck eingestellt werden kann.

6.5.6. Bremsweg

Die Kennzahl, welche für jedes Fahrzeug verwendet wird, um eine Aussage über die Leistungsfähigkeit des Bremsverhaltens zu treffen, ist der Bremsweg. Dieser wird mittels Testfahrten ermittelt. Typischerweise wird der Wert für eine Bremsung aus 100 km/h in den Stillstand verwendet. Versuchstechnisch war mit dem Zielfahrzeug nur eine Durchführung bis 70 km/h möglich. Für das hier betrachtete Fahrzeug wird ein Bremsweg von 38,2 m [Ada13] angegeben. Da das untersuchte Bremssystemkonzept gerade für zukünftige Fahrzeuge mit einem urbanen Fahrprofil zum Einsatz kommen soll, werden im Folgenden die Bremswege aus hierfür typischen Startgeschwindigkeiten 30 km/h, 50 km/h und 70 km/h betrachtet, siehe Tabelle 6.3. Für einen geringen Bremsweg ist eine hohe Güte der Bremsung notwendig, für welche neben einer geringen Druckaufbauzeit die Druckmodulation mit ausschlaggebend ist.

Beim Vergleich der Verzögerungen für einzelne Bremsungen zeigt sich das prinzipielle Problem des Vergleichs eines Hilfskraftbremssystems mit einem Fremdkraftbremssystem. Der ausgebildete Testfahrer erzeugt durch eine überdurchschnittlich hohe Pedalkraft einen sehr hohen Grunddruck, welcher ein sehr schnelles Erreichen des Blockierdrucks zur Folge hat. Darüber hinaus nutzt das System im Fahrzeug eine Funktion zum Vorspannen des Bremssystems (Prefill) um eine möglichst hohe Dynamik beim ersten Druckaufbau zu erreichen. Das Alternativkonzept ist speziell zu Beginn der Bremsung (Abbildung 6.15 Bereich I) aufgrund seiner im Vergleich zu der gezeigten Messung mit dem konventionellen System geringeren Dynamik etwas schlechter. Dieser Effekt wird bei geringeren Geschwindigkeiten noch teilweise durch die über die Rekuperation verfügbare Verzögerung abgeschwächt. Für die 100 km/h Bremsung verliert das System hier allerdings

Tabelle 6.3.: Bremsweg für konventionelles System (Messung) und Alternativkonzept (Simulation) aus unterschiedlichen Geschwindigkeiten (*Messwert von [Ada13])

Geschwindigkeit	Messung: konvent. System	Simulation: Alternativ- konzept
30 km/h	5,01 m	4,47 m
50 km/h	11,65 m	11,32 m
70 km/h	21,45 m	21,27 m
100 km/h	38,2 m*	40,2 m

Der Nachteil der geringeren Dynamik beim ersten Druckaufbau bis Blockierdruck macht sich allerdings nur für diesen Bereich I der Bremsung deutlich bemerkbar. Die relativ lange Zeitspanne zwischen erstem Druckabbau bis zum Wiedererreichen des Blockierdruckniveaus für die Vorderachse hängt mit dem Schlupf zusammen. Der Regler reduziert den Druck solange bis dieser wieder unter 15% liegt, hier könnte unter Umständen durch früheres Gegensteuern eine weitere Verkürzung des Bremswegs erreicht werden. Im Anschluss daran moduliert das System deutlich dynamischer den Druck und hält das Fahrzeug besser im idealen Schlupfbereich, wodurch die Verzögerung über der des konventionellen Systems liegt (Abbildung 6.15 Bereich II).

Eine weitere Verbesserung der Dynamik ist durch eine Erhöhung des verfügbaren Maximalstroms oder eine Vergrößerung des Kolbendurchmessers erreichbar. Außerdem würde eine direkte Anbringung ohne Schlauch sich hierauf positiv auswirken.

Die Werte sind inklusive Verzögerung durch Rekuperation wie in den Messungen mit dem Zielfahrzeug ermittelt worden, hierdurch lässt sich im Vergleich zur reinen Reibbremsung der Bremsweg leicht verringern. Gleichzeitig fällt auf, dass das Alternativkonzept dynamischer moduliert als das konventionelle System, hierdurch ergibt sich für den Fahrer eine bessere Lenkbarkeit während des Vollbremsvorgangs.

Bei eingeschalteter Rekuperation an der Vorderachse kann dort das Druckniveau entsprechend um den Betrag des Moments der E-Maschine reduziert werden. Hier zeigt sich ein weiterer Vorteil bei der Verwendung entkoppelter

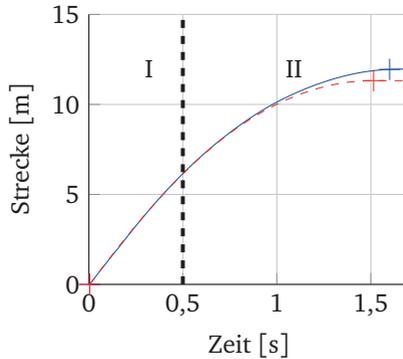


Abbildung 6.15.: Bremsweg bei Vollbremsung aus 50 km/h, Messung mit konventionellem System (—) und Simulation mit Alternativkonzept (- - -)

Fremdkraftbremssysteme für Elektrofahrzeuge, da bei der Hilfskraftbremse in so einem Fall mehr Druck aufgebaut wird als eigentlich benötigt.

6.5.7. Ergebnisse für die untersuchten Fahrzyklen

Für die Ermittlung der benötigten Energie werden die Geschwindigkeitsprofile entsprechend mit der Co-Simulation nachgefahren. In Abbildung 6.16a ist ein Ausschnitt des Geschwindigkeitsprofils des NYC-Zyklus dargestellt. Hierbei wird sichergestellt, dass die Abweichungen vom Sollgeschwindigkeitsverlauf möglichst gering sind und die vordefinierten Toleranzgrenzen keinesfalls überschreiten. Zunächst werden die Profile wie mit einem konventionellen Fahrzeug ohne Rekuperation mit dem alternativen Bremssystem abgefahren. Die für diesen Ausschnitt entsprechenden Druckprofile für die Vorder- und Hinterachsmodule sind in Abbildung 6.16b dargestellt. Für die Hinterradbremsten wird generell ein etwas höherer Druck als an den Vorder- rädern benötigt, was an der deutlich schlechteren Umsetzung des Druckes in Bremsmoment für Trommelbremsen liegt. Auffällig für die untersuchten Fahrzyklen ist, dass ein Großteil der Betätigungen im Bereich ≤ 20 bar liegt und dies noch ohne Rekuperation durch die E-Maschine.

Mit Rekuperation sinkt die Zahl der Reibbremsungen drastisch, wodurch sich die Frage stellt, wie geeignet die existierenden Zyklen für die Betrachtung von Bremssystemen für Elektrofahrzeuge sind.

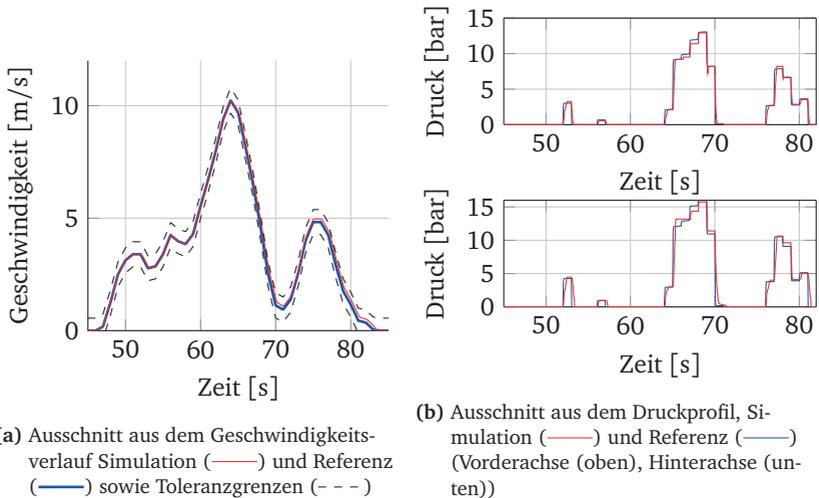
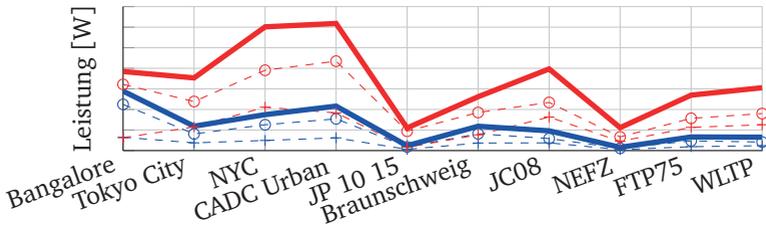


Abbildung 6.16.: Relevante Simulationsgrößen am Beispiel eines Ausschnitts des NYC-Zyklus

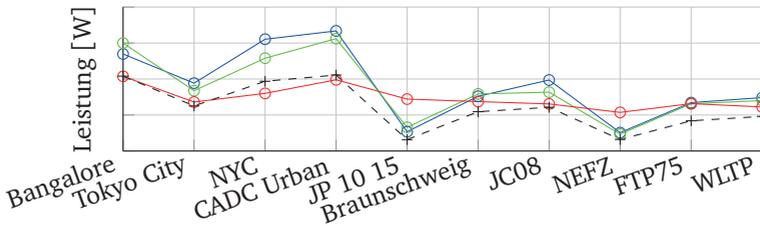
Da sich die untersuchten Zyklen in ihrer Länge und Dauer zum Teil um ein Vielfaches voneinander unterscheiden, werden sie im Weiteren für eine bessere Vergleichbarkeit auf die mittlere benötigte Leistung bezogen dargestellt. Obwohl das Alternativkonzept für den eigentlichen Druckaufbau, wie zuvor gezeigt, wesentlich effizienter ist und auch absolut für den gleichen Druckaufbau weniger Energie benötigt, schneidet es im Betrieb im Fahrzyklus nicht besser als das konventionelle System ab. Dies liegt zum einen an dem gewählten Grundkonzept, welches durch die unidirektionale Pumpe einen Druckabbau nur über eine Ventilbetätigung realisieren kann. Die Energie für die Ventilbetätigung macht hier einen Großteil der benötigten Gesamtenergie aus, wie in Abbildung 6.17a zu sehen ist. Generell fällt auf, dass die Stadtzyklen wie zu erwarten einen höheren Leistungsbedarf aufgrund der höheren Häufigkeit an Bremsungen besitzen. Allerdings ist dies auch stark vom Profil des Fahrzyklus und den damit verbundenen Bremsungen abhängig. Die

Regelung ist hierbei bereits mit dem Ziel Energieeffizienz optimiert, bietet allerdings noch weiteres Potential für eine Energiereduktion, wobei eine teilweise Steuerung hier vermutlich aus energetischer Sicht vorteilhafter wäre. Das für den Vergleich verwendete konventionelle System kann den Druckaufbau rein über die axiale Kolbenbewegung des Hauptbremszylinders mit dem Fahrer, hier dem Prüfstandsaktor, als idealen Regler darstellen, wodurch kein energetischer Zusatzaufwand durch das Einregeln der Zieldrücke anfällt. Hier wäre der Vergleich mit einem zentralen Fremdkraftbremssystem besser geeignet. Weiterhin muss angemerkt werden, dass das Alternativkonzept trotz seiner vier Aktoren bei einzelnen Fahrzyklen bereits weniger Energie benötigt als das konventionelle System. Hierbei kompensiert der sehr hohe Wirkungsgrad im Druckaufbau teilweise den konzeptbedingten hohen Energieaufwand durch die Ventile.

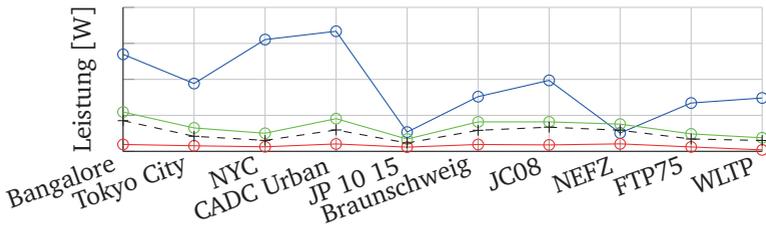
Für die Hinterachse ist das Verhältnis von erbrachter Pumpenenergie für den Druckaufbau zu Energie für die Ventile zur Druckregelung am ungünstigsten. Dies spiegelt den Nachteil der Trommelbremse und ihrer geringen Volumenaufnahme mit ihrer schnell sehr steifen Charakteristik wieder, bei der die Einstellung eines definierten Druckes deutlich schwieriger ist als an der Vorderradbremse. Da sich die Bremsungen für die untersuchten Fahrzyklen nahezu alle im Bereich der Komfortbremsungen bewegen, wird es als zulässig erachtet, als Option die Bremsung rein über die Vorderachsmodule durchzuführen. Der gemittelte Leistungsbedarf über alle Zyklen für das Alternativkonzept im Vergleich zum konventionellen Bremssystem ist in Abbildung 6.17b dargestellt. Es fällt auf, dass sich durch Bremsen rein über die Vorderachsmodule der Energiebedarf für einige Zyklen leicht verringern lässt, allerdings steigt er für den Bangalore Zyklus über den Ausgangswert. Bei genauerer Betrachtung fällt auf, dass für diesen Zyklus im Normalbetrieb die Pumpe an der Vorderachse bereits am meisten Leistung im Vergleich über alle Zyklen aufnimmt. Durch die Verlagerung der Bremsung rein auf die Vorderachse steigen die benötigten Drücke entsprechend an, wodurch diese Tendenz weiter verstärkt wird. Auch der Leistungswert der Ventile ist für diesen Zyklus an der Vorderachse relativ hoch, und in diesem Fall für die Hinterachse verhältnismäßig niedrig. Diese beiden Effekte zusammen führen hier zu einer Verschlechterung des Energiebedarfs bei reiner Bremsung über



(a) Gemittelter Leistungsbedarf des Alternativkonzepts über alle untersuchten Fahrzyklen, Anteil für Pumpe VA (-○-), Pumpe HA (-+-) und Ventile VA (-○-), Ventile HA (-+-) sowie Pumpe gesamt (—) und Ventile gesamt (—)



(b) Gemittelter Gesamtleistungsbedarf ohne Rekuperation: Alternativkonzept normal (-○-), reine Bremsung über die Vorderachsmodule (-○-), Alternativkonzept optimiert (-+-), sowie Prüfstandsmessergebnisse für das konventionelle System (-○-)



(c) Gemittelter Gesamtleistungsbedarf: Alternativkonzept ohne Rekuperation normal (-○-), Alternativkonzept mit Rekuperation (-○-), Alternativkonzept optimiert mit Rekuperation (-+-), sowie Prüfstandsmessergebnisse für das konventionelle System mit Rekuperation (-○-)

Abbildung 6.17.: Übersicht gemittelter Leistungsbedarf der untersuchten Systeme über die betrachteten Fahrzyklen

die Vorderachse. Darüber hinaus ist in Abbildung 6.17b auch das geschätzte Verbesserungspotential durch Weiterentwicklung der Regelung dargestellt.

Durch Hinzuschalten der Rekuperation ergibt sich wie zu erwarten eine Reduktion der benötigten Leistung um ein Vielfaches, wie in Abbildung 6.17c zu sehen ist. Für das Alternativkonzept wird der Großteil der Energie für den Druckabbau, das Nicht-Bremsen, benötigt. Dieser Effekt, welcher sich bei eingeschalteter Rekuperation noch weiter verstärkt, ist dafür verantwortlich, dass es deutlich über dem konventionellen System liegt. Für die Bilanz des konventionellen Systems fehlt hier allerdings auch der energetische Aufwand, der für das vom Fahrerfuß verschobene Volumen in einen weiteren zusätzlichen Aktor und nach erfolgter Bremsung zurück anfällt. Dieses Verschieben des Volumens muss erfolgen um einen Druckaufbau im Reibbremssystem zu vermeiden und Rekuperation zu ermöglichen. Gerade für die Stadtfahrzyklen benötigt das Alternativkonzept mehr Energie, allerdings ist hier wiederum die Frage, wieviel mehr an Energie durch Rekuperation aufgrund der Möglichkeit zum radindividuellen Rekuperieren zurückgewonnen werden kann. Zukünftig könnte hier neben einer weiteren Optimierung der Regelstrategie auch die Weiterentwicklung der Komponente Magnetventil selbst zu einer Verbesserung der Energiebilanz führen.

Generell stellt sich allerdings aufgrund der sehr geringen Energiemenge hier erneut die Frage, ob wirklich alle der verwendeten Zyklen für die Bewertung in der bestehenden Form geeignet sind.

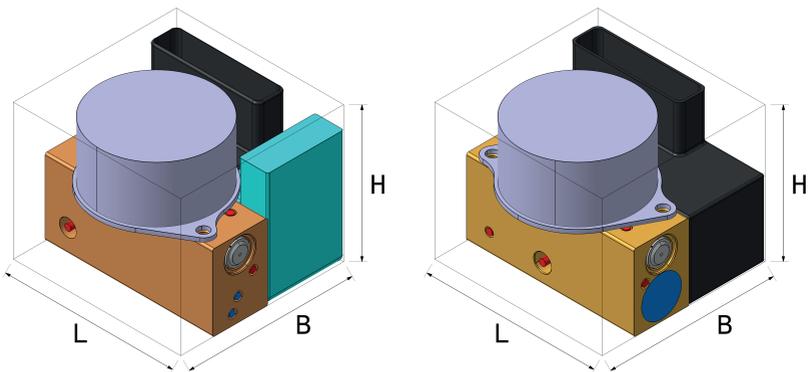
6.5.8. Systemgröße und -gewicht

Es soll hier kurz das sich ergebende Gesamtvolumen und -gewicht des konventionellen Bremssystems bestehend aus dem BKV und dem Hydroaggregat mit den vier benötigten elektrohydraulischen Bremsmodulen des Alternativkonzepts verglichen werden.

In Abbildung 6.18 ist das Vorder- und Hinterachsbremsmodul mit denen es umgebenden Boxvolumina dargestellt. Das Boxvolumen ist eine im Automobilbau übliche Größe für die Bewertung der Abmaße einer Komponente, hierbei wird das Gesamtvolumen anhand der maximalen Ausprägung der

zu vermessenden Komponente in eine Richtung verwendet, woraus sich entsprechend ein Quadvolumenkörper ergibt.

Für das konventionelle Bremssystem beträgt das kombinierte Boxvolumen für das Aktuierungssystem (BKV mit THZ und Reservoir) und für das Hydroaggregat für die Druckmodulation zirka 7l. Für die Bremsmodule des Alternativkonzepts ergeben sich für das Vorder- und Hinterachsmodul ein Boxvolumen von je 0,54l. Insgesamt benötigt das Alternativkonzept somit 2,16l Bauraumvolumen. Dieser Wert beschreibt allein den Unterschied bezogen auf die für die Druckerzeugung und -modulation benötigten Komponenten. Für das untersuchte Fahrzeug beträgt die Länge der verlegten Verrohrung zirka 10 m. Der Entfall eines Großteils dieser Leitungen stellt ebenfalls eine Bauraumvolumenreduktion dar, neben welcher jedoch speziell der Entfall der Planung der Rohrverläufe für das Packaging und die spätere Montage besonders vorteilhaft ist.



(a) Vorderachsmodul mit außen angebrachtem Reservoir [Rie18] (b) Hinterachsmodul mit integriertem Fluidspeicher [Rie18]

Abbildung 6.18.: Boxvolumen

Für das konventionelle Bremssystem ergibt sich für BKV und Hydroaggregat eine gemessene Gesamtmasse von 7,8 kg. Da der Fokus der Arbeit nicht nur auf den Komponenten, sondern auch auf der Gesamtarchitektur liegt, werden ebenfalls die gesamte Verrohrung und die Schläuche mitgewogen, woraus sich für das untersuchte Fahrzeug eine Gesamtmasse der Leitungen

von zirka 1,9 kg ergibt. Für das Alternativkonzept werden lediglich die Vorderradbremsschläuche sowie kurze Rohrstücke für die Hinterräder benötigt, welche eine Gesamtmasse von zirka 0,75 kg ergeben. Die für das Gesamtgewicht der Bremsmodule wesentlichen relevanten Komponenten sind der Motor, der Hydraulikblock sowie das Steuergerät. Die Massen der Bremsmodule für die Vorder- und Hinterachse liegen jeweils bei zirka 0,78 kg. Für das Gesamtsystem bedeutet dies somit eine Gesamtmasse von 3,12 kg ohne Verrohrung. Die niedrigere Masse bietet speziell Vorteile auch im Vergleich zu elektromechanischen Konzepten, da es sowohl bei einer fahrwerksnahen und noch mehr bei einer radintegrierten Anbringung erstrebenswert ist, die ungefederten Massen so gering wie möglich zu halten. Bei einer Masse der Vorderradbremse des untersuchten Fahrzeugs von zirka 8 kg entspricht somit eine zusätzliche Anbringung eines Bremsmoduls dort einer Massenerhöhung von lediglich zirka 10%. Diese zusätzliche Masse fällt bzgl. Fahrkomfort und -dynamik kaum ins Gewicht, da sie im Vergleich zur Gesamtmasse des Radträgers sehr gering ist.

6.5.9. Kosten und Komponenten

Obwohl für jedes zu bremsende Rad ein Einzelmodul verbaut werden muss, wirkt sich die Funktionsintegration durch Kombination von Druckerzeugung und Modulation im Vergleich zum konventionellen Bremssystem auch positiv auf die Kostenbilanz und die benötigte Anzahl an Komponenten aus.

Ein konventionelles Hydroaggregat mit allen üblichen Bremsfunktionalitäten besitzt 12 Magnetventile, wovon jeweils ein Einlass- und Auslassventil pro Rad benötigt werden, siehe Tabelle 6.4. Die weiteren Ventile dienen unter anderem zur Rückförderung des Fluids im ABS-Fall. Das Alternativkonzept besitzt pro Bremsmodul lediglich ein Auslassventil, wodurch in Summe nur vier Ventile benötigt werden. Für die Druckerfassung wird in konventionellen Systemen lediglich ein Sensor zur Ermittlung des Hauptbremszylinderdruckes verbaut. Für das Alternativkonzept ist zunächst vorgesehen pro Bremsmodul jeweils einen Drucksensor zu verbauen, wobei dieser unter

Tabelle 6.4.: Übersicht der benötigten Komponenten für die Umsetzung des konventionellen Bremssystems und des Alternativsystems

	konvent. Brems- system	Alternativ- kon- zept
<i>Komponente</i>	<i>Anzahl</i>	
<u>elektromechanischer BKV:</u>	1	-
-EC-Motor	1	-
-THZ	1	-
-Reservoir	1	2
-Steuergerät	1	-
<u>Hydroaggregat:</u>	1	4
-DC-Motor	1	4
-Hydraulikblock	1	4
-Fluidkammer	2	2
-Steuergerät	1	4+1
-Ventile	12	4
-Drucksensor	1	4 (0)

Umständen auch zukünftig entfallen und der Druck direkt über das Motor-moment geschätzt werden könnte.

Das Alternativkonzept benötigt vier Gleichstrommotoren, da jedes Bremsmodul einzeln angetrieben wird. Im hier betrachteten konventionellen System sind für das Hydroaggregat ein solcher Gleichstrommotor und im Bremskraftverstärker ein etwas größerer elektrisch kommutierter fremderregter Motor verbaut. Im konventionellen System besitzen jeweils der elektromechanische BKV und das Hydroaggregat ein Steuergerät. Die vier Bremsmodule benötigen jeweils ein Steuergerät, eventuell muss hier noch ein weiteres übergeordnetes Steuergerät (+1) als Master verbaut werden. An den BKV ist der THZ mit Reservoir angeflanscht, diese entfallen für das Alternativkonzept. Lediglich eine deutlich kleinere Variante des Reservoirs wird für beide Vorderachsmodule verbaut. Für das hintere Bremsmodul wird die Integration einer Fluidkammer im Hydraulikblock favorisiert. Diese Fluidkammer wäre nur etwas größer als die bereits bei konventionellen Hydroaggregaten je Bremskreis zum Einsatz kommende.

Die Verwirklichung eines Bremsaktors je Fahrzeugrad und die damit erreichbaren Vorteile sind in der Regel mit nicht unerheblichen Zusatzkosten

verbunden, was ein weiterer Grund ist, weshalb es solche Konzepte bisher nicht in Serie gibt. Ein Vorteil des gewählten elektrohydraulischen Konzepts ist, dass die Komponenten hierfür bereits von einer sehr hohen Kostenreduktion durch Stückzahleffekte profitieren. Weiterhin ist die Anzahl der verbauten Komponenten nicht wesentlich höher als bei einem konventionellen hydraulischen Bremssystem. Zusätzlich ergibt sich als weiterer Vorteil, dass das Konzept direkt mit bestehenden Radbremsen verwendet werden kann, wodurch auf dieser Seite keine zusätzlichen Mehrkosten, wie bei einer trockenen elektromechanischen Lösung, entstehen.

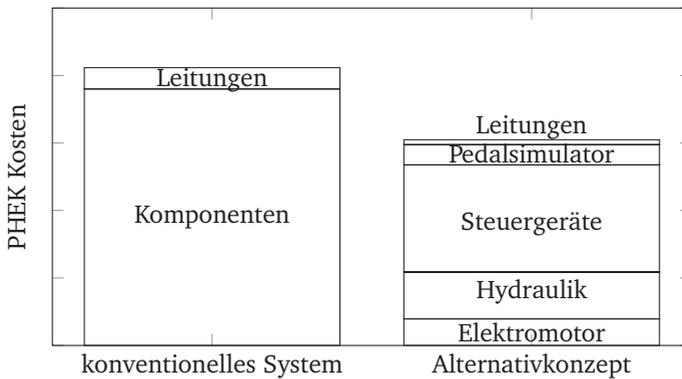


Abbildung 6.19.: Vergleich der Produktionsherstellungskosten (PHEK) für das hier untersuchte konventionelle Bremssystem mit dem dezentralen Alternativkonzept

Die Bewertung bezüglich der anfallenden Kosten gehen über die klassischen Kosten der Einzelkomponenten des Bremssystems hinaus, da hier das Bremssystem von Pedal bis zur Radbremse bewertet werden muss. Da ein wesentlicher Punkt auch die unterschiedlichen Architekturen sind, welche mit bewertet werden sollten, werden ebenfalls die Leitungen berücksichtigt. Diese verursachen geschätzte Zusatzkosten von ca. 10% der Systemkosten. Da die Radbremsen bei beiden Systemen identisch sind, gehen die Radbremsen selbst hier nicht mit ein. Die mit Abstand höchsten Kosten im Bremsmodul fallen für das Steuergerät an, wie in Abbildung 6.19 zu sehen ist. Trotzdem ist das System rein auf die Komponenten bezogen günstiger in der Herstellung als das konventionelle Bremssystem.

6.6. Ausfallsicherheit

Abschließend soll noch eine kurze Betrachtung der Ausfallsicherheit für das dezentrale hydraulische By-Wire-Bremssystem ohne mechanischen Durchgriff durchgeführt werden. Die wesentlichen Vorgaben hierfür sind in der ECE13-H [Ece15] und der ISO26262 [ISO11] enthalten.

In der ECE13-H [Ece15], entworfen von den Vereinten Nationen, sind die gesetzlichen Anforderungen an Bremssysteme festgehalten. Für Fremdkraftbremssysteme, welche rein aus Energiequellen gespeist werden, ist die Vorgabe, eine entsprechende Redundanz zu gewährleisten. Die hier als Zielfahrzeuge für das System betrachteten Elektrofahrzeuge besitzen in der Regel ein Niedervolt- und ein Hochvoltbordnetz, wodurch diese Anforderung prinzipiell erfüllt ist. Weiterhin ist die Frage, wie weit diese voneinander entkoppelt sind und so ein hochsicheres Bordnetz gewährleisten können. Sollte diese Entkopplung nicht ausreichend sein, müsste ein zusätzlicher Energiespeicher, beispielsweise eine Batterie oder Kondensator entsprechend verbaut werden. Für autonome Fahrzeuge ist ein hochsicheres Bordnetz Grundvoraussetzung für deren Einführung, wodurch auch Systeme, welche ein solches aufgrund ihrer By-Wire-Form benötigen, wie die Bremse oder Lenkung, mit profitieren können.

Die ISO26262 [ISO11] beschreibt die funktionale Sicherheit von E/E-Systemen für Straßenfahrzeuge. Zu diesen Systemen gehören unter anderem auch Aktoren wie das Bremssystem. Hierin enthalten ist die ASIL-Bewertung (Automotive Safety Integrity Level), welche vorgibt, wie das System aufgebaut werden muss und welche zusätzlichen Sicherheitsvorkehrungen getroffen werden müssen um das Restrisiko entsprechend der Zielklasse gering zu halten. Die ASIL-Klassifizierung geht von A, niedrigste Anforderungen, bis D, strengste Anforderungen. Die ASIL-Klasse wird anhand der Auftrittswahrscheinlichkeit, der Beherrschbarkeit beim Auftreten und den Folgen im Fehlerfall, für welche wiederum Klassen definiert sind, ermittelt. Gefährdungsbetrachtungen und Risikobewertungen für By-Wire-Bremssysteme sind vielfach in der Literatur zu finden und unter anderem von [Che11] für elektromechanische und von [Wan14a] für elektrohydraulische

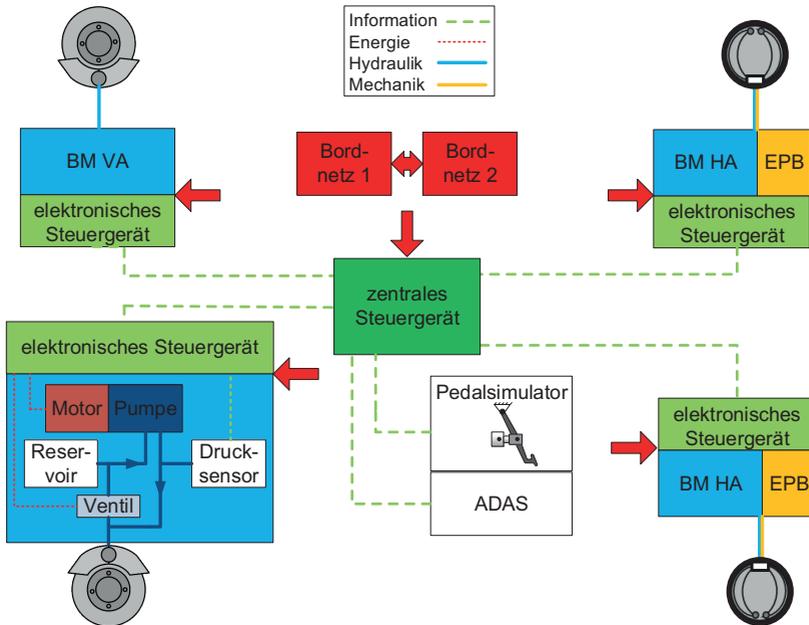


Abbildung 6.20.: Funktionale Architektur des dezentralen elektrohydraulischen Bremssystems

Systeme durchgeführt worden. Da eine komplette Untersuchung der Ausfallsicherheit und aller möglicher Fälle den Umfang dieser Arbeit deutlich übersteigt, wird nur auf einen besonders kritischen Fall und Besonderheiten aufgrund der gewählten hydraulischen funktionalen Architektur eingegangen, siehe Abbildung 6.20. Die Hauptrisiken für das betrachtete System sind vergleichbar mit den in [Ise02] beschriebenen Fällen für die EMB. Unter anderem sind diese das Nicht-Bremsen trotz Bremsbefehl, die Fehlbetätigung ohne Bremsbefehl bzw. -signal und das einseitige Bremsen. Im Folgenden soll beispielhaft an einem kritischen Fehlerfall die ASIL-Anforderung dargelegt werden. Fehlerfälle im Bremssystem lassen sich unter normalen Fahrbedingungen den Kategorien Schwere S3 (Lebensgefahr) und Beherrschbarkeit C3 (schwer beherrschbar) zuordnen. Mit Stadt, Überland, Autobahn oder Parkierfahrten als Aussetzungswahrscheinlichkeit E4 (hoch) ergibt sich, wie in Tabelle 6.5 dargestellt, auf Fahrzeugebene das strengste ASIL-Level D.

Tabelle 6.5.: ASIL-Zuordnung auf Fahrzeugebene

Fahrer-/Systemvorgabe	Fehlerfall	Fahr-situation	E	S	C	ASIL-Level	Sicherheitsziel
Bremsbefehl kein Bremsbefehl	nicht bremsen bremsen	Normal (Stadt, Überland, Autobahn)	4	3	3	D	Bremsdruckaufbau kein Bremsdruckaufbau

Eines der größten Risiken für das gewählte Konzept ist der Ausfall des Drucksensors bzw. ein fehlerhafter Signalwert. Ein Ausschnitt des Fehlerbaums für den Drucksensor ist in Abbildung 6.21 zu sehen. Um dies auszuschließen bzw. zuverlässig zu erkennen, kann zusätzlich der Motor indirekt als Sensor verwendet werden, indem anhand des Motorstroms und des bekannten Kolbendurchmessers sowie der Exzentrizität der Druck geschätzt wird. Darüber hinaus kann anhand des Motordrehzahlverlaufs und des Ventilsignals mit einem entsprechenden Modell das verschobene Volumen und somit der Druck geschätzt werden.

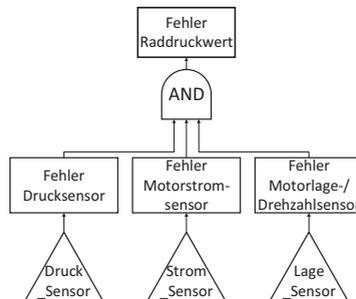


Abbildung 6.21.: Beispiel Fehlerbaumausschnitt für Drucksensor in einem Radbremsmodul

Aus Tabelle 6.5 ergibt sich ein ASIL-Level D, der auf das System übergeht. Im Falle der Bremsaktoren kann unter der Voraussetzung der Unabhängigkeit der Aktoren voneinander sowie eines Fail-Silent-Verhaltens bei entsprechender ASIL-D-konformer Ansteuerung eine Dekomposition vorgenommen werden. Die Dekomposition ist in der ISO26262 [ISO11] als zulässige Aufteilung eines höheren Sicherheitsziels beschrieben, wenn die zur Erreichung verwendeten Systeme eine entsprechende Redundanz und Unabhängigkeit voneinander aufweisen. Dann ist es zulässig mit reduzierter ASIL Einstufung der Einzelsysteme im Verbund das höhere Sicherheitsziel zu erreichen. Hierdurch wird für die einzelnen Aktoren beispielsweise um ASIL-D im Verbund zu erreichen, ein ASIL-C an der Vorderachse und ASIL-A an der Hinterachse verwendet, ähnlich wie in [Che11] für die EMB beschrieben. Die strengere Anforderung für die Vorderachse ist gleichzeitig dem kritischsten Fall Ausfall Vorderachsaktor geschuldet, welcher deutlich mehr Bremskraft absetzt, als der Hinterachsaktor. Dies ist mit der dynamischen Radlastverlagerung zu erklären. Fraglich ist, ob für die Zielfahrzeugklasse kleine Elektrofahrzeuge aufgrund der Batterie die Gewichtsverteilung und damit die absetzbare Bremskraft sich weiter wie bei konventionellen Fahrzeugen verhält, was diesen Fall weiter abschwächen könnte. Denkbar ist auch um den Fehlerfall "Ausfall vorderer Bremsaktor" zu entschärfen eine wie von [Wan13] vorgeschlagene Verbindung der beiden Vorderradmodule. Im Fehlerfall versorgt das noch funktionsfähige Bremsmodul beide Vorderachsradbremsen mit Fluid. Hierdurch würde ein Teil der Flexibilität und Eliminierung der klassischen Architektur verloren gehen. Alternativ ist auch eine statische Redundanz der Vorderachsmodule, beispielsweise durch doppelte Motorwicklungen oder anderer Komponenten denkbar. Dies wäre allerdings wiederum mit höheren Kosten verbunden. Im Gegensatz dazu würde für das konventionelle System der Ausfall einer Radbremse in der Regel auch einen kompletten Kreisausfall, hier einer Vorder- und einer Hinterradbremse, bedeuten.

Ein weiterer Vorteil des gezeigten hydraulischen Konzepts ist, dass für den ebenfalls kritischen Fehlerfall "Bremsen durch ungewollten Pumpenanlauf" dieser nicht zwangsläufig durch Modulabschaltung, sondern auch durch Ventildaueröffnung abgefangen und das Fahrzeug sicher in den Stillstand beispielsweise auf dem Seitenstreifen gebracht werden kann. Im Vergleich

dazu ist bei der klassischen EMB im Fall eines ungewollten Motoranlaufs die einzige Möglichkeit, bei gegebener passiver Rückstellung, eine schnelle Abschaltung des fehlerhaften Moduls.

7. Zusammenfassung und Ausblick

Mit der zunehmenden Elektrifizierung und Automatisierung der Fahrzeuge steigt die ohnehin bereits große Anzahl an Anforderungen an das System Bremse stetig. Der Nachweis für deren Erfüllung nimmt hierdurch immer komplexere Formen an, wodurch ein Bedarf für entsprechende Konzepte zur Bewertung neuartiger Bremssysteme entsteht.

Die Möglichkeit des regenerativen Bremsens verursacht eine deutliche Verschiebung des Lastkollektivs für Bremssysteme, welches zu einer noch größeren Spreizung, vielen wenig dynamische Bremsungen mit geringem Bremsmoment gegenüber einigen wenigen hochdynamischen Bremsungen mit sehr hohem Bremsmoment, führt. Für die Weiter- bzw. Neuentwicklung von Bremssystemen muss daher ein entsprechender Verbund aus Entwicklungswerkzeugen und Konzepten verfügbar sein, der eine effiziente und aussagekräftige Entwicklung neuer Bremssystemkonzepte ermöglicht.

Ausgehend von den klassischen Entwicklungswerkzeugen im Fahrzeugbau, der Simulation, dem Prüfstandsversuch und dem realen Fahrversuch liegt der Fokus in dieser Arbeit bezüglich der Entwicklungswerkzeuge speziell auf den Werkzeugen Bremsenprüfstand und (Co-)Simulation. Der Bremsenprüfstand ist so aufgebaut, dass er sowohl die Vermessung von Einzelkomponenten als auch des Gesamtsystems im kraftfahrzeugrelevanten Temperaturbereich erlaubt. Weiterhin bietet er die Möglichkeit ein Weg- oder Kraft- bzw. Druckprofil nachzufahren, wodurch unter anderem Testmanöver wie Fahrzyklen für die Klassifizierung von Bremssystemen abgebildet werden können. Die Einzelkomponenten des verbauten Bremssystems, sowie das Gesamtmodell der Simulation, sind anhand der vom Werkzeug Bremsenprüfstand zur Verfügung gestellten Messdaten validiert. Darüber hinaus werden Untersuchungen bezüglich des Einzelkomponenteneinflusses auf das Verhalten

des Gesamtsystems durchgeführt um hieraus Empfehlungen für den Entwurf eines neuartigen Konzepts abzuleiten. Für die Co-Simulation wurde im Rahmen dieser Arbeit ein Fahrzeugmodell eines elektrischen Kleinwagens, mit Vertikal- und Längsdynamik anhand von Messfahrten validiert. Die Co-Simulation bietet dadurch die Möglichkeit ein neuartiges Bremssystemkonzept mit geänderter dezentraler Architektur zu untersuchen. Die beiden Werkzeuge werden im Laufe der Arbeit für die Charakterisierung eines konventionellen Bremssystemkonzepts und des neuartigen Alternativkonzepts eingesetzt.

Eine Vielzahl der Arbeiten in der Literatur beschäftigt sich mit der Weiterentwicklung von Bremssystemkomponenten, wie Bremskraftverstärkern oder Hydroaggregaten. In dieser Arbeit wird ein ganzheitlicher Bewertungsansatz für das Bremssystem und die verwendete Bremssystemarchitektur entwickelt. Hierfür wird zunächst unter Einsatz der zuvor beschriebenen Werkzeuge am Beispiel des hier betrachteten elektrischen Kleinfahrzeugs eine Charakterisierung des dort verbauten konventionellen zentralen hydraulischen Bremssystems durchgeführt. Um die Ergebnisse unabhängig von der Betätigungsart, Hilfskraft- oder Fremdkraftbremse, zu halten, werden zunächst Untersuchungen bei direkter Betätigung des Hauptbremszylinders mittels des Prüfstandsaktors durchgeführt. Im Anschluss daran wird das Vollsystem mit elektromechanischem Bremskraftverstärker betrachtet. Für eine ganzheitliche Klassifizierung des Bremssystems werden bestehende Kennzahlen für die Dynamik, die Effizienz und den Energiebedarf verwendet, erweitert und neu definiert. Diese ermöglichen es, die Leistungsfähigkeit vom Druckerzeugungsort bis zur Radbremse zu bewerten. Für einen sehr dynamischen Druckaufbau, wie er in Notfallsituationen auftritt, ergibt sich trotz des dynamischen Bremskraftverstärkers eine gewisse Totzeit (40-50 ms) des Systems, bis dieser tatsächlich an den Radbremsen anliegt. Gerade für zukünftige hochdynamische Systeme ist solch eine Zeitverzögerung relevant. Weiter lässt sich eine Sättigung des Dynamikanstiegs feststellen, welcher gleichzeitig mit einer deutlichen Zunahme der benötigten Leistung verbunden ist. Neben der Dynamik wird in dieser Arbeit speziell die Energieeffizienz

des konventionellen Systems untersucht. Hierfür wird eine Wirkungsgradunterteilung in einen elektromechanischen und einen hydraulischen Wirkungsgrad vorgenommen, um die Bewertung des Bremskraftverstärkers und der übertragenden hydraulischen Architektur aufzutrennen. Anhand von repräsentativen Einzeldruckaufbauten mit definierter Druckaufbaudauer und Zieldruck wird die Energieeffizienz über die für Bremssysteme typischen Drücke untersucht. Es zeigt sich, dass für das im Zielfahrzeug verbaute Bremssystem mit konventioneller zentralistischer Architektur der Wirkungsgrad im besonders für Elektrofahrzeuge relevanten Druckbereich <20 bar bei nur zirka 15% und darunter liegt. Anhand von Untersuchungen des Einflusses von Einzelkomponenten für repräsentative Manöver auf das Verhalten des konventionellen Systems, werden Schlussfolgerungen für den Entwurf eines alternativen Bremssystemkonzepts gezogen.

Elektromechanische Bremssysteme (EMB) aber auch zentrale hydraulische By-Wire-Systeme (EHB) sind bereits ausführlich untersucht worden. Mit dem in dieser Arbeit untersuchten alternativen Bremssystemkonzept schließt die Arbeit die Lücke für dezentrale hydraulische Bremssysteme.

Für die Entwicklung und die Untersuchung des Alternativkonzepts kommt das Werkzeug (Co-)Simulation zum Einsatz. Als Pumpenart für das Alternativkonzept wird eine hydrostatische Pumpe in Radialkolbenbauweise verwendet. Die Auslegung des Motor-Pumpenverbundes erfolgt im Hinblick auf die Zielgrößen Dynamik und Effizienz. Die Bewertung des Konzepts erfolgt wiederum anhand der zuvor eingeführten Kennzahlen. Für das gewählte Alternativkonzept wird aufgrund der Möglichkeit eines radindividuellen Volumenstroms keine Drossel vor der Radbremse benötigt. Hierdurch kann die negative Eigenschaft des Druckverlusts beim Druckaufbau eliminiert werden. Ein Ziel der Arbeit ist es, den Vorteil durch eine radnahe Druckerzeugung quantifizierbar zu machen. Durch die Architektur des Alternativkonzepts können die Volumenverluste stark reduziert werden, wodurch effektiv das geförderte Volumen direkt an der Radbremse ankommt und nicht für die Kompensation von Leerwegen und Bauteilauflösungen aufgebraucht wird. Anhand der Durchführung von Einzeldruckaufbauten mit definierter Druckaufbaudauer und Zieldruck zeigt sich, dass der auf den Energiebedarf der

Module bezogene mittlere Wirkungsgrad speziell für Bremsungen im Bereich <20 bar über 50% liegt. Prinzipiell konnte in dieser Arbeit gezeigt werden, dass mit einem Bremsmodul basierend auf einem hydrostatischen Pumpenkonzept ohne Druckspeicher alle Bremsfunktionalitäten inklusive ABS durch die radnahe Anbringung ähnlich gut und teilweise besser als mit konventionellen Plungersystemen abgebildet werden können.

Beim Nachfahren der Fahrzyklen mit dem Werkzeug Co-Simulation, zeigt sich allerdings auch ein konzeptbedingter Nachteil. Obwohl das Alternativkonzept sich durch einen äußerst effizienten Druckaufbau auszeichnet, benötigt es für den Druckabbau immer eine Ventilbetätigung. Der Energieanteil für die Betätigung der Ventile liegt deutlich über dem der Pumpen. Hierdurch wird mehr Energie für das Nichtbremsen, den Druckabbau, benötigt als für das eigentliche Bremsen, den Druckaufbau. Bei Rekuperation über die E-Maschine nimmt der Energiebedarf für das Bremssystem um ein Vielfaches ab, die Tendenz des hohen Energieaufwands für das Nichtbremsen verstärkt sich allerdings weiter.

Mögliche Anknüpfungspunkte für weiterführende Arbeiten sind die Optimierung der Ansteuerung bzw. Regelung vor dem Hintergrund des hohen Energiebedarfs für den Druckabbau. Sollte dies zu keiner Verbesserung führen, könnte eine Weiterentwicklung der verwendeten Ventilschaltung untersucht werden. Ein weiterer wichtiger, in der Arbeit nicht adressierter Punkt ist die Untersuchung des Konzepts und der Regelung unter dem Aspekt des Fahrkomforts.

Generell sollte die Erweiterung bzw. Anwendung der Bewertungskriterien auf ein zentrales hydraulisches Fremdkraftbremssystem erfolgen. Der Einfluss und das Funktionsprinzip unterschiedlicher Bremssystemarten, Hilfskraft-gegen Fremdkraftbremse, haben den Vergleich in dieser Arbeit erschwert. Ein weiterer Schritt im Zuge dessen könnte die Erweiterung bzw. Anpassung der Methodik sein um auch trockene elektromechanische Bremssysteme (EMB) bewerten zu können. Hier wäre speziell der Vergleich des in dieser Arbeit vorgestellten dezentralen elektrohydraulischen Konzepts mit einem dezentralen elektromechanischen Konzept von Interesse.

A. Anhang

A.1. Bauraumuntersuchung und Auswahlverfahren

In Tabelle A.1 sind die für die Bauraumuntersuchung verwendeten Fahrzeuge aufgelistet, welche mittels 3D-Scanner vermessen wurden. Verbrennungsmotorische Fahrzeuge werden hinzugezogen, da diese aufgrund ihrer hohen Verkaufszahlen für potentielle zukünftige Elektromodellvarianten in Frage kommen.

Tabelle A.1.: Übersicht der untersuchten Fahrzeuge (Vmot=Verbrennungsmotor, Emot=Elektromotor), Vorderachse aller Fahrzeuge ist mit Scheibenbremsen und Mc-Phersonachse ausgestattet

<i>Fahrzeug</i>			<i>Bremse</i>		<i>Fahrwerk</i>
<i>Seg.</i>	<i>Modell</i>	<i>Baujahr</i>	<i>Antrieb</i>	<i>HA</i>	<i>HA</i>
A	Hyundai i10	2013	Vmot	Scheibe	Verbundlenker
A	Opel Adam	2012	Vmot	Trommel	Verbundlenker
A	Peugeot Ion	2011	Emot	Trommel	De-Dion-Achse
A	Renault Twingo	2012	Vmot	Trommel	Verbundlenker
A	SmartED	2012	Emot	Trommel	De-Dion-Achse
A	VW Up!	2013	Vmot	Trommel	Verbundlenker
B	BMW i3	2013	Emot	Scheibe	Fünflenker
B	Fiat500e	2012	Emot	Scheibe	Verbundlenker
B	Opel Corsa	2012	Vmot	Scheibe	Verbundlenker
B	Renault Zoe	2013	Emot	Trommel	Verbundlenker
B	VW Polo	2012	Vmot	Trommel	Verbundlenker

Alle betrachteten Fahrzeuge besitzen an der Vorderachse ein McPherson-Federbein, bei welchem Feder und Dämpfer als Einheit verbaut sind. Für die Hinterachse kommt hauptsächlich die Verbundlenkerbauweise zum Einsatz, wie in Tabelle A.1 dargestellt ist. Auch eine Starr- und eine De-Dion-Achse, sowie ein aufwändigeres Fünflenkerachskonzept werden bei der Bauraumauswahl berücksichtigt. Es sei noch angemerkt, dass die verbrennungsmotorische und elektrische Variante des Zielfahrzeugs vom Achsaufbau identisch sind.

In Abbildung A.1 sind alle möglichen Auslenkungspositionen für Vorder- und Hinterrad dargestellt, welche für die Ermittlung des kollisionsfreien Bauraums betrachtet werden. Die Bestimmung des verfügbaren Bauraums erfolgt anhand von 3D-Scannerdaten. Die aufgenommenen Punktwolkendaten werden mittels CATIA V5 zu einem Flächen- bzw. Solidmodell aufbereitet, siehe Abbildung A.2. Der Bauraum wird bei voll ausgefederter Achse ohne Rad in Geradeausstellung aufgenommen. Zur visuellen Unterstützung, für das Beheben von Löchern und für die Rekonstruktion verdeckter Bereiche in den Punktwolkenscannerdaten, werden zusätzlich Fotografien verwendet.

		Federweg		
		Ausgefедert	Konstruktionslage	Eingefедert
Lenkwinkel	links eingeschlagen			
	geradeaus			
	rechts eingeschlagen			

Abbildung A.1.: Mögliche Radpositionen [Bac15]

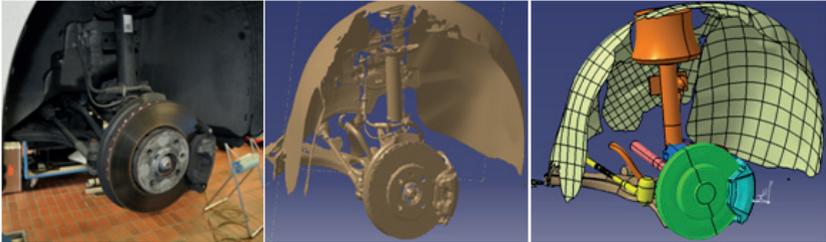


Abbildung A.2.: Vorderrad Zielfahrzeug: Foto, Punktwolke und CAD-Modell

Ziel der Bauraumermittlung ist es, den Raum zu finden, der unter keinen Umständen von beweglichen Teilen in jeder möglichen Auslenkung durchquert bzw. berührt wird. Hierfür wird im Modell die Achse mit montiertem Rad in alle kinematisch möglichen Positionen ausgelenkt. Diese setzen sich zusammen aus maximal eingefederter Position, der K0-Lage und maximal ausgefederter Position sowie an der Vorderachse den entsprechenden Lenkvolleinschlägen. Es ergeben sich neun Endpositionen für die Vorder- und drei Endpositionen für die Hinterachse. Bei der Auslenkung in die Maximalpositionen wird darauf geachtet, dass die kinematischen Zusammenhänge korrekt wiedergegeben werden, wozu unter anderem der maximale Lenkwinkel im Modell mit dem rechnerischen nach der Ackermanngleichung und dem von Referenzfahrzeugen [Hei13] verglichen wird.

In Abbildung A.3 sind die Maximalwerte für alle bewerteten Fahrzeuge dargestellt. In Tabelle A.2 sind die Bewertungen für alle Bauräume des Zielfahrzeugs aufgelistet.

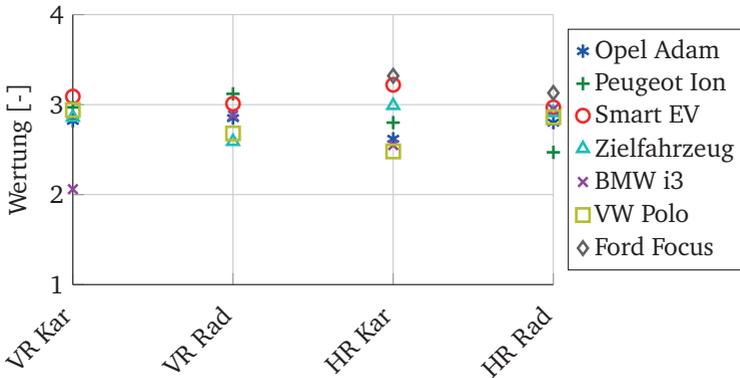


Abbildung A.3.: Maximaler Wert für Vorder-/Hinterrad bei karosserie-/radseitiger Anbringung über alle Methoden für alle bewerteten Fahrzeuge

A.2. Fahrmanöverübersicht

Tabelle A.3 beinhaltet die zusätzlichen Fahrmanöver für welche mit dem Zielfahrzeug Messungen durchgeführt wurden.

Tabelle A.2.: Bewertung aller Bauräume anhand des Mittelwerts über alle in Abbildung 3.6 gezeigten Methoden, am Beispiel des Zielfahrzeugs

Zielfahrzeug	Ort	Bauraum	Bezeichnung	Wertung
Vorderrad	Fahrwerk	1	hinter Bremssattel	2,43
		2	über Radträger	2,59
		3	neben Radträger	2,36
		4	in Felge	2,17
	Karosserie	5	hinter Bremssattel	2,86
		6	über Radträger	2,49
		7	neben Spurstange	2,28
Hinterrad	Fahrwerk	1	hinter Bremse	2,91
		2	in Felge unten	1,98
	Karosserie	3	über Radträger	2,99
		4	hintern/neben Dämpfer	2,27
		5	links außen	2,67
		6	unter Radkasten	2,87

Tabelle A.3.: Zusätzliche Manöver für urbanes Fahren

<i>Nr</i>	<i>Manöver</i>	<i>Randbedingung</i>
0	Betätigung im Stillstand	langsam, schnell
1	Vollbremsung aus	30/50/70 km/h
2	Teilbremsung nicht Stillstand	30/50/70 km/h
3	moderate Bremsung bis in Stillstand	30/50/70 km/h
4	Stop-and-go	0-30 km/h, Dauer > 60 s

A.3. Modellparameter

In Tabelle A.4 und A.5 sind die in der Simulation verwendeten Parameter für den Bremsenprüfstand und das Zielfahrzeug zu finden.

Tabelle A.4.: Parameter der Servo-Linearaktorkombination

<i>Symbol</i>	<i>Definition</i>	<i>Wert</i>	<i>Einheit</i>
Servomotor (MISD5.432) [Mat13]			
M_N	Nenndrehmoment	7,7	Nm
M_0	Anlaufmoment	11,3	Nm
P_N	Nennleistung	2,4	kW
n_N	Nenndrehzahl	3000	min ⁻¹
R_S	Statorwiderstand	1,5	Ω
L_S	Statorinduktivität	$4,9 \times 10^{-3}$	H
J_R	Rotorträgheit	14	kgcm ²
I_N	Nennstrom	4,9	A
I_0	Anlaufstrom	7	A
k_T	Motorkonstante	1,62	Nm/A
k_e	induzierte Spannungskonstante	$9,8 \times 10^{-2}$	V/min ⁻¹
Linearaktor (ETH080M05) [Par13]			
i_{LA}	Gewindesteigung	5	mm
k_K	Kraftkonstante	1131	N/Nm
J_{LA}	Grundmassenträgheit	1,662	kgcm ²

Tabelle A.5.: Fahrzeugparameter für betrachtetes Elektrofahrzeug (mit * gekennzeichnete Werte sind der Literatur entnommen [Ril94], [Hei13])

<i>Symbol</i>	<i>Definition</i>	<i>Wert</i>	<i>Einheit</i>
m_{Leer}	Fahrzeugmasse leer	1214	kg
I_y	Trägheitsmoment	1528	kgm ²
m_{Fzg}	Fahrzeugmasse leer + 2 Pers. je 75 kg	1364	kg
m_{Rad}	Radmasse	20	kg
l_0	Radstand	2,421	m
l_V	horiz. Abstand Vorderachse-Schwpgkt.	1,1285	m
h_{CoG}	Schwerpunktshöhe	0,63	m
r_{dyn}	dyn. Radhalbmesser	0,29	m
A	Stirnfläche	2,09	m ²
c_W	Luftwiderstandsbeiwert	0,32	-
f_R	Rollwiderstandsbeiwert	0,015	-
m_{VA}	Vorderachsmasse* (inkl. Radmasse)	90	kg
m_{HA}	Hinterachsmasse* (inkl. Radmasse)	80	kg
c_V	Aufbaufedersteifigkeit vorne	19700	N/m
c_H	Aufbaufedersteifigkeit hinten	17300	N/m
d_V, d_h	Aufbaudämpfung vorne/hinten*	1500	Ns/m
c_R	Reifensteifigkeit*	220000	N/m
d_R	Reifendämpfung*	100	Ns/m

A.4. Alternatives Bremssystemkonzept

In Abbildung A.4 sind die Exzenterkurven für das Vorder- und Hinterachsmodul des neuartigen alternativen Bremssystems dargestellt. Für das Hinterachsmodul wird aufgrund der deutlich geringeren Volumenaufnahme der Trommelbremsen ein geringer Hub benötigt im Vergleich zur Vorderachse.

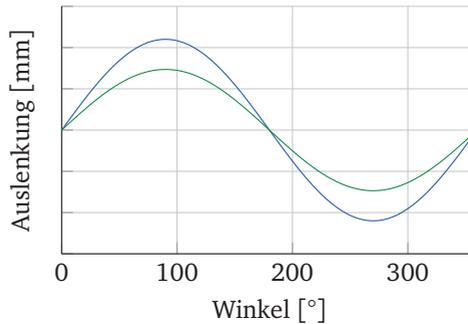
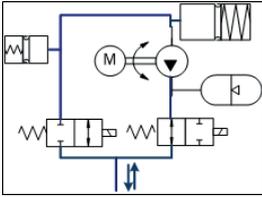
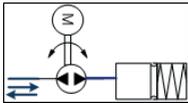


Abbildung A.4.: Exzenterkurven Vorder- (—) und Hinterachse (—)

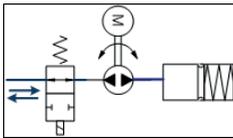
In Abbildung A.5 ist ein Auszug aus der Übersicht in Frage kommender Konzepte für das alternative Bremssystemkonzept zu sehen.



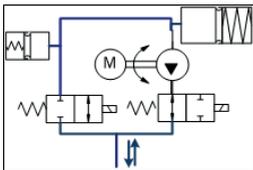
1) Variante mit Druckspeicher und Ein-/Auslassventil



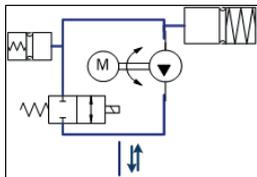
2) Bidirektionale Pumpe



3) Bidirektionale Pumpe mit Ventil



4) Variante mit Fluidspeicher und Ein-/Auslassventil



5) Variante mit Fluidspeicher und Auslassventil

Abbildung A.5.: Übersicht möglicher Konzepte

Abbildungsverzeichnis

1.1.	Entwicklung der Masse (—●—) und der Baugröße (—■—) des ABS-Hydroaggregats	2
2.1.	Temperatur- und Druckabhängigkeit der Viskosität der Bremsflüssigkeit (DOT 4)	8
2.2.	Schema der Radialkolbenpumpe mit zwei Pumpelementen .	11
2.3.	Schema des Auslassventils mit angreifenden Kräften	13
2.4.	Fluidspeicher im Bremssystem	14
2.5.	Elektrisches und mechanisches Ersatzschaltbild der Hydraulikpumpe	16
2.6.	Kausalität der zu verbindenden Komponenten in AMESim . .	18
2.7.	Co-Simulation zwischen Matlab/Simulink und AMESim . . .	22
3.1.	Konventionelles Bremssystem mit X-Split, Scheibenbremsen vorne und Trommelbremsen hinten (Darstellung nach [Rob12] Beschriftung geändert)	25
3.2.	Vorgehensweise für die Erstellung der Hüllvolumen mit verfügbarem Bauraum; a) Bewegungsmodell, b) Schnittbeispiel und c) Hüllvolumen karosserie-seitig	34
3.3.	Kriterien für die Bauraumauswahl	35
3.4.	Wechselwirkungen innerhalb der Kriterien für die Bauraumauswahl	37
3.5.	Mögliche Bauraumpositionen am Beispiel des Zielfahrzeug Vorderrades	38
3.6.	Für alle Gewichtungsmethoden erzielter maximaler Wert für Vorder-/Hinterrad bei karosserie-/radseitiger Anbringung am Beispiel des Zielfahrzeugs	40

3.7.	Qualitative Bauraumstudie mit Radnabenantrieb für mögliche Anbringung des Bremsmoduls	42
3.8.	Übersicht Anforderungen Bremsssystem [Rie16a]	42
3.9.	Lastkollektiv nach VDA-Standard [Jun13] mit Verschiebungen aufgrund alternativer Antriebstechnologien [Rie16a]	48
4.1.	New York City Zyklus	54
4.2.	Übersicht Durchschnittsgeschwindigkeit (—●—) und Stop-and-go-Häufigkeit (- □-) für die hier betrachteten Fahrzyklen [Rie17a]	54
4.3.	Anforderungen an die Werkzeuge	57
4.4.	Aufbau Bremsystemprüfstand mit Servo-Linearaktor für die Betätigung mit montiertem elektromechanischem Bremskraftverstärker	63
4.5.	Bremsystemprüfstand: Betätigungseinrichtung, Bremskraftverstärker und Modul mit Bremsystem	65
4.6.	Bremsystemprüfstand Messdatenaufzeichnung	66
4.7.	Vermessung von Einzelkomponenten am Beispiel des Vorderradschlauchs	69
4.8.	Übersichtsschema Bremsystemprüfstand	71
4.9.	Vereinfachtes Funktionsschema AC-Servomotor Reglerkaskade mit Strom-, Geschwindigkeits- und Positionsregelkreis	72
4.10.	Servomotor Identifikation: Sollwert (—), Messung (—) und Simulation (—)	74
4.11.	Steifigkeitsverhalten des hydraulischen Bremsystems	76
4.12.	Ergebnisse für unterschiedliche Regelungskonzepte	77
4.13.	Modellierung von Einzelkomponenten am Beispiel des hinteren Bremschlauchs	79
4.14.	AMESim Modell Gesamtsystem für Druckaufbau	80

4.15.	Druckaufbau für Bremsung mit geringer Dynamik und Zieldruck 20 bar, Druckverlauf THZ mess (.....), THZ sim (—), VR mess (.....), VR sim (—), HL mess (.....) und HL sim (—)	81
4.16.	Übersicht Co-Simulationsumgebung	82
4.17.	Fahrzeugmodell mit allen Submodellen	83
4.18.	Einfluss des Elektromotors auf das Bremsverhalten	86
4.19.	Halbfahrzeugmodell für die Vertikaldynamik mit vier Freiheitsgraden [Rie17a]	87
4.20.	Auslegungspunkt und Bremsung mit ABS	89
5.1.	Direkte Betätigung ohne Bremskraftverstärker	92
5.2.	Druck bei unterschiedlichen Kolbengeschwindigkeiten für THZ (—), rechtes Vorderrad (.....) und linkes Hinterrad (- - -) [Rie16b]	94
5.3.	Druckunterschied dp für eine Messung mit Verfahrgeschwindigkeit 75 mm/s bei Raumtemperatur mit dp THZ-VR (—), dp THZ-HL (- - -), 100bar-THZ (*) und maximalem dp (+) [Rie16b]	95
5.4.	Druckverluste für das untersuchte Bremssystem am Beispiel des Schwimmkreises für unterschiedliche Temperaturen und Verfahrgeschwindigkeiten [Rie16b]	97
5.5.	Volumenaufnahme und volumetrischer Wirkungsgrad	101
5.6.	Schematische Darstellung der Kraftübertragung für unterschiedliche hydraulische Bremssystemarchitekturen	102
5.7.	Bestimmung des Volumenstroms aus gemessenen Radbremsdrücken und bekannter pV -Kennlinie	104
5.8.	Hydraulischer Wirkungsgrad für Druckaufbau bei unterschiedlichen Temperaturen und Druckstangengeschwindigkeiten (THZ)	106
5.9.	Hydraulischer Energie- und Leistungsbedarf für unterschiedliche Zieldrücke bei verschiedenen Temperaturen und Druckstangengeschwindigkeiten	108

5.10.	Wirkungsgrade für Druckaufbau für unterschiedliche Zieldrücke, elektromechanischer Wirkungsgrad (-⊖-), hydraulischer Wirkungsgrad (-⊕-), Gesamtwirkungsgrad (-⊖-) und aus Teilwirkungsgraden ermittelter Gesamtwirkungsgrad (-⊖-)	110
5.11.	Energie- und Leistungsbedarf für unterschiedliche Druckaufbauzeiten und Zieldrücke, Messreihe mit 1 s für 0-30 bar und 0,7 s für 50-90 bar (-⊖-), Messreihe mit 0,7 s für 0-30 bar und 0,5 s für 50-90 bar (-⊕-) und Messreihe mit 0,5 s für 0-30 bar und 0,35 s für 50-90 bar (-*-)	112
5.12.	Energie- und Leistungsbedarf für unterschiedliche Druckaufbauzeiten und Zieldrücke, Messreihe mit 1 s für 0-30 bar und 0,7 s für 50-90 bar (-⊖-), Messreihe mit 0,7 s für 0-30 bar und 0,5 s für 50-90 bar (-⊕-) und Messreihe mit 0,5 s für 0-30 bar und 0,35 s für 50-90 bar (-*-)	113
5.13.	Definition Durckaufbaudynamikzeit und Zeitverzug bei hoher Druckstangengeschwindigkeit: Druckstangenweg [mm] (- - -), Druckverlauf THZ (—), rechtes Vorderrad (- - -), linkes Hinterrad (· · · · ·)	115
5.14.	TTL Vorderradbremse	117
5.15.	Zeitverzug Δt_{TTL} zwischen THZ und Radbremse bei Erreichen des Blockierdrucks von 100 bar im THZ	117
5.16.	Differenz Zeitverzug der t_{TTL} Werte zwischen den Radbremsen der jeweiligen Achse bei Erreichen des Blockierdrucks von 100 bar im THZ	118
5.17.	Druckabbaudynamik für unterschiedliche Bremsungen aus Fahrzeugmessungen bei 15 Umgebungstemperatur mit den Drücken THZ (—), VR (· · · · ·), HL (- - -) und Pedalkraft [N] (—)	120

5.18.	Modellvarianten: 1 ideal; 2 ohne Hydroaggregat, mit Schläuchen; 3 mit Hydroaggregat, ohne Schläuche und 4 reales System [Rie16b]	121
5.19.	Wirkungsgradverlauf für Komfortbremsung mit Zieldruck 20 bar, Modellvariante: 1 ideal (—), 2 ohne Hydroaggregat mit Schläuchen (—), 3 mit Hydroaggregat ohne Schläuche (—) und 4 mit Hydroaggregat und Schläuchen (—) [Rie16b]	122
5.20.	Druckaufbau bei Notfallbremsung	124
5.21.	Einfluss der Schlauchelemente auf das Gesamtsystem, Original (—), Faktor 2 (—), Faktor 3 (—), Faktor 4 (—) [Rie16b]	126
6.1.	Schema Gesamtsystem MHB	131
6.2.	Übersicht untersuchte Hydraulikschemaschemata für Bremsmodul des Alternativkonzepts	134
6.3.	Designraum mit zulässigen Parameterkombinationen für Pumpendurchmesser d_K und Exzentrizität e , Beschränkung durch TTL 200 ms-Grenze (---) und p 160 bar-Druckgrenze (—)	139
6.4.	Übersicht Motor- und Ventilregelung	142
6.5.	Modell des Bremsmoduls in AMESim	144
6.6.	Gleichstrommotormodell, Drehzahl simuliert (—) und gemessen (○), Strom simuliert (—) und gemessen (○) . . .	145
6.7.	Übersicht Zusammenbau und Bohrungsbild für das hintere Bremsmodul des Alternativkonzepts [Rie18]	147
6.8.	Vergleich volumetrischer Wirkungsgrad bei quasistatischem Druckaufbau des Alternativkonzepts (—) mit konventionellem Bremssystem (---)	150
6.9.	Druckverlauf und hydraulischer Wirkungsgrad für moderate Komfortbremsung mit Zieldruck 20 bar, konventionelles Bremssystem (—) und Alternativkonzept vorderes Bremsmodul (—) [Rie17c] . .	151

6.10.	Auswirkungen der über das Pedal zugeführten Energie auf die Energie- und Wirkungsgradbilanz für Druckaufbau mit 1 s für 0-30 bar und 0,7 s für 50-90 bar für das konventionelle System	152
6.11.	Wirkungsgrad für Druckaufbau in 1 s für das Vorder- und Hinterradbremssystem, (hydraulischer Wirkungsgrad (—+), elektromechanischer Wirkungsgrad (—⊖), Gesamtwirkungsgrad (—⊖))	155
6.12.	Vergleich Gesamtenergiebedarf und Wirkungsgrad	156
6.13.	Vergleich Druckverlauf und hydraulischer Wirkungsgrad für Notfallbremsung [Rie17c]	157
6.14.	Vergleich Druckabbauverhalten konventionelles Bremssystem und Alternativkonzept für unterschiedliche Situationen	159
6.15.	Bremsweg bei Vollbremsung aus 50 km/h, Messung mit konventionellem System (—) und Simulation mit Alternativkonzept (- - -)	162
6.16.	Relevante Simulationsgrößen am Beispiel eines Ausschnitts des NYC-Zykluses	163
6.17.	Übersicht gemittelter Leistungsbedarf der untersuchten Systeme über die betrachteten Fahrzyklen	165
6.18.	Boxvolumen	167
6.19.	Vergleich der Produktionsherstellungskosten (PHEK) für das hier untersuchte konventionelle Bremssystem mit dem dezentralen Alternativkonzept	170
6.20.	Funktionale Architektur des dezentralen elektrohydraulischen Bremssystems	172
6.21.	Beispiel Fehlerbaumausschnitt für Drucksensor in einem Radbremssystem	173
A.1.	Mögliche Radpositionen [Bac15]	182
A.2.	Vorderrad Zielfahrzeug: Foto, Punktwolke und CAD-Modell	183

A.3.	Maximaler Wert für Vorder-/Hinterrad bei karosserie-/radseitiger Anbringung über alle Methoden für alle bewerteten Fahrzeuge	184
A.4.	Exzenterkurven Vorder- (—) und Hinterachse (—)	187
A.5.	Übersicht möglicher Konzepte	188

Tabellenverzeichnis

2.1.	Domänenbezogener Energiefluss in AMESim nach [Lms10] . . .	18
3.1.	Abgeleitete Bewertungskriterien für Bauraumbewertung . . .	39
4.1.	Fahrzyklenübersicht	53
5.1.	Ergebnisse für Variation der Schlauchvolumenaufnahme . . .	126
5.2.	Schlussfolgerungen und Empfehlungen	127
6.1.	Übersicht Vor- und Nachteile dezentraler By-Wire-Systeme gegenüber konventionellen zentralen Bremssystemen	133
6.2.	Übersicht Vorteile dezentrales hydraulisches By-Wire-System	134
6.3.	Bremsweg für konventionelles System (Messung) und Alternativkonzept (Simulation) aus unterschiedlichen Geschwindigkeiten (*Messwert von [Ada13])	161
6.4.	Übersicht der benötigten Komponenten für die Umsetzung des konventionellen Bremssystems und des Alternativsystems	169
6.5.	ASIL-Zuordnung auf Fahrzeugebene	173
A.1.	Übersicht der untersuchten Fahrzeuge (Vmot=Verbrennungsmotor, Emot=Elektromotor), Vorderachse aller Fahrzeuge ist mit Scheibenbremsen und McPhersonachse ausgestattet	181
A.2.	Bewertung aller Bauräume anhand des Mittelwerts über alle in Abbildung 3.6 gezeigten Methoden, am Beispiel des Zielfahrzeugs	184
A.3.	Zusätzliche Manöver für urbanes Fahren	185

A.4. Parameter der Servo-Linearaktorkombination 185

A.5. Fahrzeugparameter für betrachtetes Elektrofahrzeug (mit
* gekennzeichnete Werte sind der Literatur entnommen
[Ril94], [Hei13]) 186

Literatur

- [Ada13] ADAC e.V.: *ADAC Autotest: VW e-up! Fünftüriger Kleinwagen mit Steilheck*. URL: https://www.adac.de/_ext/itr/tests/Autotest/AT5046_VW_e_up/VW_e_up.pdf (letztes Abrufdatum 10.3.2021). 2013.
- [Akb98] AK-Bremse. *Work Group Specification Sheet 13.2, ZSB Disc Brake Caliper*. Verband der Automobilindustrie, 1998.
- [Ant10] Antanaitis, D.; Riefe, M. und Sanford, J.: “Automotive Brake Hose Fluid Consumption Characteristics and Its Effects on Brake System Pedal Feel”. In: *SAE International Journal of Passenger Cars - Mechanical Systems*, vol. 3, no. 1, (2010), S. 113–130. ISSN: 1946-4002. DOI: 10.4271/2010-01-0082.
- [Bac15] Bach, M.: “Konzeption und Konstruktion einer fahrwerksnahen Komponente eines alternativen hydraulischen Bremssystems”. Diplomarbeit. Universität Stuttgart, Institut für Konstruktion und Fertigung in der Feinwerktechnik, 2015.
- [Bap16] Bapat, A.: “Concepts for the Control of a Brake Testbench”. Masterarbeit. FH Aachen - University of Applied Sciences, Fachbereich Maschinenbau und Mechatronik, 2016.
- [Bar96] Barron, F. H.; Barrett, B. E.: “Decision Quality Using Ranked Attribute Weights”. In: *Management Science*, vol. 42, no. 11, (1996), S. 1515–1523. DOI: 10.1287/mnsc.42.11.1515.
- [Bau11] Bauer, G.: *Ölhydraulik: Grundlagen, Bauelemente, Anwendungen*. 10. aktualisierte und ergänzte Auflage. SpringerLink : Bücher. Vieweg+Teubner Verlag / Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH, Wiesbaden, 2011. ISBN: 3834882445.

- [Bel16] Beling, H.; Friedrich, T.; Riese, C. und Verhagen, A.: "Bremsystem zum Bremsen mindestens eines Rads eines Kraftfahrzeugs". Pat. DE102016222487A1. 2016. URL: <https://depatisnet.dpma.de/DepatisNet/depatisnet?action=bibdat&docid=DE102016222487A1>.
- [Bos10] BOSCH Chassis Control Systems: *Standard ABS Presentation (Internal)*. 2010.
- [Bos14] Brake Fluid Web, BOSCH Intranet: *DOT4-Bremsflüssigkeit, Clarient Safebrake 14M bzw. Hydraulan 406 ESI*. 2014.
- [Bra13] Braess, H. H.; Seiffert, U.: *Vieweg Handbuch Kraftfahrzeugtechnik*. Vieweg+Teubner, Wiesbaden, 2013. ISBN: 9783322831941.
- [Bre12] Breuer, B.; Bill, K. H.: *Bremsenhandbuch*. Springer Vieweg, Wiesbaden, 2012.
- [Cha11] Chattopadhyay, S.; Mitra, M. und Sengupta, S.: "Clarke and Park Transform". In: *Electric Power Quality*. Dordrecht: Springer Netherlands, 2011, S. 89–96. ISBN: 978-94-007-0635-4. DOI: 10.1007/978-94-007-0635-4_12.
- [Che11] Cheon, J. S., Kim, J., Jeon, J. und Lee, S. M.: "Brake By Wire Functional Safety Concept Design for ISO/DIS 26262". In: *SAE 2011 Annual Brake Colloquium And Engineering Display*. New Orleans, Louisiana, USA. SAE Technical Paper, 2011-01-2357. 2011. DOI: 10.4271/2011-01-2357.
- [Dav14] Davila, A., Romero, E., Roche, M., Mammetti, M., Gutierrez, J. und Lesemann, M.: "The ELVA Project's EV Design Support Tool". In: *SAE 2014 World Congress and Exhibition*. Detroit, Michigan, USA. SAE Technical Paper, 2014-01-1967. 2014. DOI: 10.4271/2014-01-1967.
- [Day09] Day, A. J., Ho, H.P., Hussain, K. und Johnstone, A.: "Brake System Simulation to Predict Brake Pedal Feel in a Passenger Car". Tampa, Florida, USA. SAE Technical Paper, 2009-01-3043. 2009. DOI: 10.4271/2009-01-3043.

- [Deu06] Deuschl, M.: “Gestaltung eines Prüffelds für die Fahrwerksentwicklung unter Berücksichtigung der virtuellen Produktentwicklung”. Dissertation. Technische Universität München: Lehrstuhl für Fahrzeugtechnik, 2006.
- [Die01] Dieckmann, T.: “El. betriebener Bremsaktor”. Pat. DE19527936 C2. 2001. URL: <https://depatisnet.dpma.de/DepatisNet/depatisnet?action=bibdat&docid=DE000019527936C2>.
- [Die14] Dietsche, K.-H.; Reif, K.: *Kraftfahrtechnisches Taschenbuch*. 28., überarb. u. erw. Aufl. Springer Vieweg, Wiesbaden, 2014. ISBN: 9783658038007.
- [Din92] DIN Deutsches Institut für Normung: *Hydraulische Bremsanlagen-Zweikreisbremsanlagen, DIN 74000*. Beuth Verlag, Berlin. 1992.
- [Dro94] Drott, P.: “Wheel brake subassembly for modular braking systems”. Pat. EP0566607B1. 1994. URL: <https://depatisnet.dpma.de/DepatisNet/depatisnet?action=bibdat&docid=EP000000566607B1>.
- [Ece15] ECE13H: *Regulation No 13-H of the Economic Commission for Europe of the United Nations (UN/ECE) - Uniform provisions concerning the approval of passenger cars with regard to braking*. Beuth Verlag, Berlin. 2015.
- [Fin06] Findeisen, D.: *Ölhydraulik: Handbuch für die hydrostatische Leistungsübertragung in der Fluidtechnik*. 5., neu bearb. Aufl. VDI. Berlin, Heidelberg und New York: Springer, 2006. ISBN: 3540238808.
- [Gar08] Garbrecht, F. W.: *Auswahl von Elektromotoren - leicht gemacht: Der Weg von der Anwendungsanalyse zum richtig dimensionierten Elektromotor*. Berlin und Offenbach: VDE-Verl., 2008. ISBN: 3800729113.
- [Gea71a] Gear, C.: *Numerical initial value problems in ordinary differential equations*. Prentice-Hall series in automatic computation. Englewood Cliffs, N.J.: Prentice-Hall, 1971.

- [Gea71b] Gear, C.: “Simultaneous Numerical Solution of Differential-Algebraic Equations”. In: *IEEE Transactions on Circuit Theory*, vol. 18, no. 1, (1971), S. 89–95. ISSN: 0018-9324. DOI: 10.1109/TCT.1971.1083221.
- [Ger99] Gerdes, J. C.; Hedrick, J. K.: “Brake System Modeling for Simulation and Control”. In: *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, vol. 121, no. 3, (1999), S. 496. ISSN: 00220434. DOI: 10.1115/1.2802501.
- [Gon14] Gong, X. X., Chang, S. Q., Jiang, L. C. und Li, X. P.: “A New Brake-by-Wire System Based on Direct-Drive Electro-Hydraulic Brake Unit”. In: *Applied Mechanics and Materials*, vol. 627, (2014), S. 231–235. ISSN: 1662-7482. DOI: 10.4028/www.scientific.net/AMM.627.231.
- [Gro11] Grote, K.-H.; Feldhusen, J.: *Dubbel: Taschenbuch für den Maschinenbau*. 23., neu bearbeitete und erw. Aufl. Springer, Berlin, 2011. ISBN: 9781283365703.
- [Hei13] Heissing, B.; Ersoy, M. und Gies, S.: *Fahrwerkhandbuch: Grundlagen - Fahrdynamik - Komponenten - Systeme - Mechatronik - Perspektiven*. 4., überarb. u. erg. Aufl. 2013. ATZ/MTZ-Fachbuch. Imprint: Springer Vieweg, Wiesbaden, 2013. ISBN: 3658019921.
- [Hof09] Hoffmann, J.; Quint, F.: *Signalverarbeitung mit MATLAB und Simulink: Anwendungsorientierte Simulationen*. Oldenbourg, München, 2009. ISBN: 3486593501.
- [Ise02] Isermann, R.; Schwarz, R. und Stolzl, S.: “Fault-tolerant drive-by-wire systems”. In: *IEEE Control Systems Magazine*, vol. 22, no. 5, (2002), S. 64–81. ISSN: 0272-1708. DOI: 10.1109/MCS.2002.1035218.
- [ISO11] International Organization for Standardization. *Road vehicles – Functional Safety, ISO 26262-1:2011*. URL: <https://www.iso.org/standard/43464.html>¹⁰, (letztes Abrufdatum 10.3.2021). 2011.

- [Jun13] Jung, M., Karl, M., Pitterof, R., Roth, M. und Sikorski, F: *Standardised Endurance Testing Specification for Functions Supported by ESC Systems*. Hrsg. von Continental Automotive Systems, Robert Bosch GmbH. Verband der Automobilindustrie, 2013.
- [Kal12] Kaliski, K.; Old, I. und Blomberg, L.: “Sound emissions from a plug-in electric vehicle”. In: *Inter.noise*, New York, USA. vol. 6, no. 1493, (2012), S. 5001–5009.
- [Kel14] Keller, C. G.; Gavrilă, D. M.: “Will the Pedestrian Cross? A Study on Pedestrian Path Prediction”. In: *IEEE Transactions on Intelligent Transportation Systems*, vol. 15, no. 2, (2014), S. 494–506. ISSN: 1524-9050. DOI: 10.1109/TITS.2013.2280766.
- [Lan11] Landau, I. D., Lozano, R., M'Saad, M. und Karimi, A.: *Adaptive Control: Algorithms, Analysis and Applications*. Second Edition. Communications and Control Engineering. Springer-Verlag London Limited, London, 2011. ISBN: 0857296647.
- [Lee12] Leena, N.; Shanmugasundaram, R.: “Adaptive Controller for Improved Performance of Brushless DC Motor”. In: *International Conference on Data Science and Engineering (ICDSE)*, Cochin, India. (2012), S. 117–122. DOI: 10.1109/ICDSE.2012.6281896.
- [Lel01] Lelong, J.; Michelet, R.: “Power unit and tyre-road noise, driving behaviour: what are the stakes?” In: *Inter.noise*, Den Haag, Niederlande. no. 164, (2001).
- [Lms10] Smolders, J.: *The Integrated Platform for Multi-Domain System Simulation: Foliensatz, LMS International*. 2010.
- [Lms14] LMS Imagine.Lab AMESim, Siemens PLM Software. *Generic Co-Simulation Rev. 13: Benutzeranleitung*. 2014.
- [Lms15] LMS Imagine.Lab AMESim, Siemens PLM Software. *Das Werkzeug für die physikalische Simulation mechatronischer Systeme (Brochüre)*. 2015.
- [Lor77] Lord, W.; Hwang, J.H.: “DC Servomotors-Modeling and Parameter Determination”. In: *IEEE Transactions On Industry Applications*, vol. LA-3, no. 3, (1977), S. 234–243.

- [Mat12] Matthies, H. J.; Renius, K. T.: *Einführung in die Ölhydraulik*. Vieweg+Teubner, Wiesbaden, 2012.
- [Mat13] Mattke AG-Antriebstechnik & Mechatronische Systeme: *Bürstenlose Synchron-Servomotoren MISD5.xx*. URL: <http://www.mattke.de/fileadmin/downloads/Hefte/>, (letztes Abrufdatum 10.3.2021). 2013.
- [McK16] McKinsey: *Automotive revolution –perspective towards 2030: How the convergence of disruptive technology - driven trends could transform the auto industry: Advanced Industries*. URL: <https://www.mckinsey.com/industries/automotive-and-assembly/our-insights/disruptive-trends-that-will-transform-the-auto-industry/de-de>, letztes Abrufdatum 10.3.2021. 2016.
- [McK17] McKinsey: *Electric Vehicle Index (EVI)*. URL: <https://www.mckinsey.de/elektromobilitaet>, letztes Abrufdatum - 10.3.2021. 2017.
- [Mut99] Mutschler, R.: “Untersuchung zur Konzeption einer elektrohydraulischen Energieversorgung für zukünftige Pkw-Bremssysteme unter besonderer Berücksichtigung der Pulsationsminderung”. Dissertation. Technische Universität Darmstadt: Institut für Turbomaschinen und Fluidantriebstechnik, 1999.
- [Obe15] Oberdörfer, H.: “Simulation eines alternativen hydraulischen Bremssystems”. Masterarbeit. TU Paderborn, Heinz Nixdorf Institut: Regelungstechnik und Mechatronik, 2015.
- [Pac12] Pacejka, H. B.: *Tire and Vehicle Dynamics*. Third Edition. Elsevier und Butterworth-Heinemann, Oxford (UK) und Waltham (USA), 2012. ISBN: 978-0-08-097016-5.
- [Par13] Parker: *ETH - Electro Cylinder Parker High Force Electro Thrust Cylinder: ETH Manual - Installation, Commissioning, Maintenance and Repair*. URL: <http://ph.parker.com/de/de/eth080-high-force-screw-driven-electric-cylinder-linear-actuator-with-piston-rod>, (letztes Abrufdatum 10.3.2021). 2013.

- [Pen98] Penrod, J. P.; Rogakos, D. J.: "Vehicle brake". Pat. US5788341 A. 1998. URL: <https://depatisnet.dpma.de/DepatisNet/depatisnet?action=bibdat&docid=US000005788341A>.
- [Pet82] Petzold, L.: *A Description of DASSL: A Differential/Algebraic System Solver*. URL: <https://cse.cs.ucsb.edu/sites/default/files/publications/DASSL.pdf>, (letztes Abrufdatum 10.3.2021). Sandia National Laboratories, 1982.
- [Pfe11] Pfeffer, P. E.; Harrer, M.: *Lenkungsbandbuch: Lenksysteme, Lenkgefühl, Fahrdynamik von Kraftfahrzeugen*. Vieweg+Teubner, Wiesbaden, 2011. ISBN: 3834881678.
- [Pru14] Pruckner, A., Davy, E., Schlichte, D. und Kaspar, S.: "Elektrischer Einzelradantrieb Optimierter Bauraum bei maximaler Fahrdynamik". In: *ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift*, vol. 116, no. 3, (2014), S. 46–51. ISSN: 0001-2785. DOI: 10.1007/s35148-014-0358-6.
- [Rad93] Radhakrishnan, K.; Hindmarsh, A. C.: *Description and Use of LSODE, the Livermore Solver for Ordinary Differential Equations, Lawrence Livermore National Laboratory Report*. NASA Reference Publication, 1993.
- [Rau12] Rauh, H., Hofmann, M., Eckard, B. und März, M.: "Radnabenantrieb und Zentralantrieb: Innovative Antriebskonzepte im Vergleich". In: *Trends in der elektrischen Antriebstechnologie für Hybrid- und Elektrofahrzeuge*. Hrsg. von Heinz Schäfer. Bd. 121. Haus-der-Technik-Fachbuch. Expert-Verl., Renningen, 2012, S. 61–72. ISBN: 3816931006.
- [Rie16a] Riese, C.; Gauterin, F.: "Analysis of hydraulic brake systems with regard to the requirements for future vehicle concepts". In: *16. Internationales Stuttgarter Symposium: Automobil- und Motorentechnik*. Springer Fachmedien Wiesbaden, Wiesbaden, 2016, S. 607–618. ISBN: 978-3-658-13255-2. DOI: 10.1007/978-3-658-13255-2_45.

- [Rie16b] Riese, C.; Gauterin, F: “Evaluation of a State of the Art Hydraulic Brake System with Regard to Future Requirements”. In: *SAE Int. J. Passeng. Cars - Mech. Syst.*, vol. 9, (2016), S. 1172–1183. DOI: 10.4271/2016-01-1927.
- [Rie17a] Riese, C.; Stump, O. und Gauterin, F: “Investigation of the energy recuperation potential of the damper system for a compact class passenger car”. In: *Int. J. Vehicle Design*, vol. 74, no. 4, (2017), S. 281–303.
- [Rie17b] Riese, C.: “el.-hydr. Bremsaktor”. Pat. DE102017219920A1. 2017. URL: <https://depatisnet.dpma.de/DepatisNet/depatisnet?action=bibdat&docid=DE102017219920A1>.
- [Rie17c] Riese, C., Verhagen, A., Schröter, S. und Gauterin, F: “Comparison of a State of the Art Hydraulic Brake System with a Decentralized Hydraulic Brake System Concept for Electric Vehicles”. In: *SAE 2017 Brake Colloquium and Exhibition*. Orlando, Florida, USA. SAE Technical Paper, 2017-01-2515. 2017. DOI: 10.4271/2017-01-2515.
- [Rie18] Riese, C.: “Bremssteuereinheit”. Pat. DE102018219975A1. 2018. URL: <https://depatisnet.dpma.de/DepatisNet/depatisnet?action=bibdat&docid=DE102018219975A1>.
- [Ril94] Rill, G.: *Simulation von Kraftfahrzeugen*. Vieweg-Braunsch., 1994.
- [Rio11] Rios-Gutierrez, F; Makableh, Y. F: “Efficient Position Control of DC Servomotor Using Backpropagation Neural Network”. In: *Seventh International Conference on Natural Computation* (2011), Shanghai, China. 653–657. DOI: 10.1109/ICNC.2011.6022230.
- [Rob12] Robert Bosch GmbH: *Einarbeitungsunterlagen ESP*. Abstatt, 2012.

- [Rol16a] Roland Berger: *Integrated Fuels and Vehicles Roadmap to 2030+*. URL: <https://www.rolandberger.com/de/Media/Neue-Studie-Integrated-Fuels-and-Vehicles-Roadmap.html>, (letztes Abrufdatum 10.3.2021). 2016.
- [Rol16b] Roland Berger: *Think Act - Beyond Mainstream: A CEO agenda for the (r)evolution of the automotive ecosystem: New archetypes will emerge in the future to divide the market up among themselves. How to gain access to tomorrow's profit pools*. URL: https://www.rolandberger.com/publications/publication_pdf/roland_berger_tab_automotive_intransition_20160404.pdf, (letztes Abrufdatum 10.3.2021). 2016.
- [Sae13] SAE-Standard: *J1401 Road Vehicle - Hydraulic Brake Hose Assemblies for Use With Nonpetroleum-Base Hydraulic Fluids*. 2013.
- [Sch09] Schweizer, B.; Busch, M.: "Numerische Ansätze zur gekoppelten Simulation". In: *Fluidon Konferenz, Aachen*. URL: https://www.fluidon.com/download_file/454/265, (letztes Abrufdatum 10.3.2021). 2009, S. 1–25.
- [Sch16] Schröter, S.: "Modellierung und Regelung eines dezentralen, hydraulischen Bremssystems". Masterarbeit. TU Hamburg Harburg, Institut für Strukturmechanik, 2016.
- [Sti81] Stillwell, W. G.; Seaver, D. A. und Edwards, W.: "A comparison of weight approximation techniques in multiattribute utility decision making". In: *Organizational Behavior and Human Performance*, vol. 28, no. 1, (1981), S. 62–77.
- [Stu14] Stump, O.: "Energiegewinnungsmöglichkeiten am Fahrzeugrad". Masterarbeit. Universität Stuttgart, Institut für Verbrennungsmotoren und Kraftfahrwesen, 2014.
- [Tim08] Timm, H.: "Car Body Materials for the Future". In: *Aachener Karosserietage 2008*. 2008.

- [Tru08] Truckenbrodt, E. A.: *Fluidmechanik Band 1: Grundlagen und elementare Strömungsvorgänge dichtebeständiger Fluide*. Online-Ausg. der 4., erg. gedruckte Auflage 1996, Nachdr. 2008 in veränd. Ausstattung. Springer, Berlin und Heidelberg, 2008. ISBN: 3540790179.
- [Völ11] Völker, L.: “Untersuchung des Kommunikationsintervalls bei der gekoppelten Simulation”. Dissertation. Karlsruher Institut für Technologie (KIT): Institut für Fahrzeugsystemtechnik, 2011. ISBN: 386644611X.
- [Vda18] Verband der Automobilindustrie: *Jahresbericht 2018: Die Automobilindustrie in Daten und Fakten*. URL: https://www.vda.de/dam/vda/publications/2018/VDA_JB_2018_DE, (letztes Abrufdatum 10.3.2021). 2018.
- [Vdi04] Verein Deutscher Ingenieure: *VDI 2206, Entwicklungsmethodik für mechatronische Systeme*. Beuth Verlag, Berlin. 2004.
- [Vdi14] Verein Deutscher Ingenieure: *VDI 3633 Blatt 1, Simulation von Logistik-, Materialfluß- und Produktionssystemen - Grundlagen*. Beuth Verlag, Berlin. 2014.
- [Vdi98] Verein Deutscher Ingenieure: *VDI 2225, Konstruktionsmethodik: Technisch-wirtschaftliches Konstruieren*. Beuth Verlag, Berlin. 1998.
- [Vie17] Viehof, M.; Winner, H.: *Stand der Technik und der Wissenschaft: Modellvalidierung im Anwendungsbereich der Fahr-dynamiksim*. URL: <http://tuprints.ulb.tu-darmstadt.de/6662/>, (letztes Abrufdatum 10.3.2021). Darmstadt, 2017.
- [Vil08] Villani, L.; Schutter, J. de: “Force Control”. In: *Springer Handbook of Robotics*. Hrsg. von Bruno Siciliano und Oussama Khatib. Springer Berlin Heidelberg, Berlin, Heidelberg, 2008, S. 161–185. ISBN: 978-3-540-30301-5. DOI: 10.1007/978-3-540-30301-5_8.
- [Vis06] Visioli, A.: *Practical PID Control*. Advances in Industrial Control. Springer London, London, 2006. ISBN: 978-1-84628-586-8.

- [Wac09] Wachter, D. W.: *Schallpegelmessungen an Elektrofahrzeugen („VLOTTE“)*. Bregenz: Amt der Vorarlberger Landesregierung, 2009.
- [Wan13] Wang, Z., Yu, L., Wang, Y., You, C., Ma, L. und Song, J.: “Prototype of Distributed Electro-Hydraulic Braking System and its Fail-Safe Control Strategy”. In: *SAE 2013 Brake Colloquium and Exhibition*. Jacksonville, Florida, USA. SAE Technical Paper, 2013-01-2066. 2013. DOI: 10.4271/2013-01-2066.
- [Wan14a] Wang, Z., Yu, L., Pan, N., Zhang, L. und Song, J.: “ISO 26262 Concept Phase Analysis on Distributed Electro-Hydraulic Braking System: The Influence of System Architecture on ASIL Decomposition”. In: *ASME 2014 International Design Engineering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference*. Buffalo, New York, USA, 2014, S. 1–10. DOI: 10.1115/DETC2014-35600.
- [Wan14b] Wang, Z., Yu, L., Wang, Y., Wu, K., Pan, N., Song, J. und Ma, L.: “Design Concepts of the Four-Wheel-Independent Electro-Hydraulic Braking System”. In: *SAE 2014 Brake Colloquium and Exhibition*. San Francisco, USA. SAE Technical Paper, 2014-01-2537. 2014. DOI: 10.4271/2014-01-2537.
- [Wil11] Will, D.; Gebhardt, N.: *Hydraulik: Grundlagen, Komponenten, Schaltungen*. Springer, Berlin, Heidelberg, 2011. ISBN: 3642172431.
- [Wol01] Wolff, G.: “Betätigungseinheit für eine Radbremse eines Kraftfahrzeugs”. Pat. WO002001028833A1. 2001. URL: <https://depatisnet.dpma.de/DepatisNet/depatisnet?action=bibdat&docid=W0002001028833A1>.
- [Zac14] Zacher, S.; Reuter, M.: *Regelungstechnik für Ingenieure: Analyse, Simulation und Entwurf von Regelkreisen*. 14., korrig. Aufl. 2014. SpringerLink : Bücher. Imprint: Springer Vieweg, Wiesbaden, 2014. ISBN: 3834822167.

Karlsruher Schriftenreihe Fahrzeugsystemtechnik
FAST Institut für Fahrzeugsystemtechnik
(ISSN 1869-6058)

- Band 1** Urs Wiesel
Hybrides Lenksystem zur Kraftstoffeinsparung im schweren Nutzfahrzeug
ISBN 978-3-86644-456-0
- Band 2** Andreas Huber
Ermittlung von prozessabhängigen Lastkollektiven eines hydrostatischen Fahntriebsstrangs am Beispiel eines Teleskopladers
ISBN 978-3-86644-564-2
- Band 3** Maurice Bliesener
Optimierung der Betriebsführung mobiler Arbeitsmaschinen. Ansatz für ein Gesamtmaschinenmanagement
ISBN 978-3-86644-536-9
- Band 4** Manuel Boog
Steigerung der Verfügbarkeit mobiler Arbeitsmaschinen durch Betriebslasterfassung und Fehleridentifikation an hydrostatischen Verdrängereinheiten
ISBN 978-3-86644-600-7
- Band 5** Christian Kraft
Gezielte Variation und Analyse des Fahrverhaltens von Kraftfahrzeugen mittels elektrischer Linearaktuatoren im Fahrwerksbereich
ISBN 978-3-86644-607-6
- Band 6** Lars Völker
Untersuchung des Kommunikationsintervalls bei der gekoppelten Simulation
ISBN 978-3-86644-611-3
- Band 7** 3. Fachtagung
Hybridantriebe für mobile Arbeitsmaschinen. 17. Februar 2011, Karlsruhe
ISBN 978-3-86644-599-4
- Band 8** Vladimir Iliev
Systemansatz zur anregungsunabhängigen Charakterisierung des Schwingungskomforts eines Fahrzeugs
ISBN 978-3-86644-681-6

- Band 9** Lars Lewandowitz
Markenspezifische Auswahl, Parametrierung und Gestaltung der Produktgruppe Fahrerassistenzsysteme. Ein methodisches Rahmenwerk
ISBN 978-3-86644-701-1
- Band 10** Phillip Thiebes
Hybridantriebe für mobile Arbeitsmaschinen. Grundlegende Erkenntnisse und Zusammenhänge, Vorstellung einer Methodik zur Unterstützung des Entwicklungsprozesses und deren Validierung am Beispiel einer Forstmaschine
ISBN 978-3-86644-808-7
- Band 11** Martin Gießler
Mechanismen der Kraftübertragung des Reifens auf Schnee und Eis
ISBN 978-3-86644-806-3
- Band 12** Daniel Pies
Reifungleichförmigkeitserregter Schwingungskomfort – Quantifizierung und Bewertung komfortrelevanter Fahrzeugschwingungen
ISBN 978-3-86644-825-4
- Band 13** Daniel Weber
Untersuchung des Potenzials einer Brems-Ausweich-Assistenz
ISBN 978-3-86644-864-3
- Band 14** **7. Kolloquium Mobilhydraulik. 27./28. September 2012 in Karlsruhe**
ISBN 978-3-86644-881-0
- Band 15** 4. Fachtagung
Hybridantriebe für mobile Arbeitsmaschinen 20. Februar 2013, Karlsruhe
ISBN 978-3-86644-970-1
- Band 16** Hans-Joachim Unrau
Der Einfluss der Fahrbahnoberflächenkrümmung auf den Rollwiderstand, die Cornering Stiffness und die Aligning Stiffness von Pkw-Reifen
ISBN 978-3-86644-983-1
- Band 17** nicht erschienen

- Band 18** Stefanie Grollius
**Analyse des gekoppelten Systems Reifen-Hohlraum-Rad-
Radführung im Rollzustand und Entwicklung eines
Rollgeräuschmodells**
ISBN 978-3-7315-0029-2
- Band 19** Tobias Radke
**Energieoptimale Längsführung von Kraftfahrzeugen
durch Einsatz vorausschauender Fahrstrategien**
ISBN 978-3-7315-0069-8
- Band 20** David Gutjahr
**Objektive Bewertung querdynamischer
Reifeneigenschaften im Gesamtfahrzeugversuch**
ISBN 978-3-7315-0153-4
- Band 21** Neli Ovcharova
**Methodik zur Nutzenanalyse und Optimierung
sicherheitsrelevanter Fahrerassistenzsysteme**
ISBN 978-3-7315-0176-3
- Band 22** Marcus Geimer, Christian Pohlandt
Grundlagen mobiler Arbeitsmaschinen
ISBN 978-3-7315-0188-6
- Band 23** Timo Kautzmann
Die mobile Arbeitsmaschine als komplexes System
ISBN 978-3-7315-0187-9
- Band 24** Roman Weidemann
**Analyse der mechanischen Randbedingungen zur Adaption der
oszillierenden Hinterschneidtechnik an einen Mobilbagger**
ISBN 978-3-7315-0193-0
- Band 25** Yunfan Wei
**Spurführungsregelung eines aktiv gelenkten
Radpaars für Straßenbahnen**
ISBN 978-3-7315-0232-6
- Band 26** David Schmitz
**Entwurf eines fehlertoleranten Lenkventils für
Steer-by-Wire Anwendungen bei Traktoren**
ISBN 978-3-7315-0264-7
- Band 27** Christian Schwab
**Beitrag zu einer universellen Baggerschnittstelle zur
Übertragung elektrischer und hydraulischer Leistung sowie
elektronischer Signale für komplexe Anbaugeräte**
ISBN 978-3-7315-0281-4

- Band 28** Peter Dengler
Untersuchung zum effizienten Betrieb von Hydraulikzylindern in Konstantdrucksystemen unter Verwendung einer Zwischendruckleitung
ISBN 978-3-7315-0295-1
- Band 29** Manuel Bös
Untersuchung und Optimierung der Fahrkomfort- und Fahrdynamikeigenschaften von Radladern unter Berücksichtigung der prozessspezifischen Randbedingungen
ISBN 978-3-7315-0310-1
- Band 30** 5. Fachtagung
Hybride und energieeffiziente Antriebe für mobile Arbeitsmaschinen. 25. Februar 2015, Karlsruhe
ISBN 978-3-7315-0323-1
- Band 31** Michael Eckert
Energieoptimale Fahrdynamikregelung mehrmotoriger Elektrofahrzeuge
ISBN 978-3-7315-0332-3
- Band 32** Martin Scherer
Beitrag zur Effizienzsteigerung mobiler Arbeitsmaschinen. Entwicklung einer elektrohydraulischen Bedarfsstromsteuerung mit aufgeprägtem Volumenstrom
ISBN 978-3-7315-0339-2
- Band 33** Rinaldo Arnold
Automatische Abstimmung der Sekundärseite eines dreiphasigen Systems zur berührungslosen induktiven Energieübertragung
ISBN 978-3-7315-0355-2
- Band 34** Johannes Gültlinger
Kraftübertragung und Fahrbahnverschleiß durch Spikereifen
ISBN 978-3-7315-0358-3
- Band 35** Thorsten Dreher
Energieeffizienz von Konstantdrucksystemen mit sekundärgeregelten Antrieben beim Einsatz in mobilen Arbeitsmaschinen
ISBN 978-3-7315-0377-4
- Band 36** Steffen Kölling
Konzeptionelle Untersuchung zur Neigekompensation von Stromabnehmern
ISBN 978-3-7315-0387-3

- Band 37** Michael Fritz
Entwicklungswerkzeuge für die Fahrzeugklimatisierung von Nutzfahrzeugen
ISBN 978-3-7315-0384-2
- Band 38** Ralf Oberfell
Stochastische Simulation von Energieflüssen im Nutzfahrzeug. Ein einsatzorientiertes Bewertungs- und Optimierungsverfahren
ISBN 978-3-7315-0403-0
- Band 39** Christoph Sturm
Bewertung der Energieeffizienz von Antriebssystemen mobiler Arbeitsmaschinen am Beispiel Bagger
ISBN 978-3-7315-0404-7
- Band 40** Florian Netter
Komplexitätsadaption integrierter Gesamtfahrzeugsimulationen
ISBN 978-3-7315-0414-6
- Band 41** Markus Springmann
Auslegung eines asynchronen Langstatorlinearmotors mit großem Luftspalt als Straßenbahnantrieb
ISBN 978-3-7315-0418-4
- Band 42** Alexander Basler
Eine modulare Funktionsarchitektur zur Umsetzung einer gesamtheitlichen Betriebsstrategie für Elektrofahrzeuge
ISBN 978-3-7315-0421-4
- Band 43** Hans-Georg Wahl
Optimale Regelung eines prädiktiven Energiemanagements von Hybridfahrzeugen
ISBN 978-3-7315-0422-1
- Band 44** Jennifer Heck
Zur Simulation des Rad-Schiene-Verschleißes bei Straßenbahnen
ISBN 978-3-7315-0443-6
- Band 45** Moritz Vaillant
Design Space Exploration zur multikriteriellen Optimierung elektrischer Sportwagenantriebsstränge: Variation von Topologie und Komponenteneigenschaften zur Steigerung von Fahrleistungen und Tank-to-Wheel Wirkungsgrad
ISBN 978-3-7315-0452-8

- Band 46** Philip Nagel
Entwicklung einer Betriebsstrategie zur Energierückgewinnung in hybriden Mehrverbrauchersystemen
ISBN 978-3-7315-0479-5
- Band 47** Matthias Pfriem
Analyse der Realnutzung von Elektrofahrzeugen in kommerziellen Flotten zur Definition einer bedarfsgerechten Fahrzeugauslegung
ISBN 978-3-7315-0489-4
- Band 48** Mohanad El-Haji
Ontologie-basierte Definition von Anforderungen an Validierungswerkzeuge in der Fahrzeugtechnik
ISBN 978-3-7315-0496-2
- Band 49** 9. Kolloquium Mobilhydraulik
22./23. September 2016 in Karlsruhe
ISBN 978-3-7315-0573-0
- Band 50** 6. Fachtagung
Hybride und energieeffiziente Antriebe für mobile Arbeitsmaschinen. 15. Februar 2017, Karlsruhe
ISBN 978-3-7315-0601-0
- Band 51** Fabian Schirmaier
Experimentelle Untersuchung und Simulation des Umformverhaltens nähgewirkter unidirektionaler Kohlenstofffasergelege
ISBN 978-3-7315-0620-1
- Band 52** Mathias Cabrera Cano
Neuronale Netze mit externen Laguerre-Filtern zur automatischen numerischen Vereinfachung von Getriebemodellen
ISBN 978-3-7315-0621-8
- Band 53** Arwed Schmidt
Flottenbetrieb von elektrischen und autonomen Serviceagenten im städtischen Personennahverkehr
ISBN 978-3-7315-0633-1
- Band 54** Katharina Knaisch
Untersuchung von Spulensystemen zur induktiven Energieübertragung von Elektrofahrzeugen. Vergleich von Topologien und Entwicklung einer Auslegungsmethodik
ISBN 978-3-7315-0630-0

- Band 55** Frank Christof Stalter
**Ansätze zur akustischen Optimierung von Reifen und
Fahrbahnen für Elektrofahrzeuge unter Antriebsmoment**
ISBN 978-3-7315-0645-4
- Band 56** Steffen Rose
**Modellbildung und Simulation von mobilen Arbeitsmaschinen.
Untersuchungen zu systematischen Modellvereinfachungen in
der Simulation von Antriebssystemen am Beispiel Bagger**
ISBN 978-3-7315-0684-3
- Band 57** Ulrich Peckelsen
**Objective Tyre Development. Definition and Analysis of Tyre
Characteristics and Quantification of their Conflicts**
ISBN 978-3-7315-0713-0
- Band 58** Stefan Haag
**Sequentieller Versuch zur HiL-unterstützten
Validierung hybrider Antriebssysteme mit
gekoppelten Antriebseinheiten**
ISBN 978-3-7315-0752-9
- Band 59** Dirk Hülsebusch
**Fahrerassistenzsysteme zur energieeffizienten Längsregelung -
Analyse und Optimierung der Fahrsicherheit**
ISBN 978-3-7315-0755-0
- Band 60** Christian Pohlandt
**Intelligentes Gesamtmaschinenmanagement
für elektrische Antriebssysteme**
ISBN 978-3-7315-0774-1
- Band 61** Oliver Maier
**Modellbasierte Entwicklung eines aktiven Sicherheitssystems
für elektrifizierte Fahrräder**
ISBN 978-3-7315-0778-9
- Band 62** Stephan Rhode
**Robust and Regularized Algorithms for Vehicle Tractive
Force Prediction and Mass Estimation**
ISBN 978-3-7315-0807-6
- Band 63** Péter Megyesi
**Methode zur Einbindung realer Nutzerprofile in die ökologische
und ökonomische Bewertung von Fahrzeugkonzepten**
ISBN 978-3-7315-0808-3

- Band 64** Benedikt Reick
Methode zur Analyse und Bewertung von stufenlosen Traktorgetrieben mit mehreren Schnittstellen
ISBN 978-3-7315-0815-1
- Band 65** Matthias Graf
Entwicklung und Validierung einer neuen Methode zur Charakterisierung des Scherverhaltens von Carbonfasergewebe mit Binderauftrag unter Normalkraft und viskoser Reibung bei hohen Prozesstemperaturen
ISBN 978-3-7315-0838-0
- Band 66** Christoph Kühn
Simulation von Fahrspielen und Energieflüssen in Nahverkehrssystemen
ISBN 978-3-7315-0740-6
- Band 67** 7. Fachtagung
Hybride und energieeffiziente Antriebe für mobile Arbeitsmaschinen. 20. Februar 2019, Karlsruhe
ISBN 978-3-7315-0873-1
- Band 68** Oliver Krauss
Experimentelle Untersuchungen zum Innengeräusch von Fahrzeugluftreifen
ISBN 978-3-7315-0867-0
- Band 69** Tristan Reich
Beurteilung der Prüfprozesseignung bei Fahrzeugversuchen mit mobilen Arbeitsmaschinen
ISBN 978-3-7315-0848-9
- Band 70** Matthias Bürckert
Realitätsnahe Bewertung des Einflusses der Oberflächenspannung flüssiger Zwischenmedien auf den maximalen Reibschluss zwischen Reifen und Fahrbahn
ISBN 978-3-7315-0891-5
- Band 71** Matthias Greiner
Verfahren zur Prädiktion des Rollwiderstands bei variablen Betriebsparametern auf Basis standardisierter Rollwiderstandsmessungen
ISBN 978-3-7315-0898-4
- Band 72** David Hummelberger
Hybride Werkstoffsysteme: Systematische Betrachtung und Bewertung der physikalischen Wirkmechanismen
ISBN 978-3-7315-0901-1

- Band 73** Michael Kerber
Analyse dynamischer Reifeneigenschaften und deren Auswirkung auf den Schwingungskomfort
ISBN 978-3-7315-0944-8
- Band 74** Kilian Berthold
Techno-ökonomische Auslegungsmethodik für die Elektrifizierung urbaner Busnetze
ISBN 978-3-7315-0953-0
- Band 75** Bernd Wassertheurer
Reifenmodellierung für die Fahrdynamiksimulation auf Schnee, Eis und nasser Fahrbahn
ISBN 978-3-7315-0957-8
- Band 76** Kai-Lukas Bauer
Echtzeit-Strategieplanung für vorausschauendes automatisiertes Fahren
ISBN 978-3-7315-0949-3
- Band 77** Thomas Schirle
Systementwurf eines elektromechanischen Fahrwerks für Megacitymobilität
ISBN 978-3-7315-0995-0
- Band 78** Dominik Dörr
Simulation of the thermoforming process of UD fiber-reinforced thermoplastic tape laminates
ISBN 978-3-7315-0998-1
- Band 79** Dominik Robert Naake
Simulation of damage mechanisms in weave reinforced materials based on multiscale modeling
ISBN 978-3-7315-1005-5
- Band 80** Martin Hohberg
Experimental investigation and process simulation of the compression molding process of Sheet Molding Compound (SMC) with local reinforcements
ISBN 978-3-7315-1007-9
- Band 81** Benedikt Fengler
Manufacturing-constrained multi-objective optimization of local patch reinforcements for discontinuous fiber reinforced composite parts
ISBN 978-3-7315-1006-2

- Band 82** Johannes Masino
Road Condition Estimation with Data Mining Methods using Vehicle Based Sensors
ISBN 978-3-7315-1004-8
- Band 83** **11. Kolloquium Mobilhydraulik**
10. September 2020, Karlsruhe
ISBN 978-3-7315-1036-9
- Band 84** Felix Weber
Beitrag zur Entwicklung von Konstantflusspumpen für Frischbeton unter genauerer Betrachtung der Dickstoffventile
ISBN 978-3-7315-1037-6
- Band 85** 8. Fachtagung
Hybride und energieeffiziente Antriebe für mobile Arbeitsmaschinen. 23. Februar 2021, Karlsruhe
ISBN 978-3-7315-1071-0
- Band 86** Sebastian Fünfgeld
Vorausschauende Regelung von Fahrzeugsystemen durch stochastische Vorhersage der Fahrzeugdynamik
ISBN 978-3-7315-1060-4
- Band 87** Isabelle Charlotte Ays
Development of a CO₂e quantification method and of solutions for reducing the greenhouse gas emissions of construction machines = Entwicklung einer CO₂e Quantifizierungsmethode und von Lösungen zur Reduzierung von Treibhausgasemissionen in Baumaschinen
ISBN 978-3-7315-1033-8
- Band 88** Alexander Bernath
Numerical prediction of curing and process-induced distortion of composite structures
ISBN 978-3-7315-1063-5
- Band 89** Nils Bulthaupt
Objektivierung des Schwingungskomforts schwerer Nutzfahrzeuge
ISBN 978-3-7315-1075-8
- Band 90** Lars Brinkschulte
Assistenzsysteme zur Reduktion des Schädigungsverhaltens von Komponenten einer mobilen Arbeitsmaschine
ISBN 978-3-7315-1089-5

- Band 91** Dominik Dörr
**Adaptive Fahrhinweise für ein längsdynamisches
Fahrerassistenzsystem zur Steigerung der Energieeffizienz**
ISBN 978-3-7315-1090-1
- Band 92** Jürgen Römer
**Steuerung und Regelung des Lenkradmoments
durch Nutzung radselektiver Frontantriebe**
ISBN 978-3-7315-1104-5
- Band 93** Christian Riese
**Werkzeuge und Konzepte für die Untersuchung
und Entwicklung zukünftiger Kfz-Bremssysteme**
ISBN 978-3-7315-1125-0

Die zunehmende Elektrifizierung des Antriebsstranges sowie die Automatisierung des Fahrens haben erheblichen Einfluss auf die Fahrwerke zukünftiger Fahrzeuge. Ein wichtiger Teil des Fahrwerks ist das Bremssystem. Das regenerative Bremsen durch die E-Maschine führt zu einer Verschiebung des üblicherweise für die Auslegung von Bremssystemen verwendeten Lastkollektivs, wodurch die ohnehin vorhandene Spreizung bei der Auslegung, viele Bremsungen bei wenig Druck und einige wenige bei hohem Druck, weiter zunimmt. Hierdurch steigt die hohe Anzahl an Anforderungen weiter und deren Wirkzusammenhänge nehmen immer komplexere Formen an. Um diese Wirkzusammenhänge besser zu verstehen und möglichst optimale Systeme für zukünftige Fahrzeuge entwickeln zu können, sind entsprechende Werkzeuge und Konzepte notwendig.

