

Potenzial der Selbstverstärkung und einer nicht konstanten Getriebekennung
zur Verminderung der Leistungs- und Energieaufnahme einer elektromechanischen
Radbremse

Dem Fachbereich Maschinenbau
an der Technischen Universität Darmstadt
zur
Erlangung des Grades eines Doktor-Ingenieurs (Dr.-Ing.)
eingereichte

D i s s e r t a t i o n

vorgelegt von
Dipl.-Ing. Uwe Dausend
aus Roßdorf

Berichterstatter:	Prof. Dr. rer. nat. Hermann Winner
Mitberichterstatter:	Prof. Dr.-Ing. Rainer Nordmann

Tag der Einreichung:	22. Dezember 2005
Tag der mündlichen Prüfung:	25. April 2006

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Fachgebiet Fahrzeugtechnik (*fzd*) der Technischen Universität Darmstadt.

Herrn Prof. Dr. rer. nat. Hermann Winner, dem Leiter des Fachgebiets Fahrzeugtechnik, möchte ich besonders danken für die Betreuung meiner Arbeit. Seine vielen wertvollen Hinweise und Anregungen sowohl fachlich als auch didaktisch trugen wesentlich zum Gelingen dieser Arbeit bei. Er hatte jederzeit ein offenes Ohr für meine Anliegen, und die offene, kollegiale und engagierte Zusammenarbeit mit ihm habe ich sehr geschätzt.

Mein Dank gilt Herrn Prof. em. Dr.-Ing. Bert Breuer, dem ehemaligen Leiter des Fachgebiets Fahrzeugtechnik, der mir die wissenschaftliche Arbeit an seinem Fachgebiet ermöglichte und mir damit großes Vertrauen entgegen brachte. Er hat nicht nur über seine Vorlesung die Begeisterung der Fahrzeugtechnik in mir geweckt. Seine kompetente fachliche Begleitung und die gewährte Selbstständigkeit bildeten eine gute Basis.

Herrn Prof. Dr.-Ing. Rainer Nordmann (Leiter des Fachgebiets Mechatronik und Maschinenakustik) möchte ich herzlich für die freundliche und unkomplizierte Übernahme des Korreferats danken.

Der Continental Teves AG & Co. oHG danke ich recht herzlich für die Finanzierung meiner beiden Forschungsprojekte. Besonders erwähnen möchte ich auch die fachlichen Diskussionen mit Herrn Georg Halasy-Wimmer und seinen Mitarbeitern, aus denen viele wertvolle Impulse und Anregungen für meine Arbeit hervor gingen. Herrn Stefan J. Schmitt danke ich überdies sehr für die Unterstützung bei den Simulationen.

Die Zeit bei *fzd* hat mich sehr geprägt. Besonders erwähnenswert ist die einzigartige kollegiale Atmosphäre, in der nicht nur viele fachliche Diskussionen geführt wurden, sondern vor allem das Menschliche im Vordergrund stand. Ebenso die Fachkompetenz und Verlässlichkeit aller Kollegen, einschließlich des Sekretariats und der mechanischen Werkstatt von Herrn Robert Korndörfer, führten zu einer engen Bindung zu *fzd* auch über meine Zeit dort hinaus. Hervorheben möchte ich besonders die herzliche Zusammenarbeit mit meinem geschätzten Freund und Kollegen Martin Semsch, der mir jederzeit sowohl fachlich als auch menschlich mit Rat und Tat zur Seite stand und wie kein zweiter es verstand, meinen Blick auf das Wesentliche zu lenken.

Meine Eltern haben mir meine Ausbildung ermöglicht und damit die entscheidenden Grundsteine gelegt. Mit dieser Arbeit möchte ich mich bei ihnen dafür bedanken.

Vielen Dank an meine liebe Frau Heike, die durch die Übernahme aller Lasten gerade in der Endphase meiner Arbeit mir den nötigen Freiraum geschaffen hat, den ich für die Erstellung meiner Arbeit nutzen konnte.

Ein großes Dankeschön geht an Ingo Buchenau, Michael Fischer, Jens Fronemann, Heiko Hahnebuth, Mathias Helm, Karim Henein, Matthias Jörg, Thorsten Koch, Christoph Krohn, Björn Luckhardt, Christoph Neudörffer, Daniel Sabathil, Markus Schmidt, Roland Schneefuß, Ralf Schroth, Marcus Schumann, Frédéric Spetler, Zhiyuan Wang und Ingo Weber, die im Rahmen ihrer studentischen Arbeiten sehr engagiert und ambitioniert mitgeholfen haben und damit viele Bausteine dieser Arbeit liefern konnten.

Inhalt

Abkürzungen.....	VIII
Formelzeichen und Indizes	IX
1 Einleitung.....	1
1.1 Motivation und Zielsetzung	2
1.2 Methodik	4
2 Elektromechanische Bremssysteme.....	5
2.1 Funktion	5
2.2 Aufbau.....	6
2.2.1 Betätigung.....	6
2.2.2 Radbremse	7
2.2.3 Regelung.....	8
2.2.4 Ausführungsbeispiele	8
2.3 Hybride elektrische Systeme.....	10
2.3.1 Elektrische Parkbremse	10
2.3.2 Hybrid-Bremssystem.....	12
2.4 Entwicklungstendenzen.....	14
2.5 Fazit.....	18
3 Theoretische Betrachtung des Systems Radbremse	20
3.1 Reibteil	21
3.2 Elektromechanischer Wandler	28
3.3 Getriebe	31
3.3.1 Gesamtübersetzung.....	32
3.3.2 Aufteilung der Gesamtübersetzung	32
3.3.3 Schaltbare Übersetzungsstufen.....	33
3.3.4 Übersetzungsverlauf.....	34
3.3.5 Fazit	35
3.4 Gesamtsystem.....	35
3.5 Fazit.....	42
4 Eingesetzte Forschungswerkzeuge	43
4.1 Simulationsmodell.....	43
4.1.1 Aufbau	43

4.1.2	Regelung	45
4.1.3	Validierung	46
4.1.4	Bewertung des Modells.....	48
4.2	<i>fzd</i> -Rollenprüfstand.....	49
4.2.1	Messtechnik	50
4.2.2	Bremsenregler	51
4.3	Radbremse mit nichtlinearer Getriebekennung	54
4.3.1	Anforderungen	54
4.3.2	Konzept.....	56
4.3.3	Nachstellvorrichtung.....	59
4.3.4	Konstruktion	60
4.3.5	Sensorik.....	64
4.4	Radbremse mit Selbstverstärkung	65
4.4.1	Konstruktion	66
4.4.2	Sensorik.....	67
4.5	Fazit	67
5	Untersuchungen.....	69
5.1	Nichtlineares Getriebe	69
5.1.1	Statische Versuche	69
5.1.2	Dynamische Versuche	73
5.2	Selbstverstärkung.....	76
5.2.1	Energetische Betrachtung	77
5.2.2	Betrachtung der Kräfte.....	83
5.2.3	Dynamik.....	88
5.2.4	Regelbarkeit	88
5.3	Vergleich der Lösungswege	91
5.4	Fazit	93
6	Diskussion der Ergebnisse und Ausblick.....	96
6.1	Diskussion.....	96
6.2	Übertragbarkeit	99
6.3	Ausblick.....	100

7	Zusammenfassung	102
8	Anhang.....	104
8.1	Parameter für die Validierung.....	104
8.2	Parameter für den Getriebevergleich.....	105
9	Literatur	107
9.1	Betreute studentische Arbeiten.....	120
9.2	Eigene Veröffentlichungen	122

Abkürzungen

ABS	Anti-Blockier System
ACC	Adaptive Cruise Control
ASR	Antriebsschlupf-Regelung
BA	Bremsassistent
BBA	Betriebsbremsanlage
CAN	Controller Area Network
DAP	Data Acquisition Processor
DFG	Deutsche Forschungsgemeinschaft
DMS	Dehnungs-Messstreifen
EBS	Elektronisches Bremssystem
EBV	Elektronische Bremskraftverteilung
ECE	Economic Commission for Europe
ECU	Electronic Control Unit
EHB	Elektrohydraulisches Bremssystem
EMB	Elektromechanisches Bremssystem
EPB	Elektrische Parkbremse
ESP [®]	Elektronisches Stabilitätsprogramm
FBA	Feststellbremsanlage
FDR	Fahrdynamik-Regelung
FG	Freiheitsgrad
<i>fzd</i>	Fahrzeugtechnik Darmstadt, Fachgebiet der TU Darmstadt
Fzg	Fahrzeug
HBA	Hilfsbremsanlage
HCU	Hydraulic Control Unit
KGT	Kugelgewindetrieb
Pkw	Personenkraftwagen
RGT	Rollengewindetrieb
SMP	Schwungmassenprüffeld der Continental Teves AG & Co. oHG in Frankfurt/Main
StVZO	Straßenverkehrs-Zulassungsordnung
THZ	Tandem-Hauptzylinder
TU	Technische Universität

Formelzeichen und Indizes

a	abstütz~	
a	Verzögerung	[m/s ²]
b	Beschleunigungs~	
B	Bremse, Brems	
Bet	Betätigungs~	
C^*	innere Übersetzung	[-]
c	Steifigkeit	[N/m]
dyn	dynamisch	
E^*	energetischer Bremsenkennwert	[-]
E	Energie	[Ws] oder [Nm]
F	Kraft	[N]
Fzg	Fahrzeug~	
ges	gesamt	
i	Übersetzung	[-]
$Keil$	Keil~	
kin	kinetisch	
K_T	Motorkonstante	[Nm/A]
m	Masse	[kg]
M	Moment	[Nm]
M	Motor	
N	Normal	
P	Leistung	[W]
r	Radius	[m]
r_0	Nockengrundradius	[m]
r_{dyn}	dynamischer Reifenhalbmesser	[m]
$reib$	reib~	
r_w	wirksamer Reibradius	[m]
s	Weg	[m]
v	Geschwindigkeit	[m/s]
Sp	Spann~	
SV	Selbstverstärkung	
t	Zeit	[s]
U	Umfangs~	

W	Arbeit	[Nm]
z	Abbremsung	[%]
z	Zusatz~	
Θ	Massenträgheitsmoment	[kgm ²]
Ψ	dynamische Hinterachslast bezogen auf die Gesamtgewichtskraft	[-]
α, β	Winkel	[°]
ε	Steigungswinkel des Nockens	[°]
η	Wirkungsgrad	[-]
φ	Drehwinkel	[°] oder [rad]
$\dot{\varphi}, \omega$	Winkelgeschwindigkeit	[rad/s]
$\ddot{\varphi}$	Winkelbeschleunigung	[rad/s ²]
μ	Reibwert	[-]
μ_{Keil}	Reibwert in der Lagerung des Abstützkeils	[-]
μ_{Nocken}	Reibwert zwischen Nocken und Kniehebel	[-]
ρ	relative Häufigkeit	[-]
τ	Anteil der Brems- an der Fahrzeit	[%]
ω_{Rad}	Winkelgeschwindigkeit des Rads	[1/s]
ζ	Ausnutzungsgrad der Motorleistung	[-]

1 Einleitung

Mit der Serieneinführung des ABS 1978 begann durch die Regelbarkeit des Bremsmoments die Funktionserweiterung der Bremsanlage nicht nur zur Verkürzung der Brems- und Anhaltewege [173], sondern auch zur Aufrechterhaltung der Fahrstabilität des Fahrzeugs während einer Vollbremsung. Während das ABS ausschließlich bei einer vom Fahrer vollführten Bremsung aktiv ist, erzeugen die weiterentwickelten Regelsysteme (ASR, ESP, ACC, ...) auch ohne einen expliziten Bremswunsch des Fahrers ein Bremsmoment [23]. Letztere erfordern nicht nur zusätzliche Sensoren für die Überwachung des aktuellen Fahrzustands und der Vorgaben des Fahrers, sondern auch Aktoren, die die zur achsweisen oder radselektiven Betätigung der Bremse benötigte Energie bereitstellen [33]. Nur Systeme mit möglichem zentralem Eingriff (ACC) können auch auf die Energie zurückgreifen, die dem Fahrer zur Unterstützung seiner Fußkraft bereitgestellt wird (Bremskraftverstärker) [26].

Parallel zu der Funktionserweiterung erlangt die Schnittstelle zum Fahrer eine immer größere Bedeutung, da der Fahrer während des Bremsenfremdeingriffs unterschiedliche Rückmeldungen bekommt – vom pulsierenden Bremspedal während der ABS-Regelung bis hin zu variierender Pedalkennung und „kurzem“ Pedal im Fall des Einbremsens während eines aktiven ESP- oder ACC-Bremseneingriffs. Darüber hinaus verändern beispielsweise der Beladungszustand des Fahrzeugs oder der Zustand der Radbremsen (Fading) die Bremspedalkennung, in deren Gestaltung sehr viel Entwicklungsaufwand einfließt [12], [33].

Um weitere Freiheitsgrade bei der Fahrer/Fahrzeug-Schnittstelle zu erhalten, bietet sich der Einsatz einer Fremdkraft-Bremsanlage an (**Bild 1–1**), bei der der Fahrer energetisch von der Bremsanlage getrennt ist. Eine Möglichkeit der Realisierung beschreibt das elektrohydraulische Bremssystem EHB [64]. Diese Bremse nutzt die hydraulische Infrastruktur im Fahrzeug für die Energieübertragung und bietet daher eine hydraulische Rückfallebene für einen Fehlerfall in der Betriebsbremsanlage. Die Betätigungsenergie wird von einem hydraulischen Druckspeicher bereitgestellt, der von einer elektrischen Pumpe aufgeladen wird [45]. Obwohl die Hydraulik den Vorteil bietet, dass die Energie an beliebiger Stelle im Fahrzeug gewandelt, gespeichert und mit einem sehr guten Wirkungsgrad an die Radbremsen weitergeleitet werden kann, stellt der Einsatz von Bremsflüssigkeit einen Nachteil dar, da die Bremsanlage bei der Pkw-Produktion befüllt und

entlüftet sowie die Bremsflüssigkeit in regelmäßigen Abständen erneuert werden muss [26].

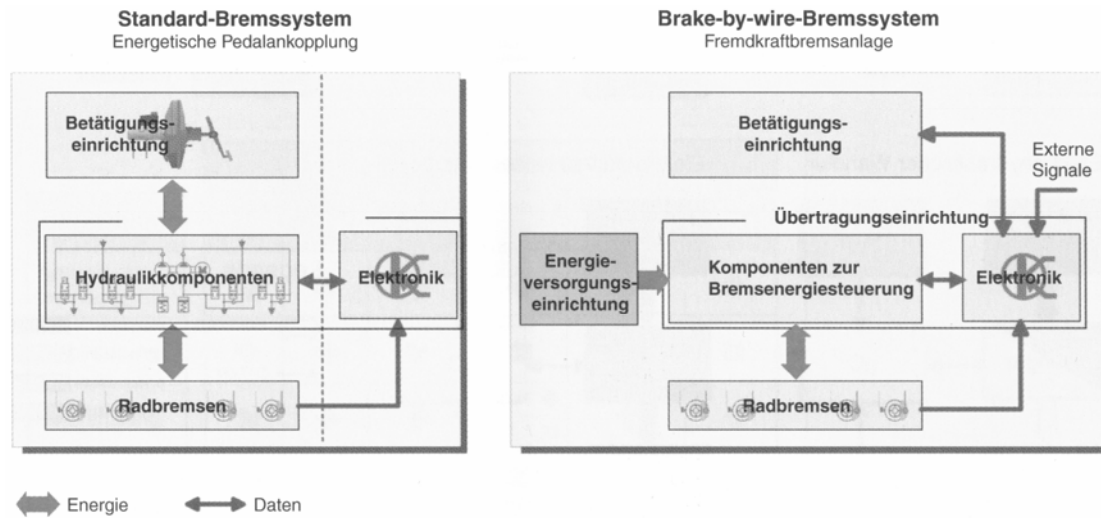


Bild 1–1: Bremssystemvergleich [13]

Eine weitere Möglichkeit zur Realisierung einer Fremdkraftbremsanlage ist die elektromechanische Bremse EMB, die die Betätigungsenergie an jedem Rad erzeugt. Der funktionelle Aufbau ist denkbar einfach und besteht neben Regler und Kabel für den Energie- und Signalfloss aus den wenigen Baugruppen

- zentrales Steuergerät,
- Betätigungseinheit,
- Energieversorgung,
- Radbremsen. [33]

Gegenüber der EHB benötigt die EMB keine Bremsflüssigkeit und kommt somit der Einfachheit bei Montage und Wartung entgegen. Bei allen bekannten Prototypen ist der Antrieb der Radbremse durch einen rotatorischen Elektromotor realisiert, der sowohl in Spann- als auch in Löserichtung gleich große Kräfte aufbringen kann. Dadurch lässt sich die Kraftabbaugeschwindigkeit gerade bei kleinen erforderlichen Bremsmomenten gegenüber der hydraulischen Bremse erhöhen [13] und die Bremse darüber hinaus beispielsweise aktiv lüften, wodurch Verschleiß und Restbremsmomente minimiert werden [33].

1.1 Motivation und Zielsetzung

Bei der EMB wird die Betätigungsenergie bei jeder Betätigung der Bremse unmittelbar aus der im Bordnetz des Fahrzeugs gespeicherten elektrischen Energie umgesetzt. Der

hohe Energieumsatz in Verbindung mit einem schnellen Spannkraftaufbau führt zu einer hohen Leistungsanforderung an die Radbremse, die ebenfalls im elektrischen System des Fahrzeugs vorgehalten werden muss.

Der Aktor hat beim Zuspinnen der Bremse die Aufgaben, zu Beginn das Lüftspiel hoch dynamisch zu überwinden (entspricht einer Optimierung auf Geschwindigkeit), daran anschließend eine hohe Spannkraft aufzubauen (entspricht einer Optimierung auf Kraft) und diese dann auch statisch zu halten (entspricht einer Optimierung des Energieverbrauchs). Da aber gerade der Elektromotor zur Bremsenbetätigung diesem Anforderungsprofil nicht entspricht, muss mittels eines mechanischen Getriebes eine Anpassung der Motorcharakteristik an die Bremsenanforderungen erfolgen. Die Erfüllung dieser Aufgaben führt bei der klassischen Auslegung eines EMB-Aktors, d.h. mit einem konstant übersetzenden Getriebe, zu einem Zielkonflikt hinsichtlich der Auslegung des Motors [16]. Die Parameter maximales Motormoment, Leerlaufdrehzahl und Getriebeübersetzung können zur Einhaltung der statischen und dynamischen Anforderungen nicht unabhängig von einander gewählt werden. Der Zielkonflikt kann nur dadurch gelöst werden, dass ein hinsichtlich seiner maximalen Leistungsabgabe überdimensionierter Motor zum Einsatz kommt. Die tatsächlich installierte Motorleistung liegt dann deutlich über der vom Verbraucher geforderten Leistungsabgabe. Das impliziert ein Optimierungspotenzial bei der Getriebeauslegung, die Kennlinien des Verbrauchers und des Wandlers aufeinander anzupassen, um weitere Freiheitsgrade bei der Gestaltung der Eigenschaften der Radbremse zu erhalten. Ein Ziel der Arbeit ist daher die Auslegung eines geeigneten Getriebes sowie die Abschätzung des Potenzials hinsichtlich der Reduktion von Leistungs- und Energieaufnahme des elektrischen Wandlers.

Darüber hinaus sind Ansätze bekannt, über eine Erhöhung der inneren Übersetzung der Bremse die Betätigungsenergie zu reduzieren [132], [133]. Das aus der Trommelbremse bekannte Prinzip der Selbstverstärkung [78] wird auf die Scheibenbremse übertragen und ist durch den Einsatz von Mechatronik in deutlich weiteren Grenzen nutzbar als in herkömmlichen hydraulischen Systemen. Da die zum Einsatz kommenden elektromechanischen Wandler sowohl in Spann- als auch in Löserichtung gleich große Momente aufbringen können, ist die Selbstverstärkung bei entsprechender konstruktiver Gestaltung auch in den bisher kritischen Bereichen nutzbar, die in passiven Systemen zur Selbsthemmung führen. Während in den hydraulisch betätigten Radbremsen die Auslegungsgrenze bei der Radblockade liegt, kann diese Grenze mit elektrischen Bremsen überschritten werden, wodurch sich der Lösungsraum für die Auslegung der Selbstver-

stärkung in einem mechatronischen System vergrößert. Die Beschreibung des Potentials der Selbstverstärkung unter Einbeziehung des vergrößerten Lösungsraums ist eine Zielsetzung der vorliegenden Arbeit. Daraus ergeben sich die weiteren Ziele, die die Bestimmung von Auslegungskriterien für die Höhe der Selbstverstärkung sowie die Möglichkeiten ihrer optimalen Nutzung umfassen.

1.2 Methodik

Nach der Vorstellung des Stands der Technik in Kapitel 2 wird das System Radbremse, auf das sich die Betrachtungen innerhalb des Gesamtsystem EMB im Fahrzeug beschränken, auf funktionaler Ebene vorgestellt und in seinen physikalischen Zusammenhängen beschrieben, mit denen sich theoretische Grenzwerte der Leistungsfähigkeit errechnen lassen (Kapitel 3). Hierzu werden neue Kenngrößen definiert, die es ermöglichen, über die Beschreibung der physikalischen Eigenschaften der einzelnen Teilsysteme (z.B. Leistungsaufnahme des elektrischen Antriebs) hinaus das Gesamtsystem zu bewerten. Daraus werden Thesen abgeleitet, wie sich die Energie- und Leistungsaufnahme der Radbremse reduzieren lässt.

Im darauf folgenden Kapitel werden die Werkzeuge beschrieben, die im Rahmen der Arbeit eingesetzt wurden. Dazu zählen ein Matlab® Simulink® Modell einer elektrisch betätigten Radbremse, in dem die konstruktiven Parameter und Kennlinien in weiten Grenzen frei wählbar sind, sowie zwei Radbremsen-Prototypen. Die Konstruktion der Radbremsen lehnt sich an die Vorgehensweise nach Pahl/Beitz [131] an, in der zunächst Teilfunktionen definiert und Lösungen ermittelt werden, die über einen morphologischen Kasten zu prinzipiellen Gesamtlösungen kombiniert werden können, um sie dann anhand aufgestellter Kriterien zu beurteilen, zu bewerten und die beste Lösung auszuwählen.

Die Prototypen werden auf dem fachgebietseigenen Rollenprüfstand erprobt, um das Simulationsmodell zu validieren und die Aussagen zu verifizieren. Um gerade bei der Selbstverstärkung das Potenzial über den kritischen Bereich hinaus ausschöpfen zu können, muss dieser Zustand auch regelbar sein, was anhand theoretischer Überlegungen und an einem praktischen Beispiel falsifiziert wird.

2 Elektromechanische Bremssysteme

Das Grundprinzip des elektromechanischen Bremssystems EMB liegt in der energetischen Entkopplung des Bremspedals von den Bremsen. Die Kopplung erfolgt ausschließlich auf Signalebasis. Als „trockene“ Fremdkraftbremse verzichtet die EMB dabei vollständig auf den Einsatz pneumatischer oder hydraulischer Energieträger – die Radbremsen werden ausschließlich mit elektrischer Energie versorgt.

2.1 Funktion

Bild 2–1 zeigt eine mögliche Funktionsstruktur eines EMB mit der Darstellung der notwendigen funktionellen Bausteine. Darin ist der energetische Eingang in das Gesamtsystem die elektrische Energie und der Ausgang das Bremsmoment. Umgewandelt wird die Energie von elektrisch in mechanisch im Teilsystem Radbremse.

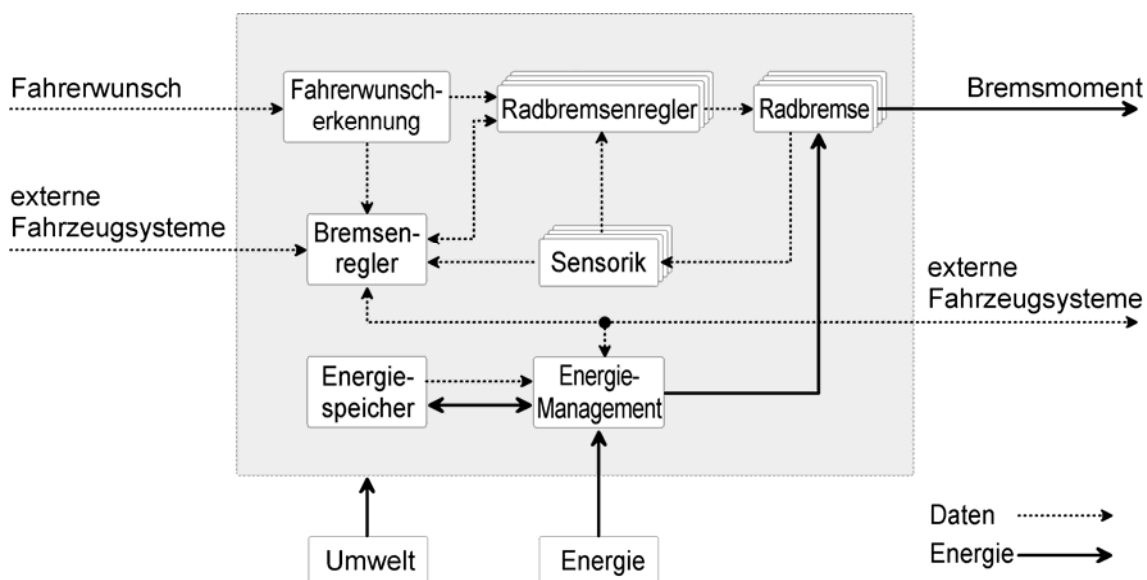


Bild 2–1: Funktionsstruktur eines elektromechanischen Bremssystems, nach [159]

Der Bremsenregler ist die Schnittstelle für den Datenaustausch sowie für die Kommunikation mit externen Systemen und damit auch zuständig für die Regelung des Gesamtsystems. Ein Bremsenwunsch des Fahrers wird von der Fahrerwunscherkennung erkannt und an den Regler genauso weitergeleitet wie ein Verzögerungswunsch oder ein benötigter achs- oder radselektiver Bremseneingriff von anderen Fahrzeugsystemen wie ACC oder ESP.

Zuständig für die Umsetzung der Vorgaben des Bremsenreglers ist der Radbremsenregler, der pro Radbremse einmal vorhanden ist. Dazu benötigt der Regler die Kenntnis der Regelgröße, die er über geeignete Sensorik erhält.

Das Energiemanagement versorgt die Radbremsen zuverlässig mit elektrischer Energie, um dort in mechanische Energie zum Spannen der Bremsen umgeformt zu werden.

2.2 Aufbau

2.2.1 Betätigung

Um dem Fahrer die gewohnte Schnittstelle zur Verfügung zu stellen, besteht die Betätigung in einem ersten Schritt aus einem „elektronischen“ Bremspedal, das sich aus dem Pedalwegsimulator und Sensoren zur Fahrerwunsch-Erfassung zusammensetzt. Die Pedalweg- beziehungsweise Pedalkraft-Signale werden von der zentralen ECU mit weiteren Signalen und Wünschen von übergeordneten Regelsystemen (zum Beispiel ASR, ESP,...) verarbeitet und in rad-individuelle Bremsenzuspannkraften umgerechnet, Bild 2–1. Die entsprechenden elektrischen Informationen werden über ein zweikreisiges redundantes Bussystem an die Radbremsmodule übertragen. Als wesentlicher Vorteil der EMB gilt die Möglichkeit der freien Gestaltung einer Pedalcharakteristik (Zusammenhang zwischen Pedalkraft, Pedalweg und Fahrzeugverzögerung) ebenso wie die Freiheitsgrade bei der Stellung des Pedals (Neigung) und der relativen Position zum Sitz (Ergonomie) [12]. Das Empfinden, wie Betätigungskraft und -weg sowohl statisch als auch dynamisch miteinander und in Relation zur Verzögerung harmonisieren ist entscheidend für die sichere, effiziente und komfortable Bedienbarkeit der Bremse. Bei EMB lässt sich das Pedalgefühl einstellen und zu einer veränderlichen (adaptiven) oder aktiven Pedalcharakteristik über Software und mit geeigneten Stellgliedern erweitern. Im Gegensatz zur EHB muss das Pedalmodul keine Reservewege für eine hydraulische Rückfallebene vorhalten [45]. Dadurch reduziert sich das Bauvolumen, wodurch sich bei einem Unfall das Eindringen des Pedals in den Innenraum reduziert, und damit die passive Sicherheit erhöht [138].

Ferner existieren Forschungsansätze, die Schnittstelle des Fahrers zur Bremse unter verschiedenen Gesichtspunkten völlig neu zu gestalten, beispielsweise durch aktive Sidesticks [44], mit denen der Fahrer sowohl die Längs- als auch die Querdynamik des Fahrzeugs regeln kann.

Eine weitere Funktion des EMB ist die der Feststellbremse, die eine eigene Betätigungseinrichtung benötigt. Hier kann auf die Erfahrungen der bereits im Markt befindlichen Systeme (elektrische Parkbremse [29], [172]) zurückgegriffen werden.

2.2.2 Radbremse

Jedes der vier Radbremsmodule besteht in der Regel aus den Grundkomponenten Reibungsbremse, die als Standardkomponente von der hydraulischen Radbremse übernommen wird, elektromechanischer Aktor, Sensorik und Leistungselektronik (Radbremsen-ECU). Bei herkömmlichen hydraulischen Teilbelagscheibenbremsen wird zwischen Fest- und Schwimmsätteln unterschieden. Im Gegensatz zum Festsattel zeichnet sich die schwimmende Bauform durch eine einseitige Betätigung aus, da durch den im Halter schwimmend gelagerten Bremssattel die Kraft von der Kolbenseite auch auf die Faustseite übertragen wird [125]. Diesem Vorteil bedient sich auch die elektromechanisch betätigte Radbremse, um den Aufwand an notwendiger Aktorik zu minimieren. Eine Ausnahme stellt hier eine Bremse dar, die zwar elektromotorisch angetrieben ist, deren Kraftwandlung allerdings hydraulisch arbeitet. So kann auch die Bremse mit einer lokalen Hydraulik betätigt werden, die in diesem Fall als Festsattel ausgeführt ist [110]. Ersetzt wird der Hydraulikteil durch einen elektromechanischen Aktor. Beim Energie-wandler hat sich aufgrund seiner hohen Leistungsdichte der bürstenlose Gleichstrommotor (DC Brushless Motor [19], [126]) durchgesetzt [3], [13], [40], [143], der elektronisch kommutiert wird.

Über die Anforderungen an die harten Einsatzbedingungen (thermisch, chemisch und mechanisch) hinaus muss der Aktor sicher die maximale Spannkraft erreichen und halten (statische Forderung), und zum anderen sollte der Kraftaufbau und die Kraftmodulation mit einer hinreichenden Dynamik erfolgen (dynamische Forderungen). Daher ist der Abstimmung der Motorkennlinie und der geometrischen Auslegung (Trägheitsmomente) besondere Aufmerksamkeit zu widmen.

Das Getriebesystem stellt die mechanische Verbindung zwischen Aktor und Reibungsbremse dar. Durch den Einsatz eines Elektromotors ist eine Getriebestufe zwingend erforderlich, die die Rotationsbewegung in eine translatorische Zustellbewegung der Beläge umwandelt. Neben Wirkungsgrad, Bauraumbedarf und Steifigkeit bestimmt vor allem die Kennlinie zur Anpassungen der Kennungen von Wandler und Reibbremse die Eignung des Getriebes. Hier bieten sich Getriebe mit nichtlinearen Übersetzungen an, die aber zusätzlich über eine Verschleißnachstellung verfügen müssen, damit sie ihren Arbeitsbereich über der Standzeit nicht verändern [16]. Als praktikable Lösung hat sich

eine Kombination aus Planetengetriebe (rot/rot) und Gewindetrieb (rot/trans) durchgesetzt [3]. Beide stellen eine gute Kombination aus Leistungsdichte und Wirkungsgrad dar. Die Auslegung der Getriebesysteme beeinflusst maßgeblich die erreichbare Spannkraft, die Bremsendynamik, die Baugröße und somit auch die Kosten der EMB. Eine kostengünstige Lösung mit nur einstufigem Getriebe konnte bislang aufgrund der divergierenden statischen und dynamischen Anforderungen und der begrenzten Leistungsdichte des Motors noch nicht realisiert werden [33].

2.2.3 Regelung

Aus heutiger Sicht bietet – in Analogie zur Druckmessung im hydraulischen System [161] – die Verwendung eines rad-individuellen Spannkraftsensors die bestmögliche Funktionalität und das bestmögliche Regelungskonzept. Darüber hinaus wird an der Entwicklung von Reifen geforscht, die das Bremsmoment oder die Bremskraft messen können [27], [60]. Bei entsprechender Verfügbarkeit ist die Regelung der Radbremsen auch auf diese Größen möglich und anzustreben [9], [170]. Ein Kraftsensor in der Nähe der Entstehung der Umfangskraft wird thermisch hoch beansprucht. Alternativ kann der Sensor an einem weniger heißen Ort untergebracht werden, mit dem Nachteil zunehmender Messungenauigkeit aufgrund der erhöhten Anzahl im Kraftfluss liegender Bauelemente. Da überdies der Verzicht auf einen Sensor Kostenvorteile bietet, existiert der Forschungsansatz, über eine genaue Abbildung der Radbremse in einem Modell aus den aktuellen Betriebsgrößen des Motors die Spannkraft oder gar das Bremsmoment mit ausreichender Genauigkeit zu schätzen [154], [155].

Als zusätzliche Sensorik gegenüber den hydraulischen Bremssystemen sind in jedem Motor Lagesensoren integriert. Dadurch können neben der Motorkommutierung auch eine genaue Belagpositionierung beispielsweise für die Belagverschleißfassung oder eine flexible, situationsabhängige Lüftspieleinstellung realisiert werden [3], [157].

2.2.4 Ausführungsbeispiele

In **Bild 2–2** ist ein 3D-Schnitt durch das TRW Radbremsmodul der ersten Generation abgebildet. Das Motormoment wird über ein zweistufiges Planetengetriebe auf die Spindel eines Kugelumlaufgetriebes übertragen, dessen Mutter die Kraft auf die Beläge überträgt.

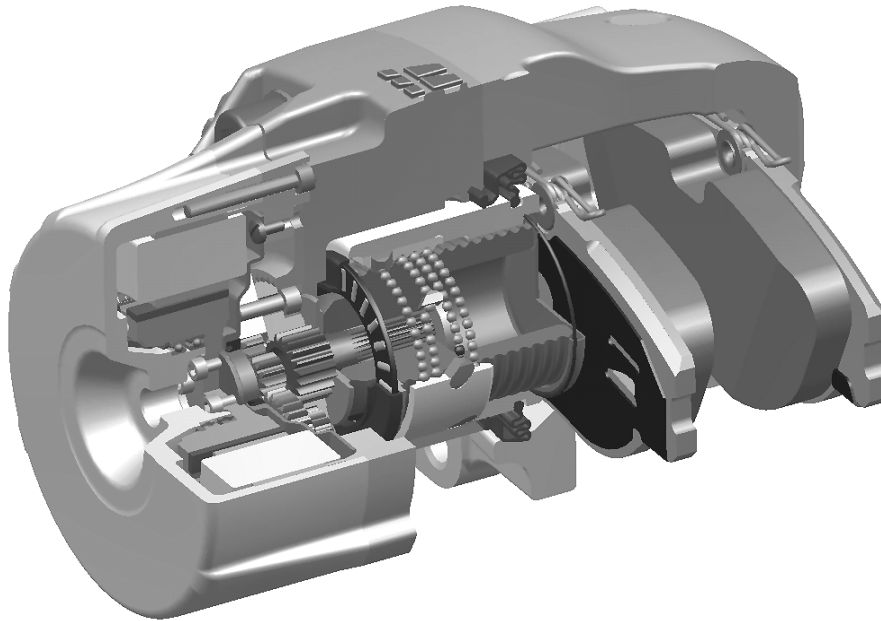


Bild 2–2: TRW Radbremsmodul der ersten Generation [134]

Bild 2–3 zeigt einen Schnitt durch den Prototyp von Continental Teves, der schon zum damaligen Zeitpunkt einen hohen Integrationsgrad aufwies und dadurch sehr kompakt baut. Der Rotor ist das Sonnenrad einer ersten Planetengetriebestufe, deren Planetenrad-satz die Mutter des Rollengewindetriebs antreibt. Über einen Druckstift wird die translatorische Bewegung der Spindel auf die Bremsbeläge querkraftfrei übertragen.

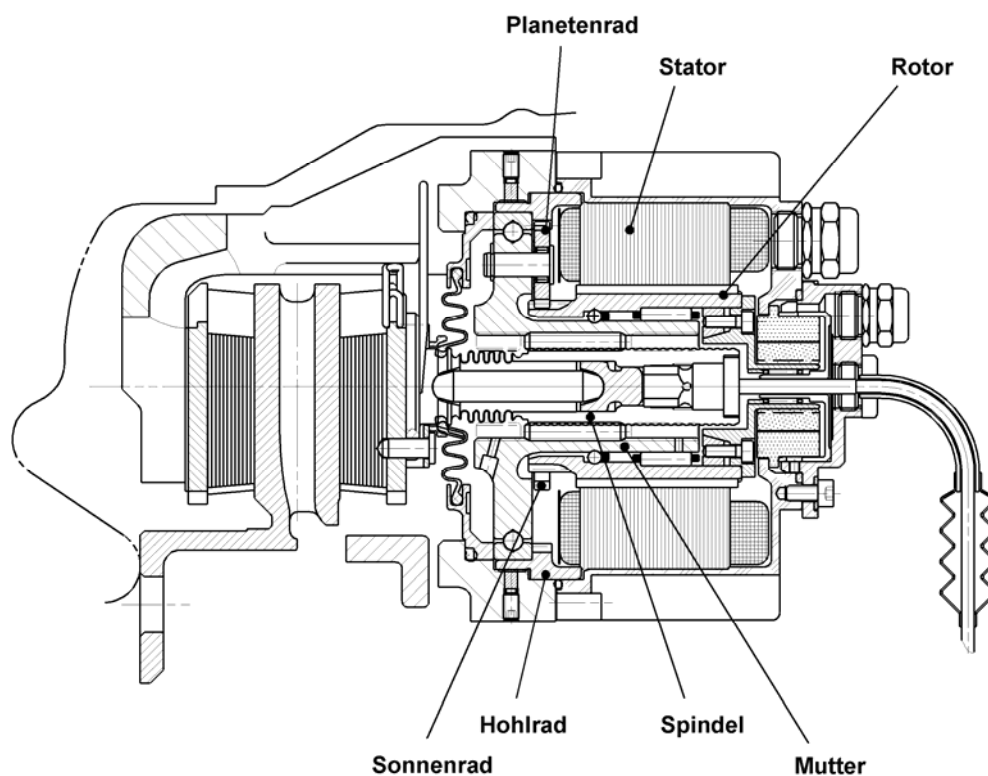


Bild 2–3: Schnittbild der Continental Teves EMB V3.x [33]

2.3 Hybride elektrische Systeme

Als hybride Systeme gelten sinngemäß Lösungen, die zwei Radbemsstellkonzepte – hydraulisch und elektromechanisch – vereinen und damit den Übergang von der hydraulischen Hilfskraftbremsanlage zur trockenen Voll-EMB markieren. Gemäß dieser Definition fallen EHB-Systeme nicht darunter, sind aber als Bestandteil eines hybriden Systems denkbar. An dieser Stelle wird das EHB nicht näher betrachtet, da der Schwerpunkt dieser Arbeit auf Systemen liegt, die die Spannkraften direkt über einen elektromotorischen Antrieb erzeugen. Dies sind zum einen die elektrische Parkbremse und als konsequente Weiterentwicklung das Hybrid-Bremssystem mit trockener Hinterachse und integrierter Feststellbremse. Dabei kann die Vorderachse entweder konventionell per Hauptbremszylinder mit Bremskraftverstärker oder elektrohydraulisch entsprechend einer EHB gebremst werden. Mit dieser Konfiguration existiert bei einem Ausfall der elektrischen Betätigung noch die hydraulische Rückfallebene, wodurch sich der Sicherheitsaufwand gegenüber EHB nicht erhöht und beispielsweise keine redundante Energieversorgung benötigt wird.

2.3.1 Elektrische Parkbremse

Bei der EPB entfällt der Handbremshebel beziehungsweise das Fußpedal und wird durch eine Aktorik ersetzt, die über einen Schalter bedient wird. Über die gesetzlichen Bestimmungen an die Feststellbremsanlage (z. B. separate Betätigungseinrichtung, maximale Kraftdifferenz rechts/links $\leq 20\%$, mechanisches Halten der Spannkraft [46]) hinaus werden weitere Anforderungen an das System gestellt. Da die Verantwortung gegen Wegrollen vom Fahrer auf das System übergeht und ein „Nachspannen“ des abgestellten Fahrzeugs aus Sicherheitsgründen nicht gewünscht ist, wird die Bremse bei jeder Betätigung auf die nominale Spannkraft zugespant. An dieses neue Lastkollektiv muss die Radbremse angepasst werden. Vor demselben Hintergrund kann das System mit einem zusätzlichen Neigungssensor ausgestattet werden, der den Fahrer vor dem Abstellen seines Fahrzeugs an einem steileren Hang warnt, für den die EPB nicht ausgelegt ist [81]. Die Hauptvorteile des Systems liegen neben dem erhöhten Bedienkomfort im Zugewinn an Bauraum, den die nicht mehr benötigte mechanische Betätigungseinrichtung freigibt und zum anderen in der softwareseitigen Erweiterungsmöglichkeit der Funktionalität wie z. B. der Anfahrhilfe am Berg [33]. Da die bekannten Systeme nicht über Sensoren zur Messung der Spannkraft verfügen, wird diese über Hilfsgrößen ermittelt, wodurch sich ein Unschärfebereich von ca. 10% vom Nominalwert ergeben kann, der bei der Auslegung zusätzlich berücksichtigt werden muss [81].

In der ersten auf dem Markt erschienenen Variante greift der Aktor auf die herkömmliche Übertragung zurück, d.h. ein zentraler Aktor, der in der Nähe der Hinterachse untergebracht ist, zieht am Handbremsseil und spannt die Bremse. Bei dem Seilzug-System besteht der Aktor aus Elektromotor, Spindeltrieb, Sensor zur Lüftspielerkennung (Kraft- oder Wegsensor), Notentriegelung und elektronischer Steuerung, die alle in einem gemeinsamen Gehäuse integriert sind. Von der Elektronik angesteuert, treibt die Elektromotor/Getriebe-Einheit den Spindeltrieb an und öffnet bzw. löst die Feststellbremse gemäß der entsprechenden Drehrichtung. Über die angeschlossenen Bremszüge werden die Bremsen der Hinterachse betätigt. Der Zwei-Seil-Aktor sitzt zwischen den Radbremsen, so dass auf die Bremszüge gleiche Kräfte wirken und das Gehäuse weitgehend kraftfrei ist. Mit dem integrierten Sensor wird die Seilkraft ermittelt, über die die Spannkraft abgeschätzt werden können. Vorteil des Systems ist die Betätigung aller gängigen Feststellbremsen (Simplex, Kombisattel oder Duo-Servo [168]).

Eine weitere Variante der EPB setzt auf die direkte Betätigung an der Radbremse, deren Aufbau auf dem Kombisattel basiert [34]. Anstelle der Kugelrampe und der automatischen Nachstellvorrichtung wird eine Spindel eingesetzt, auf der eine Druckmutter sitzt, die gegen den Kolbenboden gedrückt, beziehungsweise von dort wieder abgezogen wird. Das Gewinde ist selbsthemmend, um der gesetzlichen Bestimmung der mechanischen Verriegelung Rechnung zu tragen. Über ein Axiallager stützt sich die Spindel am Boden des Bremsgehäuses ab. Angetrieben wird die Spindel von einem Motor, dessen Achse parallel zur Spindel angeordnet ist. Der Motor treibt einen Zahnriemen, der auf der anderen Seite das Antriebsrad eines Taumelscheibengetriebes antreibt, **Bild 2–5**. So wird eine Gesamtübersetzung von $i = 150$ erreicht; bei einem mechanischen Gesamtwirkungsgrad von $\eta > 60\%$ [80], [81], [134]. Markteinführung dieses Systems war 2001 mit dem Lancia Thesis [111].

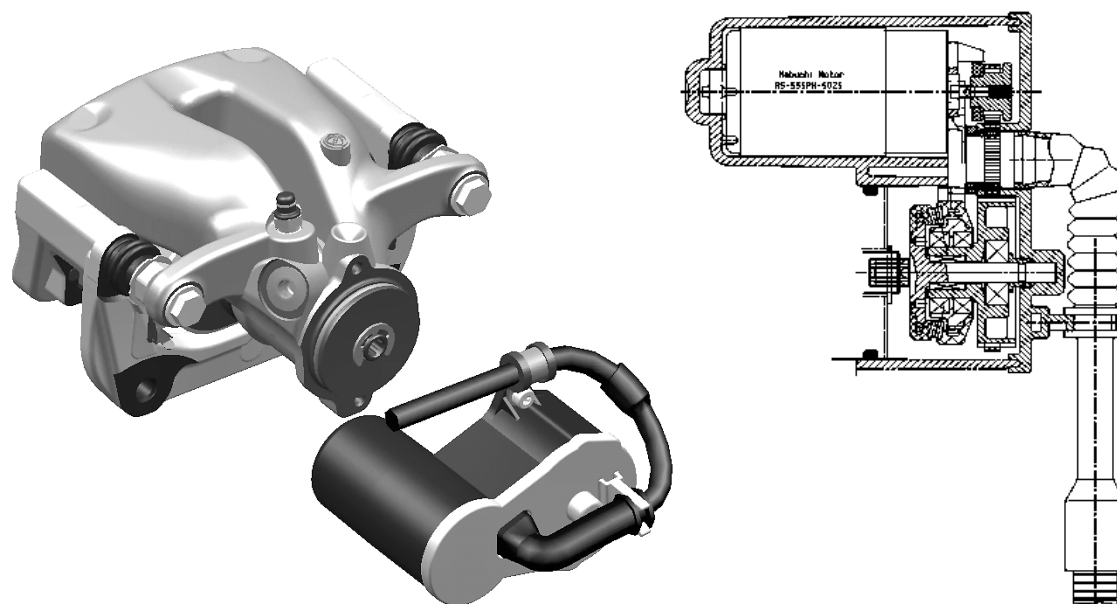


Bild 2-4: Elektrische Parkbremse TRW [81]

Im Gegensatz zur EMB wird die Spannkraft nicht geregelt, sondern die Bremse kennt nur die zwei Zustände „zu“ und „auf“. Über die hinreichend genaue Systemkenntnis der EPB wird davon ausgegangen, dass bei Erreichen des Maximalstroms die Bremse zuge-spannt ist. Damit kommt diese Lösung ohne einen Spannkraftsensor aus. Nach dem Lösen der Bremse wird über die gemessene Motorumdrehung das Lüftspiel auf 0,5mm weg-geregelt eingestellt [80].

2.3.2 Hybrid-Bremssystem

Das Hybrid-Bremssystem ist die konsequente Weiterentwicklung der elektrischen Parkbremse mit direkt betätigter Radbremse und der Funktionserweiterung auf die Betriebsbremse an der Hinterachse. Damit wird der erste Schritt zum Voll-EMB vollzogen, da bereits die Hinterachse ohne Hydraulik betrieben wird. **Bild 2-5** zeigt die Struktur sowie die notwendigen Komponenten. Während die Vorderachse hydraulisch mit den Komponenten der konventionellen Bremsanlage (Booster, THZ, Hydraulikleitung, EBS-HCU/ECU, Radbremsen) betätigt wird, führen zur Hinterachse nur noch Steuerleitungen sowie eine elektrische Energieversorgung aus dem ebenfalls konventionellen 12/14V Bordnetz.

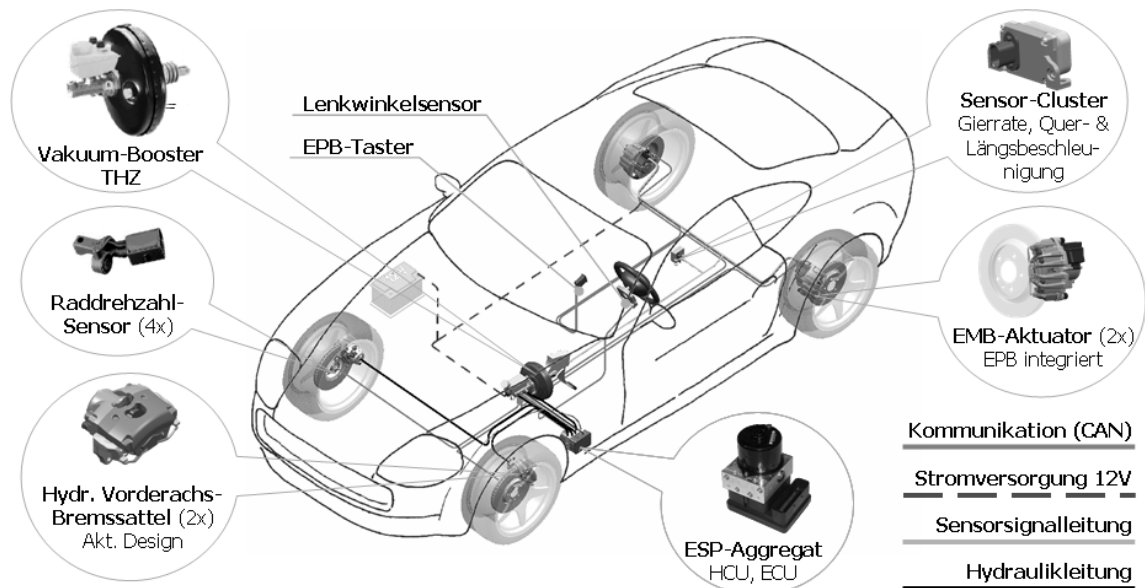


Bild 2–5: Komponentenübersicht des Hybrid-Bremssystems [149]

Für die Regelung der Spannkraft ist im Bremsengehäuse ein Spannkraftsensor untergebracht, **Bild 2–6**. Über ein dreistufiges Getriebe übersetzt der Motor sein Moment auf einen Spindeltrieb, der eine maximale Spannkraft von 28kN erreicht. Gehalten wird die Spannkraft im Parkbrems-Modus über eine Arretierung des Getriebes, die über einen Elektromagneten betätigt wird. Während der Betriebsbremsphase erhält die Radbremsen-ECU die Sollgröße für die Spannkraft vom Hybrid-Steuergerät, das im Normalbremsfall den Fahrerwunsch über den Druck im Hydraulikteil sensiert und über den Radschlupf an der Vorderachse die Bremskraftverteilung regelt. Für eine Regelbremsung kommuniziert das Steuergerät mit der EBS-ECU, um nicht nur sämtliche bekannten Regelfunktionen zu ermöglichen, sondern auch alle weiteren Komfort- und Fahrerassistenzfunktionen zu implementieren.

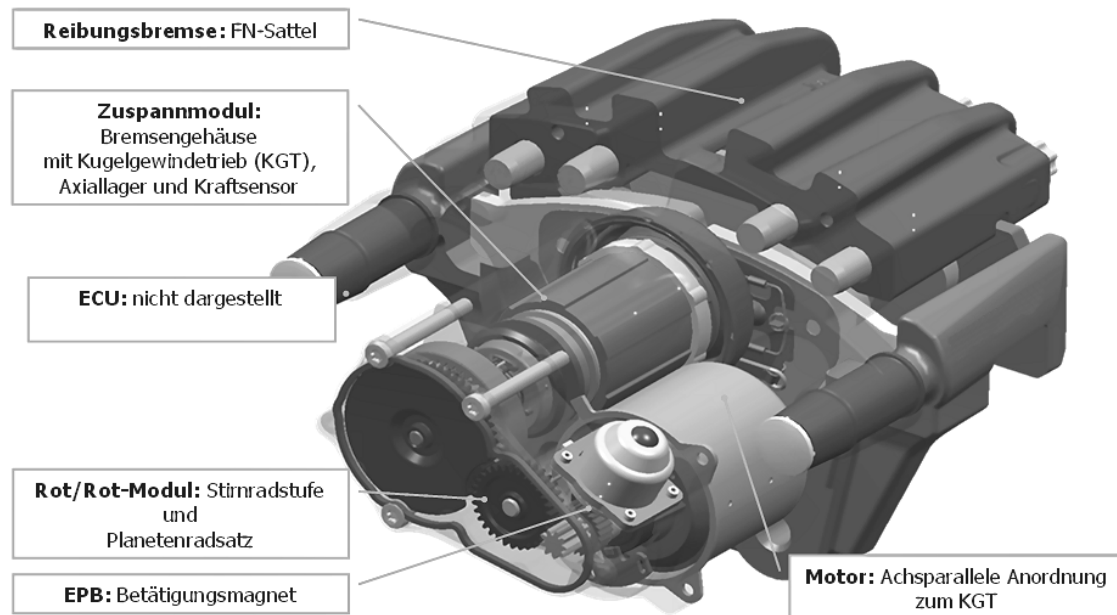


Bild 2–6: EMB-Radbremse V6.0 für das Hybrid-Bremssystem mit integrierter Feststellbremse [149]

2.4 Entwicklungstendenzen

Aufgrund der fehlenden Verfügbarkeit eines 36/42V Bordnetzes ist der Einsatz einer Radbremse ohne Selbstverstärkung und mit konstanter Getriebeübersetzung (konventionelles EMB) auf der Vorderachse schon wegen der hohen elektrischen Leistungsanforderung nicht möglich. Daher zielen aktuelle Entwicklungen auf die Realisierung trockener Hinterachsaktoren, die noch im aktuellen 12/14V Bordnetz betrieben werden können. Mit diesem Hybrid-Bremssystem lässt sich die Hydraulikversorgung sowohl bei den Bremsleitungen als auch in der Betätigung der Hinterachsbremsen einsparen [150].

Über eine Erhöhung der inneren Übersetzung der Bremse lassen sich Vorderachsaktoren auch im derzeitigen Bordnetz realisieren. Greift man auf Standard-Reibpaarungen zwischen Belag und Brems Scheibe zurück, lässt sich zum einen über eine Erhöhung der Anzahl der Reibflächen und zum anderen durch die Nutzung der Selbstverstärkung der Bremsenfaktor C^* steigern [168].

Bild 2–7 zeigt den Aufbau der Maximum Torque Brake (MTB), die auch für die elektromechanische Betätigung konzipiert ist. Prinzipiell besteht der Aufbau aus zwei schwimmend gelagerten Brems Scheiben und drei Belägen. So entstehen vier Reibflächen, und bei gegebener Spannkraft verdoppelt sich im Vergleich zur herkömmlichen Scheibe die Umfangskraft; beziehungsweise wird für dieselbe Umfangskraft nur die

halbe Spannkraft benötigt. Dem gegenüber steht für den Einsatz im Pkw der Nachteil des größeren axialen Platzbedarfs sowie der Höhe der reifengefederten Massen [8].



Bild 2–7: MTB Bremsendesign [130]

Die zweite Möglichkeit zur Erhöhung der inneren Übersetzung ist die Nutzung der kinetischen Energie des fahrenden Fahrzeugs über die Selbstverstärkung. Aufgrund der Geometrie einer Trommelbremse entsteht an der auflaufenden Backe zwischen dem Angriffspunkt der Umfangskraft und der Abstützung der Bremsbacke ein Abstützmoment, das die Betätigungskraft unterstützt und damit den Kennwert C^* erhöht. Je nach Bauart und Belagreibwert liegen die C^* -Werte solcher Bremsen zwischen 1,5 und 10 [91]. Elektromechanisch betätigte Trommelbremsen einschließlich einer Regelung des C^* -Werts dieser Bremsen wurden ausführlich in [78] untersucht. In Analogie dazu entsteht dieselbe unterstützende Kraft bei einer Scheibenbremse, wenn sich die Umfangskraft am Belag nicht senkrecht zur Wirkrichtung im Halter abstützt, sondern unter einem Winkel $\alpha < 90^\circ$ [78]. Mit abnehmendem Abstützwinkel und zunehmenden Belagreibwert erhöht sich die Zusatzkraft aus der Selbstverstärkung.

Der Wunsch, den Vorteil der Trommelbremse mit den Vorteilen der Scheibenbremse zu kombinieren und die kinetische Fahrzeugenergie in Verbindung mit der Teilbelag-Scheibenbremse zu nutzen, ist nicht neu, da infolge der Umstellung von Trommel- auf Scheibenbremsen der Betätigungskraftbedarf anstieg. Viele Patente aus den fünfziger und sechziger Jahren beschäftigen sich mit diesem Thema [159]. Die stark progressive Kennung solcher Bremsen in bezug auf Reibwertschwankungen und damit verbundenen Bremsmomentschwankungen machten allerdings einen sicheren Einsatz solcher selbst-

verstärkender Teilbelag-Scheibenbremsen sehr schwer bis nahezu unmöglich. Insbesondere der Belagverschleiß und dessen Nachstellung bereiten solchen Konstruktionen große Schwierigkeiten, da abhängig von der konstruktiven Ausführung die Kennung über dem Spannweg und dem Verschleiß variiert. Solche Systeme sind damit nur sehr schwierig zu beherrschen [11].

Mit den heutigen Möglichkeiten der Mechatronik werden Anstrengungen unternommen, die Nachteile dieser Systeme zu beseitigen. Insbesondere die Möglichkeit, mit moderner Aktorik in wenigen Millisekunden die Bremse auf die Spannkraft oder wahlweise das Bremsmoment zu regeln, in Verbindung mit der Möglichkeit, den selbstverstärkenden Belag mit dem Aktor aktiv zurückziehen zu können, eröffnet völlig neue Wege, die im Fahrzeug gespeicherte kinetische Energie zur Bremsenbetätigung zu nutzen [159].

Bild 2–8 zeigt das 3D-Schnittmodell der *fzd*-Forschungsbremse, die von Semsch [159] entwickelt wurde. Es wurde eine Schwimmrahmenbremse mit einem selbstverstärkenden Belag, der sowohl in Zuspänn- als auch in Löserichtung aktiv vom Aktor betätigt wird, und einem Standardbelag auf der Faustseite realisiert. Die Selbstverstärkung wird durch eine Abstützung des aktiven Belags in einem Keil realisiert. Die Reibbremse ist so konstruiert, dass die Abstützeinheit und die Krafteinleitungseinheit austauschbar sind, um die Höhe der Selbstverstärkung variieren zu können. Auch die einzelnen Baugruppen Aktor, Getriebe und Reibbremse sind so aufgebaut, dass einzelne Komponenten leicht austauschbar und modifizierbar sind. Die Bremse wurde für ein Fahrzeug der gehobenen Mittelklasse gebaut und benutzt dessen serienmäßige belüftete Bremsscheibe. Weiterhin beinhaltet die Radbremse die notwendige Sensorik für den Betrieb auf dem Rollenprüfstand und zur Erforschung wichtiger Fragestellungen rund um die Selbstverstärkung [157]. Auf die erzielten Ergebnisse wird im späteren Verlauf der Arbeit detailliert eingegangen.

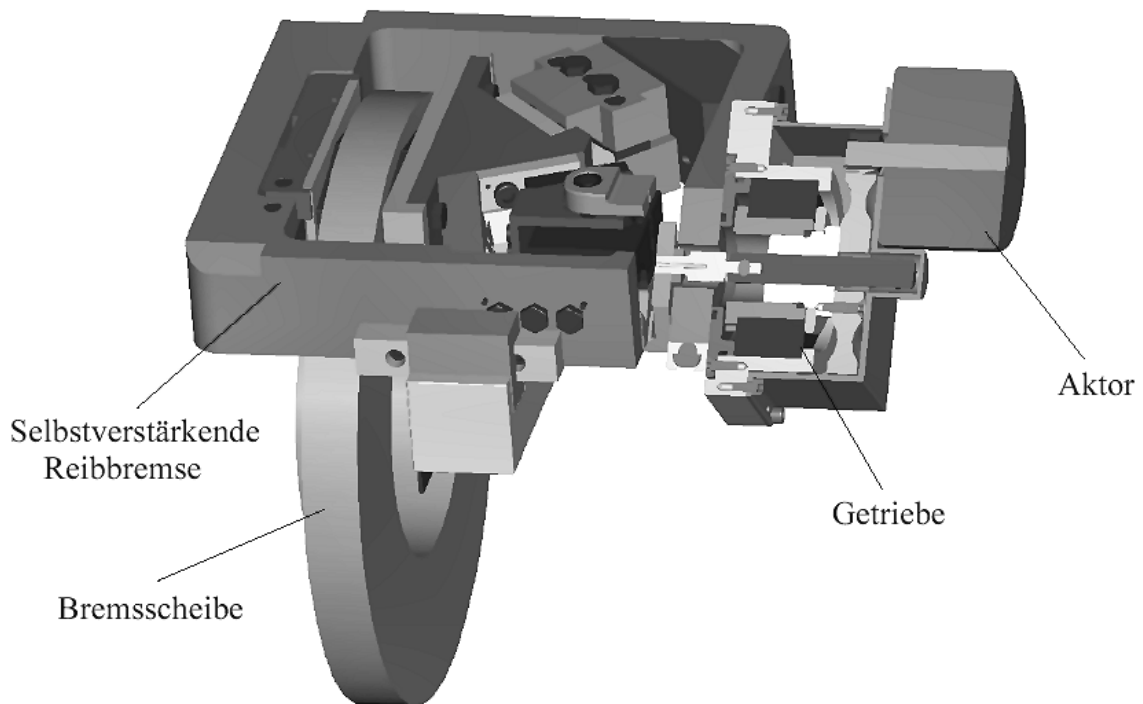


Bild 2–8: *fzd*-Forschungsbremse mit Selbstverstärkung [157]

Für einen Reibwert $\mu = \tan(\alpha)$ ergibt sich eine Asymptote, an der C^* gegen unendlich geht und damit die Betätigungskraft null wird. Der kleinste Keilwinkel, der von Semsch [158] mit der *fzd*-Forschungsbremse untersucht wurde, beträgt $\alpha = 40^\circ$, so dass sich rechnerisch bei einem Reibwert von $\mu \approx 0,8$, der bei allgemein verwendeten Reibmaterialien nicht erreicht wird [167], die Asymptote im Verlauf von C^* über μ ergibt. Dadurch ist gewährleistet, dass die Bremse auch bei einem Ausfall der Betätigungsenergie selbsttätig löst und das Rad momentenfrei wird.

Im Gegensatz dazu legt [54] mit einem Keilwinkel von $\alpha = 19,4^\circ$ den Punkt, bei dem die Betätigungskraft zu null wird, mit $\mu \approx 0,35$ in den mittleren Bereich des Nennreibungswerts aktueller Reibpaarungen [167] und rechnet so mit einem Energieeinsparpotenzial der Bremse von weit über 90% [97], [152]. Mit dieser Auslegung der Selbstverstärkung ändert die Betätigungskraft ihr Vorzeichen bei Reibwerten $\mu > 0,35$, und die Betätigung muss aktiv am Belag ziehen, um eine Selbsthemmung zu vermeiden. Das führt im Fall eines Energieausfalls automatisch zu einer Blockade des Rads.

Eine weitere Eigenschaft des Prototyps in **Bild 2–9** ist der symmetrische Aufbau des Keils, der die Selbstverstärkung in beide Drehrichtungen der Scheibe ermöglicht. Darüber hinaus kommen zwei Motoren zum Einsatz, die den Keil scheibenparallel betätigen und sowohl gleich- als auch gegensinnig betrieben werden können. Im Fall einer Rege-

lung des Bremsmoments arbeiten die Aktoren gegensinnig, um die Betätigung zu verspannen und die Spiele aufzubrauchen, damit die Regelgüte erhöht wird. Gleichzeitig wird über diese Verspannmöglichkeit die Feststellbremse realisiert. Für diese Art der Regelung benötigt jeder Aktor einen Momentensensor [55].

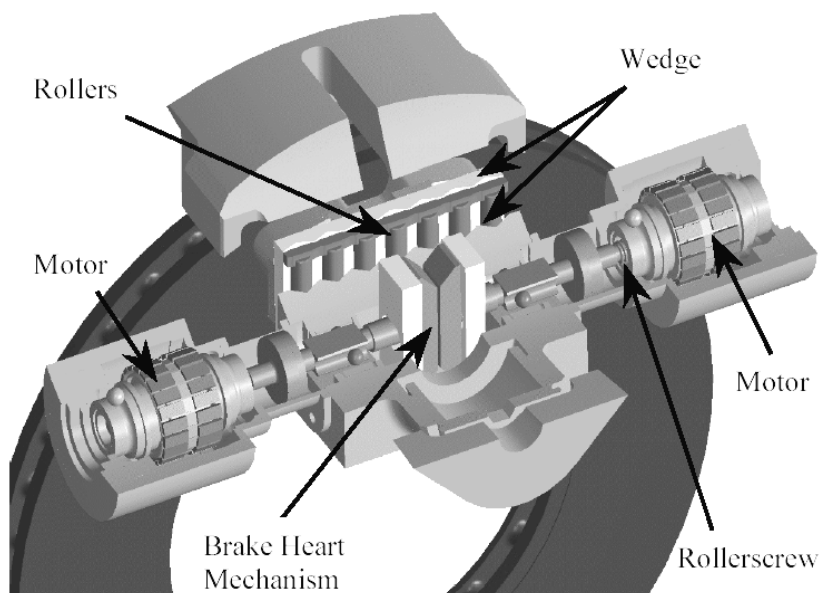


Bild 2–9: Schnitt durch den estop-Alpha-Prototyp [143]

In einem früheren Prototyp wurde der Ansatz verfolgt, den Keilwinkel mit zunehmendem Spannweg zu erhöhen. Angenommen wurde, dass nur bei abfallendem Reibwert infolge der dann höheren erforderlichen Spannkraft der Spannweg steigt [54]. Dieses Prinzip findet sich im aktuellen Prototyp nicht mehr. Die Möglichkeit, mit dem Einsatz von Mechatronik die Selbstverstärkung soweit auszureizen, dass auch Zustände, die bei herkömmlichen Bremsen zur Selbstblockade führen, angestrebt werden, eröffnet gleichzeitig die Frage nach dem fail-silent Konzept, das im stromlosen Zustand die Bremse öffnen lässt, um Radblockaden und daraus resultierende kritische Fahrzustände zu vermeiden. Die Antworten darauf sowie die Strategie der Verschleißnachstellung wurden in den bekannten Beiträgen nicht veröffentlicht.

2.5 Fazit

Die einzige Möglichkeit der Einführung trockener Radbremsen auf der Vorderachse im heutigen Bordnetz liegt in der Notwendigkeit der Reduktion der Leistungsaufnahme solcher Systeme. Trommelbremsen erfüllen wegen der hohen inneren Übersetzung zwar diese Voraussetzung, können aber in heutigen Fahrzeugen auf der Vorderachse kaum den thermischen Anforderungen genügen [26]. Um das C^* bei der Scheibenbremse zu

erhöhen, bieten sich zum einen die Erhöhung der Anzahl der Reibflächen und zum anderen die Selbstverstärkung an. Während die Verdoppelung der Reibflächen gegenüber einer herkömmlichen Scheibenbremse zu einer Halbierung der benötigten Betätigungskraft führt, bietet die Selbstverstärkung eine reibwertabhängige Verbesserung, die unendlich hoch werden kann. Dabei werden unterschiedliche Ansätze verfolgt, die Selbstverstärkung konstruktiv umzusetzen, die hauptsächlich auf die Reduzierung der Betätigungsenergie abzielen.

3 Theoretische Betrachtung des Systems Radbremse

Im nachfolgenden Kapitel wird das System Radbremse in seinen Kennungen definiert und durch vereinfachte und überschaubare mathematische Zusammenhänge in den physikalischen Eigenschaften beschrieben. Dabei wird aufgezeigt, welche Faktoren und Eigenschaften die Leistungsfähigkeit bestimmen, um daraus das theoretische Potenzial und die Leistungsgrenze einer elektrischen Radbremse abzuleiten. Gleichzeitig werden Kennwerte definiert, die es ermöglichen, sowohl Maßnahmen und Lösungen zu bewerten und miteinander zu vergleichen, als auch daraus Empfehlungen für die Auslegung einer Radbremse abzuleiten.

Die Definition der Grenzen des Gesamtsystems sowie der Subsysteme unter Angabe der Schnittgrößen zeigt **Bild 3–1**. Systemeingänge sind die elektrische Leistung und die kinetische Energie des Fahrzeugs. Ausgang ist die mechanische Reibleistung.

$$P_{reib} = F_U \cdot v_U = F_U \cdot \omega_{Rad} \cdot r_w \quad (3-1)$$

Unterteilt wird das System in die Hauptbestandteile Wandler, Getriebe und Reibteil, wobei aus Sicht des Motors die Kombination aus Reibteil und Getriebe der Verbraucher darstellt. Andererseits wird in der Literatur häufig der Wandler mit dem Getriebe als Aktor zusammengefasst, z.B. [126]. Beides impliziert eine untergeordnete Rolle des Getriebes, das lediglich die eine oder andere Kennlinie übersetzt. Tatsächlich fällt dem Getriebe aber eine anpassende Rolle zwischen dem Reibteil und dem Wandler zu. Daher werden im Folgenden erst die Teilsysteme beschrieben, die schließlich das Getriebe miteinander verbinden soll.

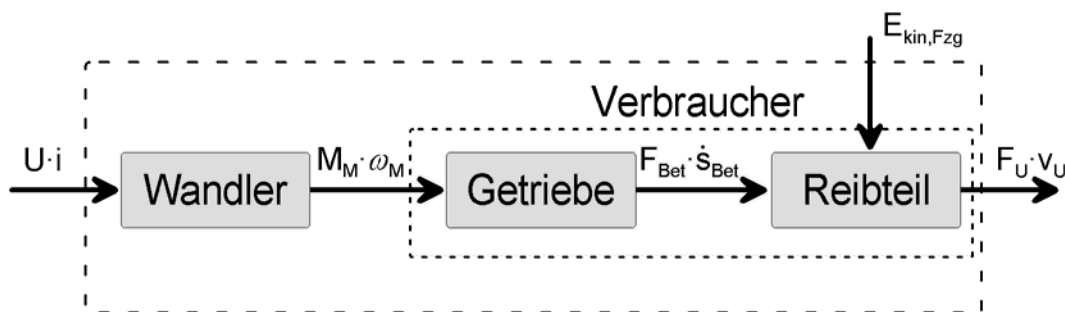


Bild 3–1: Grey-Box der elektromechanischen Radbremse

Nach der Beschreibung der Teilsysteme folgt die Analyse des Gesamtsystems mit der Definition der Anforderungen, die an die Radbremse gestellt werden. Im letzten Abschnitt werden die Hypothesen formuliert, wie die Einzelkomponenten Getriebe und

Reibteil ausgelegt sein können, um die Leistungs- und Energieaufnahme der Radbremse zu reduzieren.

3.1 Reibteil

Als Reibteil ist der Teil der Bremse definiert, der aus einer Betätigungsenergie über die Reibbedingung zwischen Belag und Bremsscheibe in Verbindung mit der Energie der rotierenden Bremsscheibe eine Reibleistung erzeugt. **Bild 3–2** zeigt die Grey-Box des Reibteils mit den Hauptfunktionen der Weiterleitung der Betätigungsenergie vom Ge-triebeausgang zur Bremsscheibe und der Abstützung der Umfangskraft. Darüber hinaus ergibt sich aus der Funktionalität des Gesamtsystems, dass im nicht-gebremsten Zustand ein Lüftspiel bereitgestellt werden muss, was in der Verbraucherkennlinie Berücksichtigung findet.

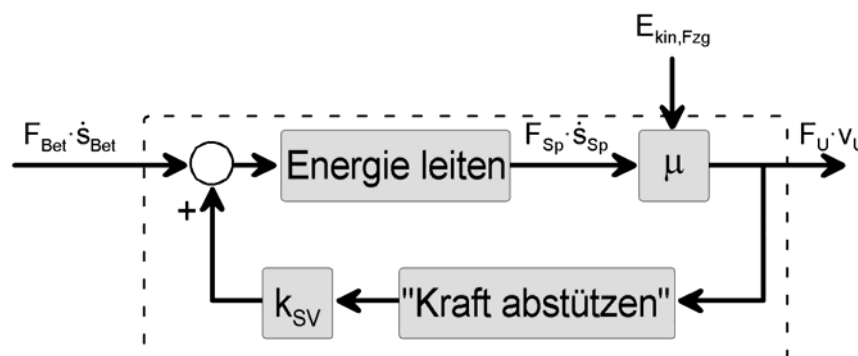


Bild 3–2: Grey-Box des Reibteils

Aus der Reibbedingung zwischen Bremsbelag und Bremsscheibe entsteht aus der Spannkraft eine Umfangskraft F_U und multipliziert mit der Anzahl der Reibflächen eine Gesamtumfangskraft $F_{U,ges}$, die über den Hebelarm des wirksamen Reibradius r_w das Bremsmoment erzeugt [91]. Die Umfangskraft lässt sich wie folgt abstützen: entweder senkrecht ($\alpha = 90^\circ$) zur Spannrichtung, wie es in konventionellen Radbremsen der Fall ist [26], oder unter einem Winkel $\alpha < 90^\circ$. Letzteres erzeugt eine Zusatzkraft F_Z in Spannrichtung, die die Betätigungs-kraft unterstützt, **Bild 3–3**. So wird ein Teil der kinetischen Energie des Fahrzeugs in das System Radbremse zurückgespeist, der die Betätigungsarbeit unterstützt [158] bzw. den Betätigungsenergie-

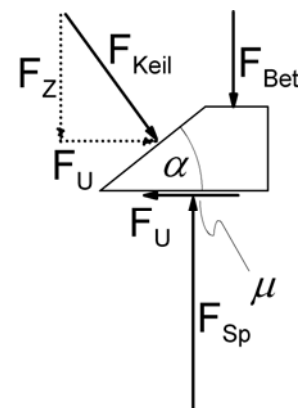


Bild 3–3: Freikörperbild der Belagabstützung

bedarf um den zurückgeführten Teil mindert. Die Höhe dieser Selbstverstärkung ist bestimmt durch den Winkel α . Konstruktiv lässt sich die Höhe der Selbstverstärkung der gesamten Bremse zusätzlich beeinflussen über die Anzahl der Reibbeläge, über die die Umfangskraft zurückgeführt wird.

Ausgehend von einer fahrzeugseitig geforderten Bremskraft ergibt sich aus dem Radienverhältnis zwischen Rad und Bremsscheibe die erforderliche Gesamtumfangskraft und in Verbindung mit einem Reibwert μ_{Belag} der Paarung Belag/Bremsscheibe und der Anzahl n der Reibpaarungen die benötigte Spannkraft:

$$\begin{aligned} F_{U,ges} &= F_B \cdot \frac{r_{dyn}}{r_w} \\ F_{Sp} &= \mu_{Belag} \cdot \frac{F_{U,ges}}{n} = \mu_{Belag} \cdot F_U \end{aligned} \quad (3-2)$$

Allgemein errechnet sich daraus die erforderliche Betätigungskraft gemäß Bild 3–2 zu

$$F_{Bet} = F_{Sp} - k_{SV} \cdot F_U = F_{Sp} (1 - k_{SV} \cdot \mu) \quad (3-3)$$

Wichtig ist die funktionelle Unterscheidung zwischen der Spannkraft F_{Sp} , die über die Reibbedingung eine Umfangskraft erzeugt und der Betätigungskraft F_{Bet} , die dem Reibteil von außen zugeführt wird. Im Falle einer Abstützung der Umfangskraft unter einem Winkel $\alpha < 90^\circ$ wird der Faktor $k_{SV} > 0$ und damit nach Gleichung (3-3) die Betätigungskraft reduziert. Für den Fall, dass der Abstützwinkel $\alpha = 90^\circ$ ist, gilt $k_{SV} = 0$.

Das Verhältnis von gesamter Umfangs- zur Betätigungskraft wird in der Literatur als „innere Übersetzung“ einer Bremse oder als Bremsenkennwert C^* bezeichnet:

$$C^* = \frac{n \cdot F_U}{F_{Bet}} = \frac{F_{U,ges}}{F_{Bet}} \quad (3-4)$$

Somit lässt sich der Verstärkungsfaktor k_{SV} aus Gleichung (3-3) umformen zu:

$$k_{SV} = \frac{F_{Sp} - F_{Bet}}{F_U} = \frac{1}{\mu} - \frac{n}{C^*} \quad (3-5)$$

Gleichzeitig wird mit dem Kennwert die Höhe der Selbstverstärkung berechnet [78]. Um über diese Definition die Aussage ableiten zu können, ob über eine Rückführung der Umfangskraft zusätzliche Energie in das System geleitet wird oder ob auch eine Übersetzung der Kraft im System enthalten ist, die keinen energetischen Beitrag leistet,

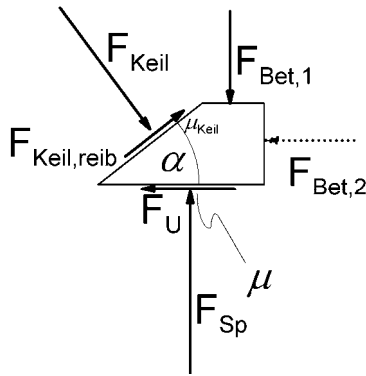


Bild 3–4: Variation der Betätigungskraft

muss die Betätigungskraft an der Stelle im System gefunden werden, die der funktionellen Trennung von Spann- und Betätigungskraft gemäß Bild 3–2 entspricht.

Als Beispiel zur Verdeutlichung soll der einfache Keil aus **Bild 3–4** dienen mit zwei unterschiedlichen Einleitungswinkeln der Betätigungskraft $F_{Bet,1}$ und $F_{Bet,2}$. Dabei wird in den nachfolgenden Rechnungen die Führungsreibung des Reibteils zusammengefasst zu einer Reibkraft im Abstützkeil.

Die C^* -Werte der beiden Varianten errechnen sich nach Gleichung (3-4) für eine Seite der Bremsscheibe zu

$$C_1^* = \frac{1}{\frac{1}{\mu} + \frac{\tan(\alpha) \cdot \mu_{Keil} - 1}{\tan(\alpha) + \mu_{Keil}}} \quad (3-6)$$

$$C_2^* = \frac{1 - \mu_{Keil} \cdot \tan(\alpha)}{\frac{\tan(\alpha) + \mu_{Keil}}{\mu} + \mu_{Keil} \cdot \tan(\alpha) - 1} \quad (3-7)$$

Damit unterscheidet sich der C^* -Wert der scheibenparallelen Krafteinleitung von der der scheibensenkrechten, da $F_{Bet,2}$ in Umfangsrichtung zeigt und somit neben der Umfangskraft auch eine Zusatzkraft im Keil erzeugt. In diesem Fall wird also der Keil nicht nur zur Selbstverstärkung genutzt, sondern zusätzlich als translatorisches Getriebe. Der Faktor zwischen den C^* -Werten der beiden Varianten entspricht demzufolge der Getriebeübersetzung des Keils.

$$\frac{C_1^*}{C_2^*} = \frac{\mu_{Keil} + \tan(\alpha)}{1 - \mu_{Keil} \cdot \tan(\alpha)} \quad (3-8)$$

Im Fall der scheibenparallelen Krafteinleitung liegt zwar für $\alpha < 45^\circ$ die Betätigungskraft unter der der scheibensenkrechten, das Getriebe leistet aber keinen energetischen Beitrag. Für die Berechnung der Selbstverstärkung ist aber nur der energetische Beitrag relevant, da dieser den Arbeitsaufwand der Betätigung reduziert. Auf der funktionellen Ebene ist dieser Unterschied explizit vorhanden, weil die Übersetzung des Keils zur Funktion des Getriebes zählt. Für die Analyse eines Systems muss die Wahl der Systemgrenzen mit denen der funktionellen Ebene übereinstimmen, das heißt, dass

innerhalb des Systems, in dem die Betätigungskraft die Eingangsgröße darstellt, keine weitere Übersetzungsstufe vorhanden ist. Nur unter dieser Voraussetzung lässt sich die Selbstverstärkung nach Gleichung (3-4) berechnen.

Um dieses Problem zu umgehen, wird an dieser Stelle die Selbstverstärkung so definiert, dass die gewählte Systemgrenze ohne Einfluss ist. Damit kann für die Berechnung, ob und in welcher Höhe zusätzliche Energie in das System eingeleitet wird, die Systemgrenze beliebig gewählt werden. Dies ist möglich bei einer energetischen Betrachtung des Systems und mit der Definition eines energetischen Bremsenkennwerts E^* , der die Betätigungsarbeit auf die Spannarbeit bezieht. An welcher Stelle im System die Betätigungsarbeit definiert ist, hat unter Vernachlässigung der Reibung keinen Einfluss auf das Ergebnis.

$$E^* = \frac{W_{Bet}}{W_{Sp}} = \frac{W_{Bet}}{W_{Bet} + W_{SV}} \quad (3-9)$$

Bei einem System ohne Selbstverstärkung ist die Spannarbeit gleich der Betätigungsarbeit und damit $E^* = 1$. Wenn die Arbeit zur Überwindung von Reibungsverlusten mit in die Betätigungskraft einbezogen wird, ist $E^* > 1$. Ergibt sich durch die Selbstverstärkung eine Reduzierung der Betätigungsarbeit, wird $E^* < 1$. Die Selbstverstärkung ist maximal, wenn die gesamte Betätigungsenergie aus der Rückführung resultiert. Dann wird die Betätigungsarbeit und damit auch E^* zu null. Dieser Punkt markiert bei herkömmlichen hydraulischen Bremsen den Beginn der Selbsthemmung. Eine weitere Erhöhung der Selbstverstärkung hat zur Folge, dass sich das Vorzeichen der Betätigungskraft umkehrt und am Belag gezogen werden muss. In diesem Fall wird E^* negativ. Dies ist nicht zu verwechseln mit einer Umkehr des Energieflusses im Sinne einer Rekuperation, da bei einem Vorzeichenwechsel die Betätigungskraft aktiv am Belag zieht und zur Aufrechterhaltung dieses Kraftzustandes Energie in das System eingebracht werden muss. Infolge der gegenüber C^* reziproken Definition wird der Verlauf des energetischen Bremsenkennwerts über α streng monoton.

Unter der Voraussetzung, dass innerhalb des betrachteten Systems keine Übersetzungsstufe zwischen Ein- und Ausgangskraft vorhanden ist, gilt diese energetische Betrachtung auch im Kraftmaßstab. Aus den Gleichungen (3-2) und (3-4) lassen sich analog die Kräfte in Beziehung setzen und der Zusammenhang zu C^* bestimmen:

$$E_K^* = \frac{F_{Bet}}{F_{Sp}} = \frac{n \cdot \mu}{C^*} \quad (3-10)$$

Ob und in welcher Höhe Übersetzungen im System vorhanden sind, lässt sich über den energetischen Kennwert im Kraftmaßstab ebenfalls berechnen. Bei einem rechnerischen Reibwert von $\mu = 0$ wird auch die Umfangskraft null. Unter dieser Bedingung wird keine Kraft zurückgeführt und der Kennwert E_K^* entspricht genau der mechanischen Übersetzung i_{mech} zwischen der Spann- und der Betätigungskraft.

$$E_K^*(F_U = 0) = i_{mech} \quad (3-11)$$

Für $i_{mech} = 1$ befindet sich innerhalb des betrachteten Systems keine Übersetzungsstufe. In dem oben aufgeführten Beispiel (Bild 3–4, Seite 23) errechnen sich die Werte für E_K^* nach Gleichung (3-10) zu

$$E_{K,1}^* = 1 + \mu \cdot \frac{\mu_{Keil} \cdot \tan(\alpha) - 1}{\mu_{Keil} + \tan(\alpha)} \quad (3-12)$$

$$E_{K,1}^*(\mu = 0) = 1$$

und

$$E_{K,2}^* = \frac{\mu(\mu_{Keil} \cdot \tan(\alpha) - 1) + \mu_{Keil} + \tan(\alpha)}{1 - \mu_{Keil} \cdot \tan(\alpha)} \quad (3-13)$$

$$E_{K,2}^*(\mu = 0) = \frac{\mu_{Keil} + \tan(\alpha)}{1 - \mu_{Keil} \cdot \tan(\alpha)}$$

Im ersten Fall ist damit nun gezeigt, dass innerhalb des betrachteten Systems keine mechanische Übersetzung enthalten ist und damit die Berechnung von sowohl C^* als auch E^* in der Form zulässig ist. Im zweiten Fall muss der errechnete Kennwert durch die Übersetzung geteilt werden, um den energetisch nutzbaren Teil der Selbstverstärkung zu erhalten, der in beiden Fällen gleich hoch ist.

Bevor beim Zuspinnen der Bremse der Kraftfluss zwischen aktiver und passiver Bremssenseite geschlossen ist, muss das Lüftspiel überwunden werden. Ausgehend von einer vollständig gelüfteten, schwimmend gelagerten Bremse kann dieser Bereich zusätzlich unterteilt werden in den Teil, in dem sich nur die aktive (Kolben-) Seite bewegt und in den Teil, in dem nach dem Berühren des aktiven Belags an die Bremsscheibe die komplette Bremse in ihren Führungen verfahren wird. Physikalisch entspricht das Aufbringen einer Spannkraft in guter Näherung dem Spannen einer Feder mit der Gesamtsteifigkeit c_{Bremse} der in Reihe geschalteten Komponenten Faust/Rahmen, Scheibe, Beläge

und der im Kraftfluss liegenden mechanischen Komponenten [14], [154]. Die Spannarbeit ergibt sich zu

$$W_{Sp} = \int_{s=s_0}^{s_{Sp}} F(s) ds = \int_{s=s_0}^{s_{Sp}} c_{Bremse}(s) \cdot s ds \quad (3-14)$$

In Verbindung mit der Selbstverstärkung ergibt sich aus der statischen Kraft-/Wegkennlinie der Spannkraft die Kennung für die Betätigungskraft über dem Weg. **Bild 3–5** zeigt für $\mu = 0,4$ die Betätigungskraftverläufe über dem Weg für unterschiedliche Keilwinkel α . Im Lüftspielbereich liegen die Kurven übereinander, da erst im Spannkraftbereich eine Umfangskraft für die Selbstverstärkung sorgt. Ausgehend von der orthogonalen Kraftabstützung ($\alpha = 90^\circ$) sinkt mit abnehmendem Keilwinkel der Kraftaufwand für die Betätigung, bis für einen Keilwinkel $\alpha_0 = \arctan(\mu) = 21,8^\circ$ (nach Gleichung (3-6) und $\mu_{Keil} = 0$) die Betätigungskraft auf null sinkt. Um die Spannkraft zu verändern muss vom Motor lediglich der Weg nachgestellt werden. Für Keilwinkel $\alpha < \alpha_0$ muss für die Aufrechterhaltung der Spannkraft am Keil aktiv gezogen werden.

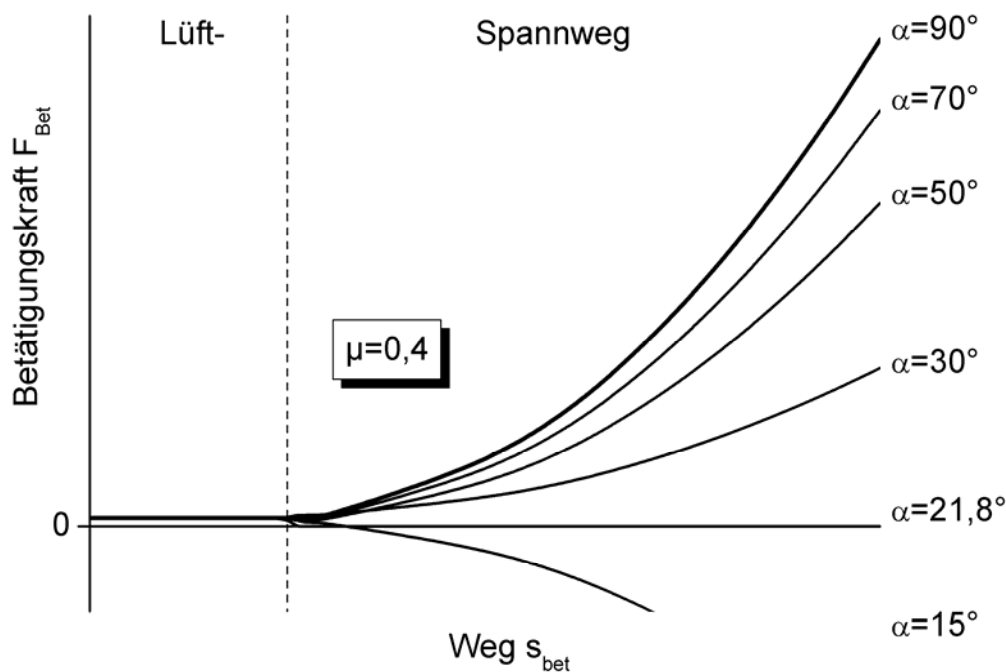


Bild 3–5: Statische Kraft-/Wegkennlinie des Reibteils

Zum großen Nachteil auch für die spätere Auslegung ist nicht nur, dass der Reibwert, sondern auch die Steifigkeit des Bremsbelags von vielen anderen Parametern und Randbedingungen stark abhängig ist, die zu deutlichen Abweichungen der Kennung in Bild 3–5 führen. Mit zunehmendem Belagverschleiß wird sich zum einen (ohne Ge-

genmaßnahmen) das Lüftspiel vergrößern und zum anderen die Steifigkeit erhöhen. Für die Kraft-/Weg-Kennlinie bedeutet die eine Änderung des Betätigungsweges bei gleicher Betätigungskraft. Darüber hinaus sorgt aber nicht nur der Gesamtverschleiß für eine Änderung der Steifigkeit, sondern ebenso das Verschleißbild (Schrägverschleiß), das sich in Abhängigkeit des Belastungskollektivs über die Standzeit einstellt [69], [167].

Der Reibwert selbst wird neben der starken Temperaturabhängigkeit auch vom Einlaufzustand maßgeblich beeinflusst. Dazu zählt nicht nur das „Einbremsen“ des neuen Belags, sondern vielmehr das komplette Lastkollektiv, das der Belag während seiner Standzeit erfährt [129], [167].

Bild 3–6 zeigt beispielhaft die mögliche Streuung der Kraft-/Weg-Kennlinie eines konventionellen hydraulischen Serien-Vorderachssattels (Ate FN60, [91]) während eines Dauerlaufs. Das Messergebnis wurde willkürlich aus einer Standard-Messprozedur gegriffen, die den „Bremsenalltag“ eines Normalfahrers in verschiedenen Landschaftstopographien abbildet (vgl. Kap. 5.2). Jeder Punkt stellt für eine Bremsung den Maximaldruck und das dafür benötigte Bremsflüssigkeitsvolumen dar, das in einen Kraft-/Weg-Maßstab umgerechnet ist.

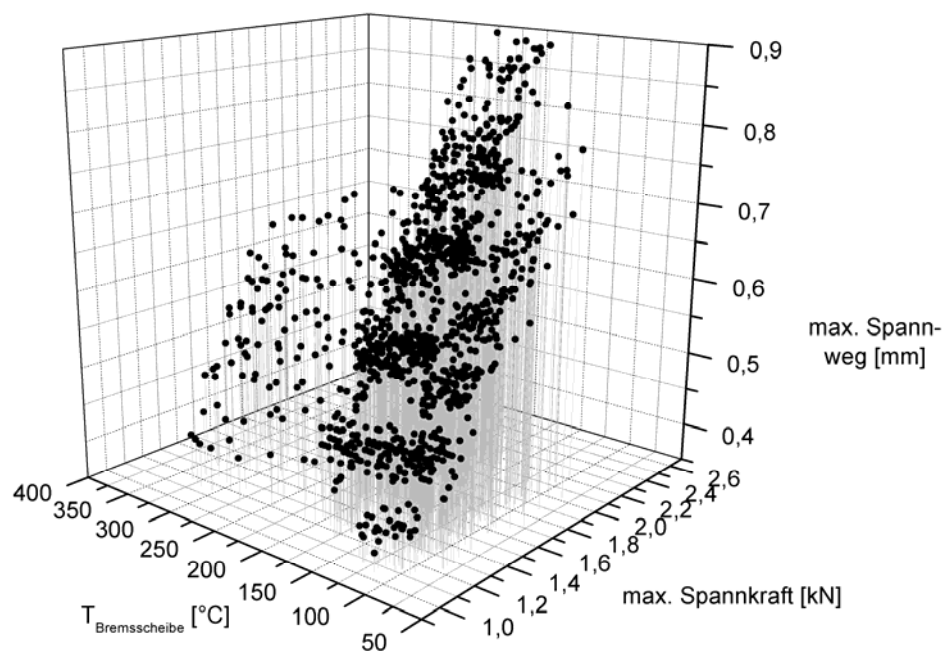


Bild 3–6: Kraft-/Wegkennung in Abhängigkeit der Bremsscheibentemperatur [Quelle: Continental Teves]

Dem überlagert sich der Gesamtverschleiß der Beläge und Bremsscheibe, der ohne Gegenmaßnahmen zu einer Vergrößerung des Lüftspiels führt. Dieser Variation muss besonders bei der Auslegung des Getriebes Rechnung getragen werden.

3.2 Elektromechanischer Wandler

In allen bekannten Prototypen werden DC Brushless-Motoren verwendet (vgl. Kap. 2). Auch in den Prototypen, die im Rahmen dieser Arbeit erforscht werden, kommt ein derartiger Gleichstrommotor zum Einsatz [101]. Die Aufgabe des elektromechanischen Wandlers besteht in der Umwandlung von elektrischer Energie aus dem Bordnetz des Fahrzeugs in mechanische Energie, die dem Verbraucher bereitgestellt wird und der Betätigung der Bremse dient.

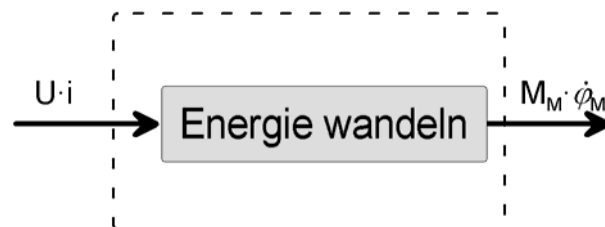


Bild 3–7: Blackbox des elektrischen Wandlers

Dabei wird der Wandler im Rahmen dieser Arbeit als Blackbox betrachtet (**Bild 3–7**) und lediglich durch seine Energie- und Leistungsaufnahme sowie die Motorkennlinien als Systemausgang beschrieben. In **Bild 3–8** sind die Verläufe des Drehmoments an der Motorwelle und der Leistungsabgabe eines Gleichstrommotors idealisiert dargestellt [19]. Das Moment ist im Stillstand des Motors maximal (Stillstands- oder Blockiermoment) und fällt linear über der Drehzahl bis auf null. Daraus ergibt sich für die Leistungskennlinie ein parabolischer Verlauf über der Drehzahl.

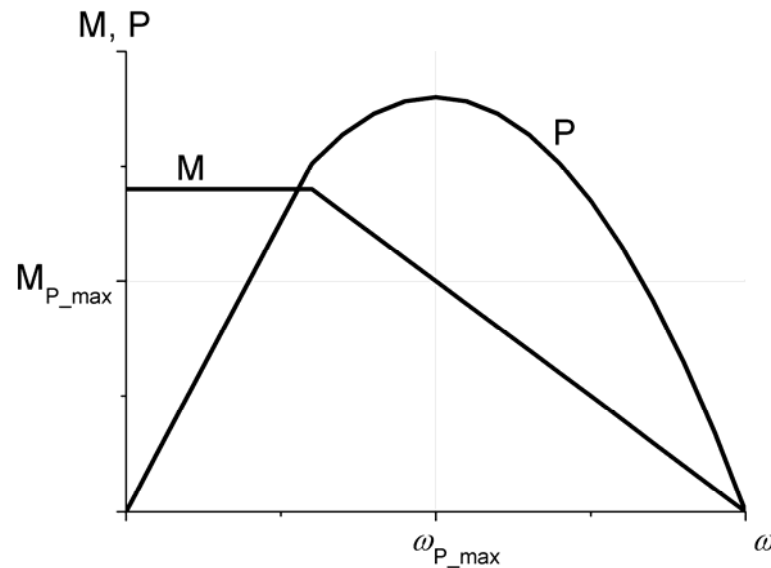


Bild 3–8: Kennlinien eines Servomotors, nach [108]

Für den Einsatz als Antrieb einer Radbremse können das maximale Drehmoment, die maximale Drehzahl sowie die Leistungsabgabe definiert werden, die über die Motorbauform sowohl konstruktiv als auch elektrisch bestimmt werden [19], [63]. Die erforderliche Arbeitsfähigkeit des Motors ist vorgegeben durch die Kraft-Weg-Kennung der Bremse und die benötigte Leistungsabgabe durch die Verbraucherkennlinie in Verbindung mit der geforderten Zeit für einen Spannkraftauf- oder -abbau.

Das geforderte maximale Drehmoment des Motors richtet sich sowohl nach der geforderten Spannkraft als auch nach dem benötigten Überschussmoment für die dynamische Auslegung. Dabei kann die Drehmoment/Drehzahl-Kennlinie des Motors durch ein entsprechendes Getriebe angepasst werden, wie das Beispiel zweier Motoren mit derselben Ausgangsleistung zeigt: Der Motor M_1 zeichnet sich durch ein um den Faktor i höheres Stillstandsmoment aus, der andere durch eine um denselben Faktor höhere Leerlaufdrehzahl, **Bild 3–9**.

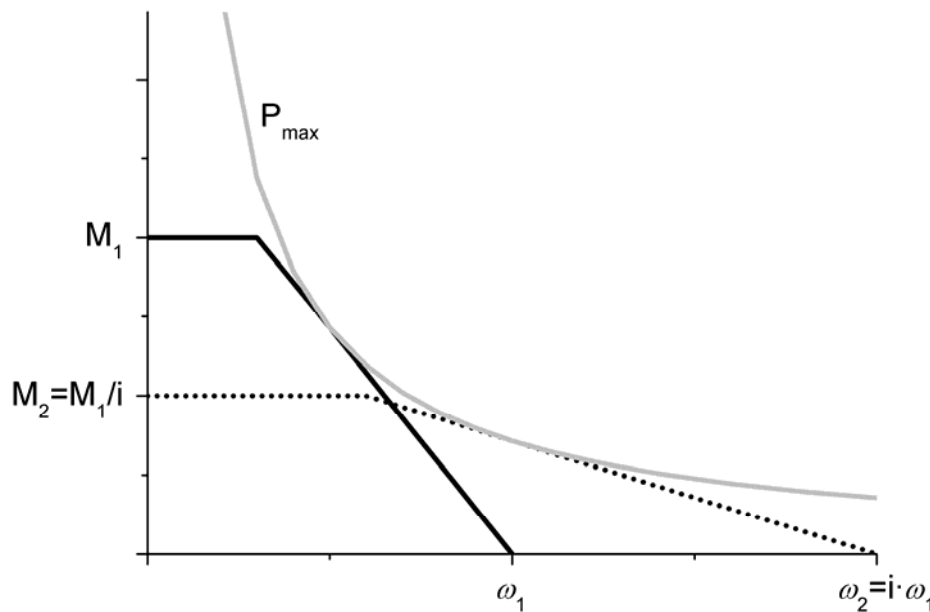


Bild 3–9: Kennlinien zweier Servomotoren gleicher maximaler Leistung, nach [108]

$$\frac{M_1}{M_2} = \frac{\phi_2}{\phi_1} = i \quad (3-15)$$

Wird der Motor M_2 um eine Getriebestufe der Übersetzung i erweitert, entspricht der Ausgang des Getriebes der Motorkennung M_1 abzüglich des Wirkungsgradverlustes durch die Getriebestufe. Darüber hinaus muss für eine Substitution der Systeme die Dynamik übereinstimmen und die kinetische Energie in beiden Fällen gleich sein. Da der Motor M_2 im vergleichbaren Betriebspunkt um den Faktor der Übersetzung schneller dreht, sind die Systeme energetisch genau dann gleich, wenn das Trägheitsmoment des Motors mit Getriebe um den Faktor i^2 kleiner ist als das des Motors ohne Getriebe:

$$E_{rot,1} = E_{rot,2} \Leftrightarrow \Theta_{M2} = \frac{\Theta_{M1}}{i^2} \quad (3-16)$$

Für die statische Auslegung (maximal erreichbare Spannkraft) bietet der Elektromotor den Vorteil einer bezogen auf den Ausgangsweg unbeschränkten Arbeitsfähigkeit. Das heißt, dass mit zunehmendem benötigten Ausgangsweg der Motor einen größeren Drehwinkel zurücklegen muss, der motorseitig nicht begrenzt ist. Dadurch schränken die im vorherigen Abschnitt beschriebenen Änderungen der Verbraucherkennlinie sowie der Verschleißproblematik den Einsatz des Motors für die statische Auslegung nicht ein. Dem gegenüber steht allerdings eine stark eingeschränkte Leistungsfähigkeit, da der Motor seine Maximalleistung nur in einem Drehzahl/Momenten-Arbeitspunkt abgibt. Dem ist besonders bei der Gesamtauslegung der Radbremse Rechnung zu tragen.

3.3 Getriebe

Dem Getriebe kommt als Kennungswandler die zentrale Rolle zu, die Kennungen des Motors und des Verbrauchers aufeinander anzupassen. Diese Anpassung ist abhängig von der Verbraucherkennung, von der Kennung des elektromechanischen Wandlers sowie den Anforderungen an das Gesamtsystem, die sich in statische (niedrige Energieaufnahme beim Halten der Spannkraft) und dynamische Anforderungen (schneller Spannkraftaufbau, kurze Reversierzeit) bei gleichzeitig möglichst niedriger installierter Motorleistung aufteilen lässt.

Wie in den vorherigen Kapiteln beschrieben, ist der Eingang in das Getriebe rotatorisch und der Ausgang translatorisch. Daher ist die Hauptaufgabe des Systems Getriebe die Umformung der Rotationsenergie des Elektromotors in eine translatorische Betätigungsenergie für den Reibteil. Folglich muss das Getriebe aus mindestens einer Getriebestufe $i_{rot/trans}$ bestehen, die um weitere Stufen vor und/oder hinter der rot/trans Stufe erweitert werden kann, **Bild 3–10**.

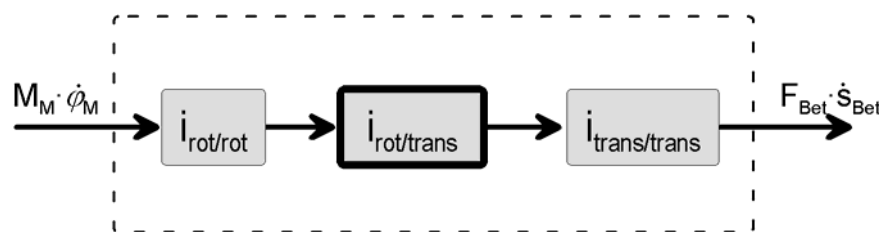


Bild 3–10: Greybox des Getriebes

Darüber hinaus sollte das Getriebe die Aufgabe als Kennungswandler übernehmen und die Antriebskennung an die Verbraucherkennung hinsichtlich der Hauptanforderungen an die maximale Spannkraft sowie Aufbau- und Reversierdynamik anpassen. Dabei stehen die folgenden Parameter, die bei der Getriebeauslegung angepasst werden können, zur Verfügung:

1. Gesamtübersetzung,
2. Aufteilung von i_{ges} auf die Übersetzungsstufen,
3. schaltbare Übersetzungsstufen,
4. Übersetzungsverlauf.

Wie sich eine Variation dieser Parameter auf das Systemverhalten auswirkt, wird im Folgenden diskutiert. Dabei bleiben für die Vergleichbarkeit die Ein- und Ausgangskennlinien in das Getriebe unverändert.

3.3.1 Gesamtübersetzung

Die Höhe der Gesamtübersetzung wird mindestens so gewählt, dass die erforderliche Spannkraft bei maximalem Motormoment unter Beachtung des Gesamtwirkungsgrads quasistatisch erreicht wird. Allerdings liegt beim dynamischen Zuspinnen der Bremse die maximal wirkende Spannkraft aufgrund der Massenträgheiten höher.

Eine Erhöhung der Gesamtübersetzung führt zu einer besseren „Statik“ der Bremse, da bei einer gegebenen Spannkraft das erforderliche Haltemoment mit zunehmender Übersetzung niedriger wird. Gleichzeitig erhöht sich zum Erreichen des erforderlichen Spannwegs der benötigte Drehwinkel des Motors, der bei einer gewünschten konstanten Leistungsfähigkeit des Motors durch eine höhere Winkelgeschwindigkeit kompensiert werden muss. Letzteres ist nur möglich, solange der Motor unterhalb seiner Maximaldrehzahl arbeitet. Wird bereits in einem Betriebspunkt diese Drehzahl erreicht, verlängern sich bei weiterer Erhöhung der Übersetzung die Zeiten.

Eine Veränderung der Übersetzung zwischen Spannkraft und Motormoment verschiebt bei einem Spannkraftaufbau unter Volllast die Zuordnung von Spannkraft und Leistungsabgabe des Motors zu anderen Betriebspunkten. Damit ließe sich zur Optimierung der Dynamik die Übersetzung so wählen, dass der Motor bei häufig angefahrenen Spannkraften oder besonders spezifizierten Reversierkräften in der Nähe der maximalen Leistungsabgabe arbeitet. Allerdings resultiert aus einer Erhöhung der Übersetzung eine höhere Rotationsenergie am Reversierpunkt.

3.3.2 Aufteilung der Gesamtübersetzung

Ab einer gewissen Höhe der Übersetzung besteht die Forderung, diese auf zwei Stufen aufzuteilen, um einen besseren Gesamtwirkungsgrad zu erzielen [18], [90], [131]. Damit besteht die Möglichkeit, ausgehend vom Motor bereits in der ersten Stufe mit einem sehr guten Wirkungsgrad und so hoch wie möglich zu übersetzen. Dies hat zum einen den Vorteil, dass Reibungskräfte und -momente hinter dieser Stufe nur noch mit dem Anteil der Übersetzung i_1 einfließen. Zum anderen wird auf diese Weise das auf die Motorwelle bezogene Gesamtträgheitsmoment reduziert: Allgemein lässt sich das Trägheitsmoment aller rotierenden Massen mit Hilfe des Energieerhaltungssatzes auf eine Welle vor der Getriebestufe beziehen. Übertragen auf die Bremse ist das Gesamtträgheitsmoment die Summe aus dem Motor- und dem Verbraucherträgheitsmoment bezogen auf die Motorwelle:

$$\begin{aligned}
\Theta_{gesamt} &= \Theta_{Motor} + \frac{\Theta_1}{i_1^2} + \frac{\Theta_2}{i_1^2 \cdot i_2^2} + \frac{\Theta_3}{i_1^2 \cdot i_2^2 \cdot i_3^2} + \dots \\
&= \Theta_{Motor} + \frac{1}{i_1^2} \cdot \Theta_{Verbraucher}
\end{aligned}
\tag{3-17}$$

Dem gegenüber steht der Einfluss der Übersetzungen auf die Gesamtsteifigkeit, die sich aus der Addition der Produkte aus den Einzelsteifigkeiten und der jeweiligen Übersetzung ergibt.

$$k_{ges} = k_1 + k_2 \cdot i_1 + k_3 \cdot i_1 \cdot i_2 + L \tag{3-18}$$

Also wird die Gesamtsteifigkeit umso niedriger, je eher vom Motor aus gesehen hoch übersetzt wird. Allerdings wird die Gesamtsteifigkeit von der Elastizität des Belags dominiert [154], die mit der Gesamtübersetzung in die Bilanz eingeht, so dass der Effekt der Beeinflussung über die Anordnung der Getriebestufen vernachlässigt werden kann.

Damit lassen die beiden beschriebenen Parameter das Betriebsverhalten zwar in kleinen Grenzen geringfügig verändern; zur Lösung des Zielkonflikts bezüglich der Statik und Dynamik können sie aber keinen Beitrag leisten.

3.3.3 Schaltbare Übersetzungsstufen

In [16] wird eine Umschaltung von einer niedrigen Übersetzung in eine höhere am Ende der Lüftspielphase vorgeschlagen. Wegen der sich ständig ändernden Kraft-/Wegkennlinie des Reibteils erfolgt diese Umschaltung nicht weg-gesteuert, sondern der Umschaltpunkt wird über das Kraftniveau sensiert und definiert, das mit dem Anlegen der Beläge an die Scheibe ansteigt. Die höhere Übersetzung muss dabei ausgelegt sein auf das Erreichen der geforderten Maximalkraft, die niedrigere sollte hinreichend klein gewählt werden, um das Lüftspiel möglichst schnell zu durchfahren. Mit diesem Getriebe verbessert sich die Kraftaufbaudynamik, ohne dass sich die statischen Eigenschaften verändern. Allerdings beschränkt sich das Verbesserungspotenzial auf das schnellere Durchfahren der Lüftspielphase. Sobald das Schaltkraftniveau angehoben wird, um die Dynamik über das Lüftspiel hinaus zu verbessern, leidet die Statik der Bremse aufgrund der niedrigen Übersetzung und daraus resultierenden höheren Haltemomente. Beispielsweise lässt sich bei einer geforderten Vorhaltung hoher Spannkraftreserven für den Fadingfall die Umschaltung in den höheren Spannkraftbereich verschieben, so dass die Übersetzung i_1 den Normalbremsfall abdeckt und die Spannkraftreserve über eine Umschaltung in eine höhere Übersetzung i_2 abgedeckt ist. Im Vergleich zu einem Aktor ohne Umschaltgetriebe, der nur die Übersetzung i_2 installiert hat, um dieselbe maximale

Spannkraft zu erreichen, arbeitet der Aktor mit dem Schaltgetriebe überwiegend mit der Übersetzung $i_1 < i_2$, mit der Konsequenz höherer Haltemomente und besserer Dynamik. Eine weitere Alternative stellt die Ergänzung des Getriebes um eine Schaltstufe mit einer höheren Übersetzung $i_1 > i_2$ dar. Um mit der Übersetzung i_2 den Normalbremsfall abzudecken, ist nun ein kleinerer Motor mit einem um den Quotienten aus den beiden installierten Übersetzungen niedrigeren Ausgangsdrehmoment ausreichend. Damit liegen die Haltemomente so hoch wie bei der Bremse ohne Schaltgetriebe und der kleinere Motor lässt ein niedrigeres Massenträgheitsmoment mit verbesserter Dynamik erwarten.

Nachteile des in [16] vorgeschlagenen Prinzip sind der benötigte Bauraum, der mit der Übersetzung ansteigt und die hohen erforderlichen Stützkkräfte, mit denen sich die Hebel des Umschaltgetriebe nach der Umschaltung im Gehäuse abstützen. In Verbindung mit einer vom Werkstoff vorgegebenen zulässigen Flächenpressung wird dies ebenfalls einen hohen Bauraumbedarf nach sich ziehen. Eine formschlüssige Umsetzung der Abstützung ändert die kraftgesteuerte Umschaltung der Übersetzung mit zunehmender Größe der Abstufungen zu einer kombinierten Wegsteuerung der Umschaltung und reduziert damit das volle Potenzial des Ansatzes. Dem gegenüber steht der Vorteil des kurzen Kraftflusses, bei dem die hohe Spannkraft „früh“ ins Gehäuse eingeleitet wird und die Betätigung, insbesondere das Zentrallager, entlastet.

Über einen weg- oder kraftabhängigen Schaltpunkt hinaus lässt sich ein Getriebe auch in Abhängigkeit vom aktuellen Bedarf schalten. In Analogie zum automatisierten Getriebe im Antriebstrang eines Pkw [168] sind bei einem elektromechanischen Aktor ähnliche Schaltstrategien denkbar. Für einen Sollwertsprung auf eine geforderte Spannkraft wird eine niedrige Übersetzung gewählt, um die Kraftaufbauzeit zu reduzieren. Sobald die Kraft erreicht ist, wird hochgeschaltet auf eine sehr hohe Übersetzung, um die Haltemomente des Motors zu minimieren. Um diesen Ansatz zu realisieren, bedarf es zusätzlicher Aktorik, die sowohl den Aufwand als auch die Masse der Radbremse in die Höhe treibt.

3.3.4 Übersetzungsverlauf

Bereits die Schaltung der Übersetzungsstufen stellt eine diskrete Veränderung des Übersetzungsverlaufs dar. Mögliche Schaltpunkte sind oben beschrieben, die Verbesserungspotenzial bezüglich der dynamischen Eigenschaften der Bremse erwarten lassen. Daraus lässt sich die These ableiten, dass die Kombination der Varianten ein noch besseres Verhalten aufweisen beziehungsweise die konsequente Weiterführung des Gedankens zu noch mehr Schaltstufen und als Grenzfall die kontinuierlich ändernde Überset-

zungskennung einen wichtigen Freiheitsgrad liefert, um die Bremse hinsichtlich ihrer statischen und dynamische Eigenschaften gezielt auszulegen. Bei diesem Übersetzungsverlaufs ist im Unterschied zu allen bekannten Prototypen die Höhe der Übersetzung nicht konstant, sondern variiert über einer systemimmanenten Größe (Kraft oder Weg).

3.3.5 Fazit

Ausgehend von einer geforderten Spannkraft, beschränken sich die Möglichkeiten bei einer konstanten Getriebeübersetzung, wie sie in den bekannten Prototypen eingesetzt wird, auf eine Erhöhung der nötigen Übersetzung. Damit lässt sich zu Lasten der Kraftaufbauzeit die statische Eigenschaft der Bremse verbessern. Eine variable Übersetzung dagegen eröffnet die Möglichkeit, unter Beibehaltung der geforderten maximalen Spannkraft, die Dynamik in bestimmten Betriebsbereichen zu verbessern, allerdings zu Lasten der Statik. Folglich lässt sich der Kompromiss aus Statik und Dynamik durch eine variable Übersetzungskennung nicht aufbrechen, sondern lediglich zu einer besseren Dynamik (bei gleichzeitig schlechterer Statik) hin erweitern.

3.4 Gesamtsystem

Im Zusammenspiel der einzelnen beschriebenen Komponenten „sieht“ der Motor die Verbraucherkennlinie als übersetzte Kraft-/Wegkennlinie des Reibteils. Daraus lässt sich der Zuspännvorgang in die zwei Phasen

1. Lüftspiel überwinden
2. Spannkraftaufbau

einteilen, wobei die erste Phase mit dem Berühren der Beläge der Scheibe endet [16]. In **Bild 3–11** ist der Verlauf des maximalen Motormoments (Stillstandsmoment) über dem Motordrehwinkel aufgetragen. Zusätzlich eingezeichnet ist der Verlauf der Spannkraft bezogen auf die Motorwelle bei Annahme eines konstant übersetzten Getriebes ohne Selbstverstärkung.

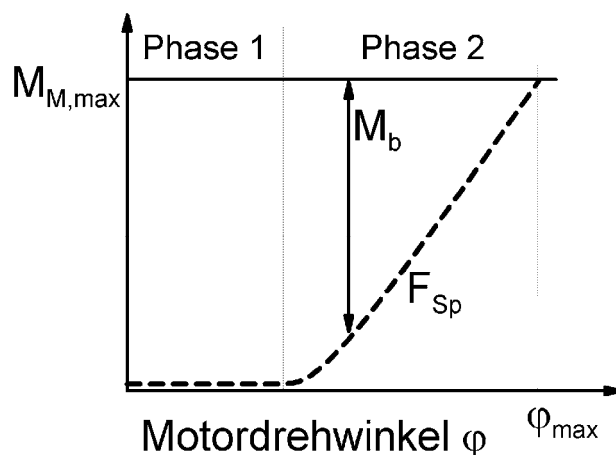


Bild 3–11: Statische Motormoment/Weg-Kennlinie einer Bremse

Über die Spannarbeit hinaus muss beim dynamischen Spannkraftaufbau die Beschleunigungsarbeit berücksichtigt werden, die bei jeder Spannkraftänderung verrichtet werden muss. Beim Zuspinnen kann die Differenz aus maximalem Motormoment und Lastmoment als Beschleunigungsmoment M_b bezeichnet werden, das mit zunehmender Last abnimmt und bei Erreichen der maximalen Spannkraft null wird. Bei Lösen der Bremse addiert sich die Spannkraft zum Überschussmoment, da die in der Elastizität der gespannten Bremse gespeicherte Energie nun Arbeit verrichtet. Das gegenteilige Verhalten zeigt die Kombination mit einem Reibteil mit Selbstverstärkung, die im überkritischen Bereich betrieben wird. Hier unterstützt die mit Spann- und Umfangskraft zunehmende Zusatzkraft das Motormoment während des Spannkraftaufbaus und subtrahiert sich beim Lösen vom Überschussmoment. Dieses Beschleunigungsmoment bestimmt in Verbindung mit der Trägheit des Verbrauchers die Dynamik der Bremse.

Die kinetische Energie der bewegten Bremsenmassen führt zu einer dynamischen Erhöhung des Motormoments und beeinflusst somit den Gradienten des Spannkraftaufbaus. Darüber hinaus bewirkt dies eine mögliche Erhöhung der maximal erreichbaren Spannkraft, da die benötigte Haltekraft um die Reibkraft niedriger als die Spannkraft ist. Das heißt, beim quasistatischen Zuspinnen muss zunächst die Reibkraft überwunden werden, bevor sich die Spannkraft erhöht. Beim dynamischen Zuspinnen kann die Reibkraft durch die dynamische Momentenüberhöhung überwunden werden und die Reibkraft unterstützt beim Halten der nun höheren Spannkraft die Haltekraft. Beim Zuspinnen auf die maximale Spannkraft wird die kinetische Energie in Spannenergie umgewandelt und es können abhängig von der Höhe der kinetischen Energie dynamisch höhere Spannkraften erreicht werden als beim quasistatischen Spannkraftaufbau, obwohl das maximale Motormoment über der Drehzahl abnimmt.

Im Normalfall einer Bremsung wird jedoch eine deutlich niedrigere Spannkraft benötigt, die schnellstmöglich erreicht werden soll. Für einen schnellen Kraftaufbau muss zum einen zu Beginn der Bremsung die Beschleunigungszeit minimiert werden, um ausreichend Spannarbeit leisten zu können. Darüber hinaus muss zum anderen bei Erreichen der Sollkraft die kinetische Energie minimal sein, weil deren Abbau Zeit und Energie kostet. Insgesamt ist die Arbeit, die der Motor zu verrichten hat, nach den Gleichungen (3-2), (3-4) und (3-14) unter Berücksichtigung des Getriebewirkungsgrads gleich der Betätigungsarbeit, da für die energetische Betrachtung die Wahl der Systemgrenze unerheblich ist.

$$W_M = \frac{1}{\eta_{ges}} \cdot W_{Bet} = \frac{1}{\eta_{ges}} \int_{s=s_0}^{s_{Bet}} F_{Bet}(s) ds = \frac{F_B \cdot s_{Bet}}{2 \cdot \eta_{ges} \cdot C^*} \cdot \frac{r_{dyn}}{r_w} \bigg|_{s_{Bet}} \quad (3-19)$$

In Verbindung mit der Anforderung an die Dynamik der Bremse ergibt sich die minimal erforderliche Leistungsabgabe des Motors. Um die Dynamikanforderung zu erfüllen, muss die mittlere Motorleistung mit der mittleren Betätigungsleistung übereinstimmen.

$$\bar{P}_M = \frac{W_{Bet}}{t_{auf}} = \frac{1}{|t_0 - t_{auf}|} \int_{t_0}^{t_{auf}} P_M(t) dt \quad (3-20)$$

Bild 3–12 zeigt die mittlere benötigte Betätigungsleistung und die tatsächlich abgegebene Leistung des Motors zum Zuspinnen auf die maximale Spannkraft. Bei einem konstant übersetzenden Getriebe wird bei Durchfahren des Lüftspiels die Motordrehzahl nach dem Beschleunigen der trägen Massen auf einen Wert nahe der Leerlaufdrehzahl ansteigen und dort eine nur geringe mechanische Leistung abgeben. Mit zunehmender Last bricht die Motordrehzahl ein und der Motor gibt entsprechend seiner Kennlinie eine höhere mechanische Leistung ab.

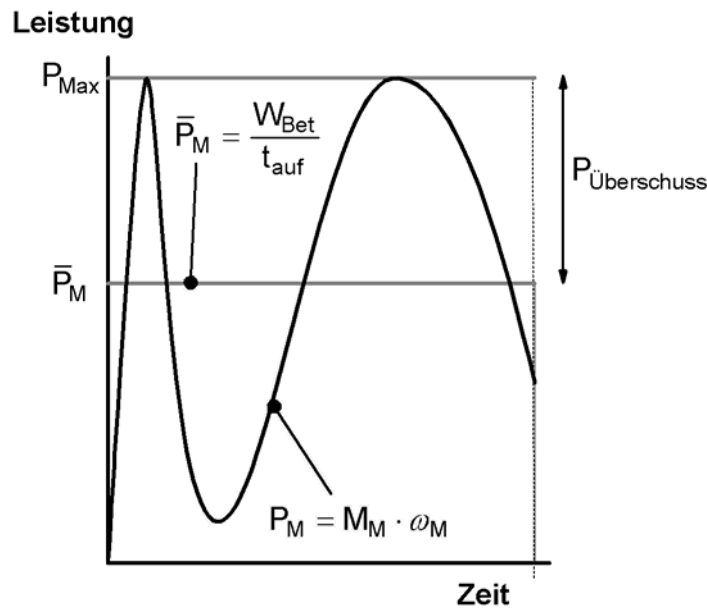


Bild 3–12: Beispielhafter zeitlicher Verlauf der Motorwellenleistung

Zur Kompensation des Defizits im ersten Abschnitt des Kraftaufbaus muss die maximale Leistungsabgabe höher sein, als die benötigte mittlere Leistung. Der Motor ist also für die Verbrauchieranforderungen hinsichtlich seiner Leistungsabgabe überdimensioniert. Daraus lässt sich die dynamische Güte einer Radbremse über das Verhältnis aus mittlerer Motorleistung, die der Motor während des Kraftaufbaus bereitstellen muss, und maximaler installierter Motorleistung als Ausnutzungsgrad definieren.

$$\zeta = \frac{\bar{P}_M}{P_{M,max}} \quad (3-21)$$

Je höher die mittlere Leistung des Motors während der Aufbauzeit ist, desto schneller kann die Spannkraft aufgebaut werden oder je größer der Ausnutzungsgrad ζ ist, desto niedriger muss die installierte Motorleistung ausfallen. Durch eine Anpassung der Getriebecharakteristik muss der Verlauf der Motorleistung mit der der Betätigungsleistung übereinstimmen. Die benötigte maximale Motorleistung ist dann minimal, wenn der Motor für den gesamten Verlauf des Kraftaufbaus nahe seines Leistungsmaximums betrieben werden kann. Dann nähert sich der Wert für den Ausnutzungsgrad gegen eins, den er aufgrund von Massenträgheiten nicht erreichen wird. Die entsprechende auf die maximale Dynamik bezogene ideale Kennung muss nun in Abhängigkeit der Verbraucher- und Antriebskennung die Übersetzung stetig erhöhen, um bei wachsender Spannkraft das Motormoment auf dem Niveau der maximalen Leistungsabgabe M_{Pmax} zu halten.

Zur Simulation des Einflusses der Getriebeauslegung auf das dynamische Aktorverhalten wurde für das Simulationsmodell ein Getriebebaustein verwendet, der alternativ zu den Getriebebausteinen rot/rot, rot/trans und trans/trans einsetzbar ist und die Drehbewegung des Motors (φ_{Motor}) direkt in eine Translationsbewegung zum Zuspinnen der Bremsbeläge (s_{Sp}) umwandelt. Durch das Zurückführen der Zuspinnkraft (F_{Sp}) und die Vorgabe weniger und einfacher Parameter können unterschiedliche Getriebearten dargestellt werden. Die Getriebecharakteristik kann durch die Vorgabe der Gesamtübersetzung (i_{ges}) zur Erreichung einer maximalen Spannkraft mit einfachen Mitteln variiert werden; von einem konstant übersetzenden Getriebe über ein Getriebe mit diskreten Schaltstufen hin zu einem Getriebe mit kontinuierlich variabler Übersetzung. **Bild 3–13** zeigt links beispielhaft vier mögliche Übersetzungsverläufe über der Spannkraft. Im Gegensatz zur konstanten Übersetzung schalten die diskreten Übersetzungen kraftabhängig zwischen zwei oder vier Übersetzungsstufen, von denen die höchsten Stufen dieselbe Übersetzung aufweisen, wie die konstante Übersetzung, um dieselbe maximale Spannkraft quasistatisch zu erreichen. Unendlich viele Schaltstufen führen schließlich im Grenzprozess zu einer kontinuierlich variablen Übersetzung. Dabei ist die Anfangsübersetzung so gewählt, dass der Motor schnellstmöglich den Bereich hoher Leistungsabgabe anfahren kann, in dem er im weiteren Verlauf des Kraftaufbaus durch die kraftgesteuerte Erhöhung der Übersetzung gehalten wird.

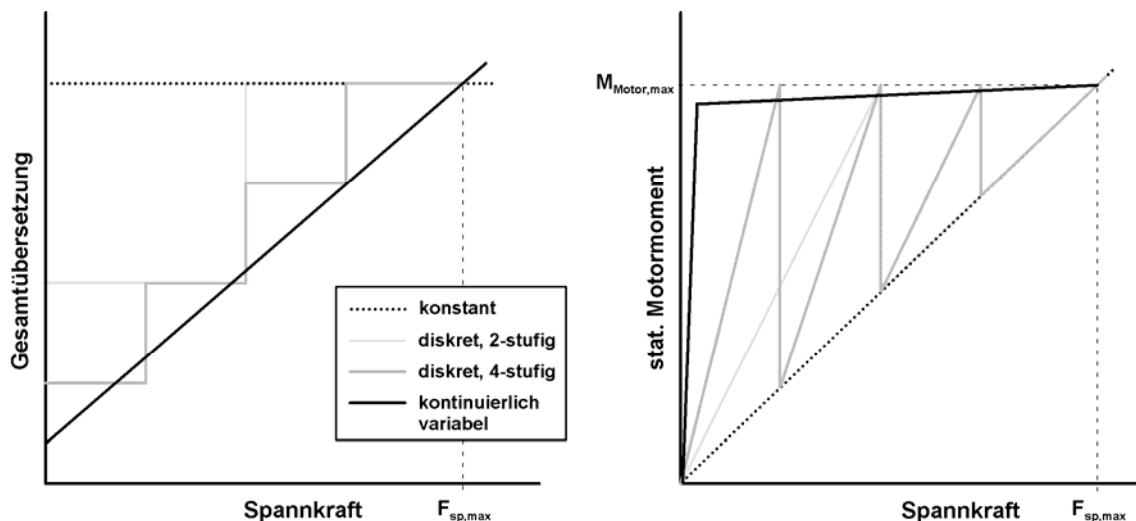


Bild 3–13: Übersetzungsverlauf und Verlauf des statischen Haltemoments über der Spannkraft

Aus diesen Übersetzungsverläufen lassen sich die erforderlichen statischen Haltemomente des Motors berechnen, Bild 3–13 rechts. Im Fall der konstanten Übersetzung steigt das Haltemoment linear über der Spannkraft und endet – bei einer Übersetzungs-

stufe – mit dem Erreichen des maximalen Moments bei der maximalen Spannkraft. Die Unterteilung der Übersetzung in zwei gleich große Bereiche hat zur Folge, dass bereits bei halber maximaler Spannkraft das maximale Motormoment zum ersten Mal erreicht wird. Da die Kennlinie oberhalb der konstanten Kennung verläuft, verschlechtern sich die statischen Eigenschaften der Bremse. Bei einer weiteren Unterteilung auf vier Bereiche wird das Maximalmoment bei $0,25 \cdot F_{Sp,max}$ erreicht. Entsprechend bewegt sich der Motor bei einem Getriebe mit kontinuierlich variabler Übersetzung ständig im Bereich knapp unterhalb seines Maximalmoments, der dynamisch den Punkt maximaler Leistungsabgabe des Motors in seinem Moment-/Drehzahl Kennfeld beschreibt. Aus Sicht der statischen Eigenschaften ist dies der denkbar schlechteste Fall, da bei jeder benötigten Spannkraft das Motormoment und somit die Stromaufnahme (und damit die Kupferverluste) des Motors maximal sind.

Das Potenzial hinsichtlich der Dynamik zeigen beispielhaft die nachfolgende Simulationen auf die maximale Spannkraft, deren Randbedingungen gleiche maximal erreichbare Spannkraft, gleicher Motor und unveränderte mechanische Eigenschaften (Steifigkeit, Wirkungsgrad, Trägheit) sind, vgl. Kapitel 8. Als erstes Ergebnis liefert die Simulation die Höhe der Motorwellenleistung, **Bild 3–14**.

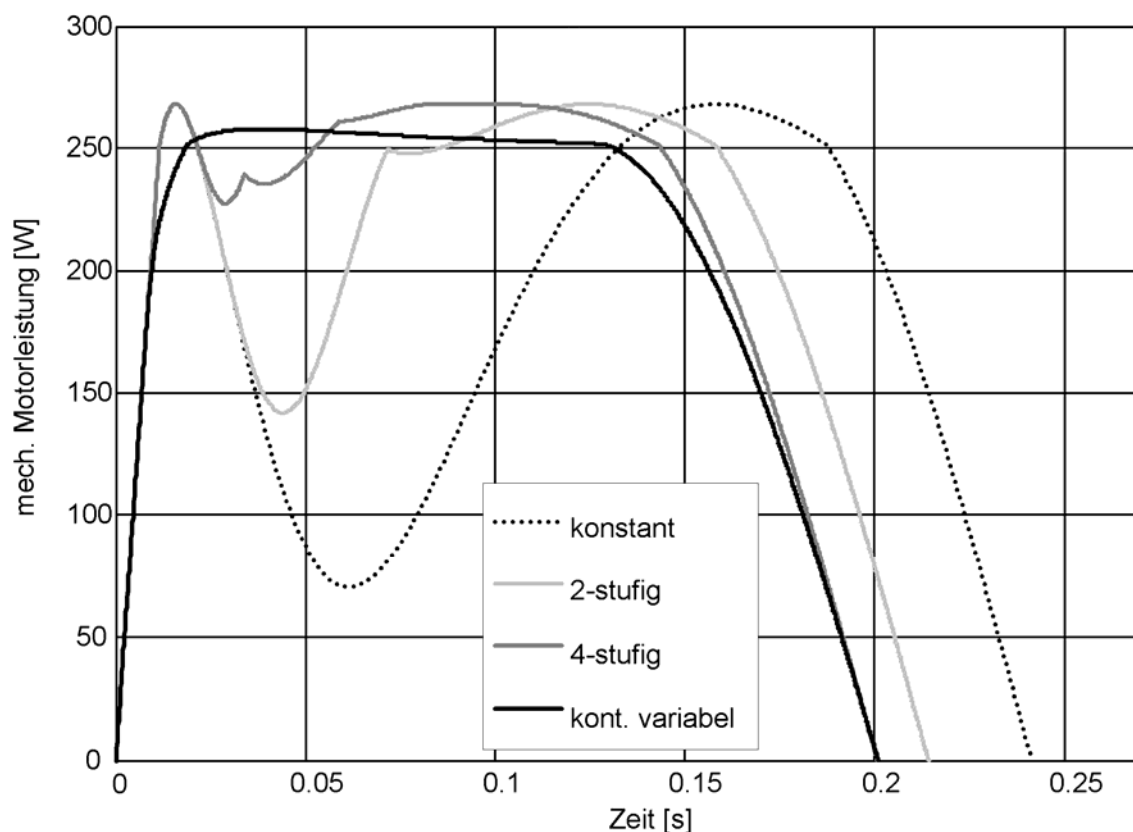


Bild 3–14: Abgegebene Motorwellenleistung für verschiedene Getriebevarianten

Zu Beginn der Bremsung aus der Lüftspielposition werden die Massen in Bewegung gesetzt und der Motor durchfährt beim Hochdrehen den Punkt seiner maximalen Leistungsabgabe. Im Fall der konstanten Übersetzung erreicht der Motor am Ende der Lüftspielphase eine hohe Drehzahl, bei der der Motor nur eine geringe mechanische Leistung abgibt. Mit zunehmender Last (steigende Spannkraft) durchläuft der Betriebspunkt entlang der Vollastlinie zu niedrigeren Drehzahlen den Bereich höherer Leistungsabgabe, bis er bei der Maximalkraft den Stillstand erreicht und damit die mechanische Leistung zu null wird. Im Unterschied dazu erreicht die zweistufige Übersetzung den Lastanstieg nach der Lüftspielphase aufgrund der höheren Anfangsübersetzung schneller, so dass die Motordrehzahl und damit der Einbruch der Leistung geringer ausfällt. Nach dem Umschalten auf die Übersetzung des konstant übersetzten Getriebes entsteht ein Überschussmoment, das den Motor hochdrehen lässt in einen Bereich geringfügig niedriger Leistungsabgabe. Bei einer weiteren Unterteilung in vier Schaltstufen ist der Leistungsabfall bis zum Anlegen der Bremsbeläge noch weniger ausgeprägt. Die Leistungsabgabe bewegt sich während der gesamten Kraftaufbauzeit nahe der Maximalleistung.

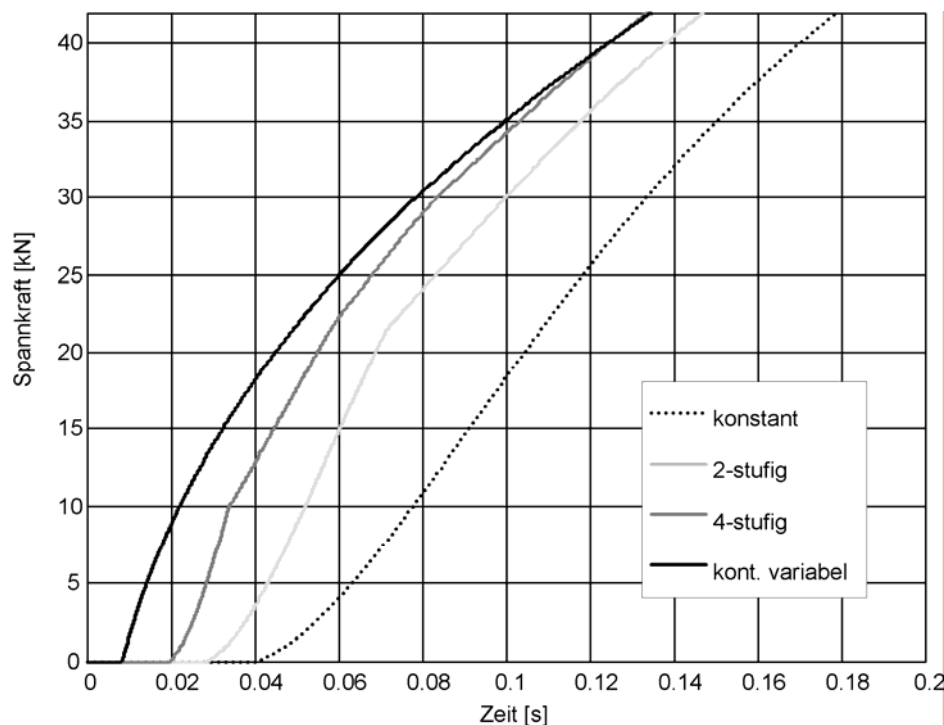


Bild 3–15: Kraft-Zeitverläufe für verschiedene Getriebevarianten

Bild 3–15 zeigt die dazugehörigen Zeitverläufe der Spannkraft. Je mehr Übersetzungsstufen das Getriebe enthält, umso höher ist zu jedem Zeitpunkt die Spannkraft, beziehungsweise wird eine beliebige Spannkraft unterhalb der simulierten Maximalkraft schneller erreicht.

3.5 Fazit

Die Anforderungen an das Gesamtsystem lassen sich in statische (niedrige Energieaufnahme beim Halten der Spannkraft) und dynamische Anforderungen (schneller Spannkraftaufbau, kurze Reversierzeit) bei gleichzeitig möglichst niedriger installierter Motorleistung aufteilen. Diese Anforderungen werden gleichzeitig nur von schaltbaren Getrieben mit kontinuierlich variabler Übersetzung (CVT-Getriebe, [47]) in Verbindung mit einer ausreichenden Spreizung der Übersetzungsstufen erfüllt. Über die aktive Anpassung der Übersetzung lässt sich bei einer Dynamikanforderung der Motor im Betriebspunkt maximaler Leistungsabgabe betreiben und im stationären Zustand die größte Übersetzung einstellen. Allein wegen der erforderlichen zusätzlichen Aktorik bleibt dieser Ansatz akademisch. Bei einem EMB-Aktor mit klassischer Auslegung, d.h. mit einem konstant übersetzenden Getriebe (vgl. Kap. 2), führt die Erfüllung der Anforderungen zu einem Zielkonflikt hinsichtlich der Auslegung des Motors. Die Parameter maximales Motormoment, Leerlaufdrehzahl und Getriebeübersetzung können zur Einhaltung der statischen und dynamischen Anforderungen nicht unabhängig voneinander gewählt werden. Der Zielkonflikt kann nur dadurch gelöst werden, dass ein hinsichtlich seiner maximalen Leistungsabgabe überdimensionierter Motor zum Einsatz kommt, für den aufgrund höherer Trägheiten zusätzliche Leistung installiert sein muss. Damit liegt die tatsächlich installierte Motorleistung deutlich über der vom Verbraucher geforderten Leistungsabgabe.

Trivial ist es, die Leistungsanforderung durch eine steifere Kraft-/Wegkennung zu reduzieren. Um darüber hinaus die zu installierende Motorleistung und Energiebedarf so klein wie möglich zu halten, sollte bei gleicher geforderter Dynamik über einen geeigneten Verlauf der Getriebeübersetzung der Motor im Betriebspunkt seiner Nennleistung gehalten werden. Darüber hinaus hilft die Selbstverstärkung, die Leistungsanforderung zu reduzieren, da zusätzliche Arbeit in das System zurückgeführt wird, um die der Antrieb entlastet wird. Letzteres hilft nicht nur der Dynamik, sondern auch im statischen Betrieb beim Halten einer Spannkraft, dem ohne Selbstverstärkung nur durch eine Erhöhung der Übersetzung Rechnung getragen werden kann, worunter dann die Dynamik leidet.

4 Eingesetzte Forschungswerkzeuge

In diesem Kapitel werden die Prototypen vorgestellt, mit denen die Hypothesen untersucht werden. Begleitend zur Konstruktion wurde ein Simulationsmodell aufgebaut, mit dessen Hilfe verschiedene konstruktive Parameter bewertet und schließlich ausgewählt wurden. Erprobt wurden die zwei Radbrems-Prototypen auf dem *fzd*-Rollenprüfstand.

4.1 Simulationsmodell

Für die Konstruktion der Radbremse ist die Programmierung eines Simulationsmodells unerlässlich, da an die Bremse vor allem dynamische Anforderungen gestellt sind. Mit Hilfe der Simulation lassen sich die Auswirkungen der Auslegungsparameter auf die Dynamik aufzeigen und iterativ mit überschaubarem Aufwand die Parameter optimieren. Dabei besteht ein Zielkonflikt zwischen der geforderten Genauigkeit des Modells einerseits und der Komplexität und daraus resultierender Schwierigkeiten bei der Verifizierbarkeit der simulierten Parameter andererseits.

4.1.1 Aufbau

Der Aufbau des Simulationsmodells folgt der Funktionsstruktur der Radbremse, wie sie in Kapitel 3 beschrieben ist. Entsprechend umfasst die Modellbildung des mechatronischen Systems die Komponenten Motor, Getriebe und Reibbremse. Dieser auf der funktionalen Ebene modulare Aufbau ermöglicht die einfache Modifikation elementarer Parameter oder die Substitution einzelner Subsysteme. Ausgehend von den aufgestellten nichtlinearen Differentialgleichungen zur Beschreibung des dynamischen Systemverhaltens wurde das Simulationsmodell unter Matlab[®] Simulink[®] programmiert [104]. Jede Komponente ist eigenständig und kann in seinen Parametern angepasst werden. Zur Vereinfachung ist die Reibbremse auf ein Feder-Masse-Dämpfer-System reduziert.

Eingangsgröße in das Gesamtsystem ist die dem Aktor zugeführte elektrische Energie, die über einen vorgeschalteten Radbremsenregler bereitgestellt wird. Ausgangsgröße des Simulationsmodells ist je nach Aufgabe und Bremsentyp die Spannkraft oder die sich zwischen Bremsbelag und Bremsscheibe einstellende Umfangskraft, die errechnet und dem Regler zurückgeführt wird, **Bild 4–1**.

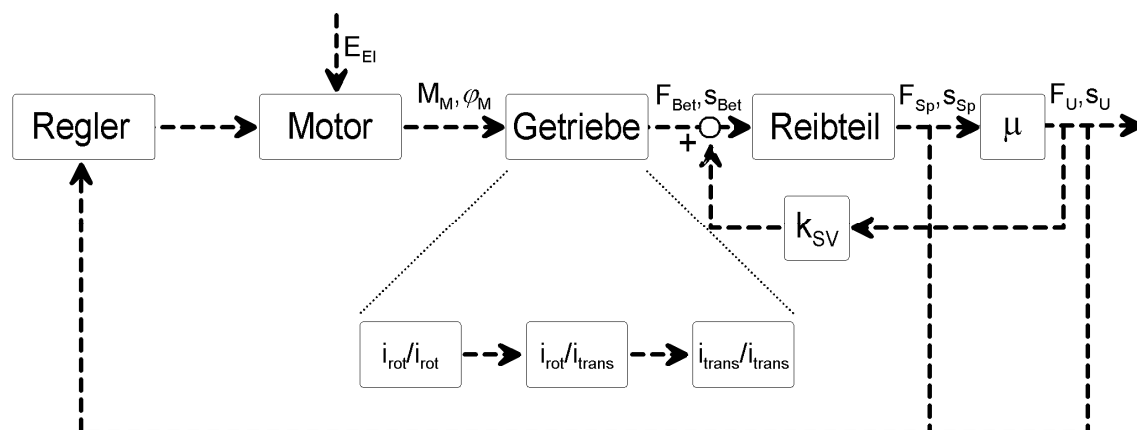


Bild 4–1: Komponenten des Simulationsmodells

Als Aktor wird ein elektronisch kommutierter, bürstenloser, permanenterregter Gleichstrommotor (DC Brushless Motor) modelliert, wie er in den Prototypen verwendet wird, der die zugeführte elektrische Energie in Rotationsenergie umwandelt und auf das Getriebe überträgt. Die Modellbildung des Motors umfasst die Abbildung seines Zeitverhaltens und die Einhaltung des von der Drehzahl abhängigen maximalen Drehmoments, dessen real gemessener Verlauf zugunsten eines weniger komplexen Modells an zwei Geraden angepasst ist, **Bild 4–2**.

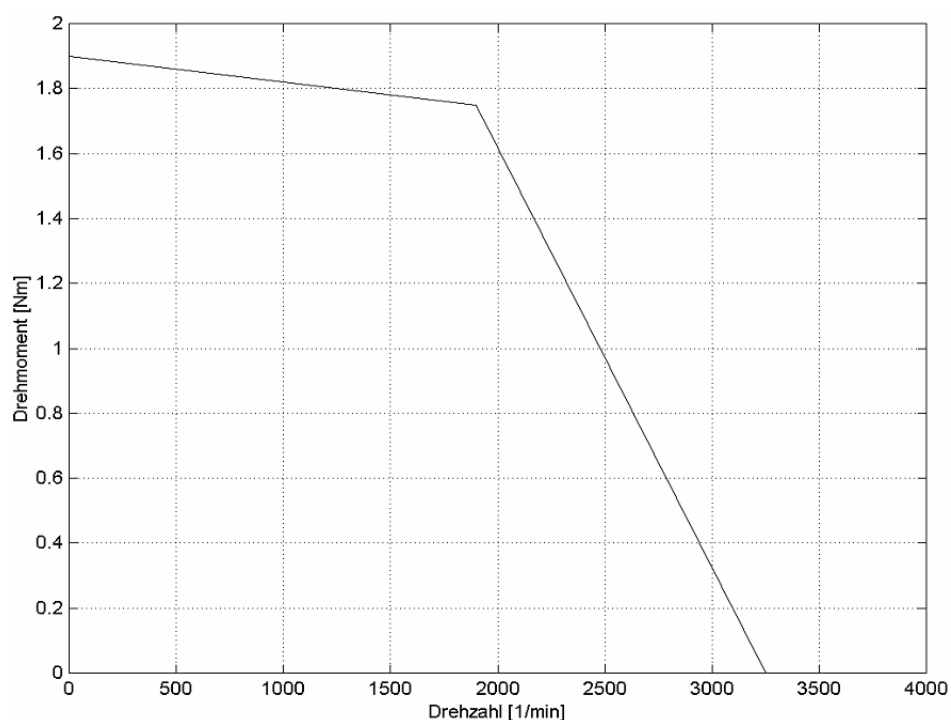


Bild 4–2: Verlauf des Motormoments über der Drehzahl

Das Getriebe ist in die drei Teilsysteme rotatorisch/rotatorische (rot/rot), rotatorisch/translatorische (rot/trans) und translatorisch/translatorische (trans/ trans) Wand-

lung unterteilt. Die Linearbewegung am Ausgang des Getriebes sorgt für das Zustellen der Bremsbeläge. In Verbindung mit der Kraft-/Wegkennung resultiert daraus eine Spannkraft zwischen den Bremsbelägen und der Bremsscheibe, die wiederum über die Reibbedingung eine Umfangskraft an der Bremsscheibe erzeugt.

Die Steifigkeit der Bremsscheibe liegt um den Faktor $10^3 \dots 10^4$ höher als die Steifigkeiten der Bremsbeläge sowie die des Faustsattels [154]. Das hat zur Folge, dass selbst bei maximaler Spannkraft die auftretenden Verformungen der Bremsscheibe im Vergleich zu den an den Belägen sowie dem Faustsattel auftretenden Verformungen vernachlässigt werden können. Aufgrund dieses Verhältnisses wird die Bremsscheibe als starr angesehen.

Im ungespannten Zustand der Bremse befinden sich die Bremsbeläge in der Lüftspiel-Stellung. Unter der vereinfachten Annahme gleich großer, entgegen gesetzter Bewegungen von faust- und kolbenseitigem Belag lässt sich die Bewegung der Betätigung unter Berücksichtigung der Führungsreibung der Faust aus einer Verdoppelung der Belagbewegung berechnen.

Zwei wesentliche Bestandteile des Simulationsmodells lassen sich leider nur mit Einschränkungen abbilden: die Steifigkeit des Verbrauchers, insbesondere der Reibbeläge sowie deren Reibverhalten. Zu viele Abhängigkeiten erschweren die Abbildung des Reibprozesses und des dynamischen Verhaltens der Kraft-/Wegkennung [129]. Daher werden im Simulationsmodell der Reibbeiwert als konstant angenommen und mit zwei Verbraucherkennungen die möglichen Extremfälle abgedeckt. Dies sind zum einen ein Fadingfall mit neuem Belagmaterial und der denkbar geringsten Steifigkeit sowie ein kalter Belag an der Verschleißgrenze mit der höchsten Steifigkeit. Das Übergangsverhalten im Betrieb wird somit nicht simuliert.

4.1.2 Regelung

Für das Simulationsmodell wurde ein einfacher Regler entwickelt, der die Spannkraft oder die Umfangskraft als Rückführung benutzt. Stellgröße ist dabei die dem Motor zugeführte elektrische Leistung. Dieser Regler erfüllt die Aufgabe, nach einem Sprung von null auf den Sollwert das Lüftspiel in möglichst kurzer Zeit zu überwinden und anschließend die geforderte Spannkraft schnell und genau einzuregeln. Dabei ist ein einmaliges, leichtes Überschwingen der Spannkraft über den Sollwert und anschließendes aperiodisches Einschwingen auf die geforderte Kraft zulässig. Ein solches Verhalten

wird angestrebt, da dadurch eine maximale Dynamik erreicht wird. Dasselbe gilt analog auch für den Kraftabbau.

Der für das Simulationsmodell entwickelte Regler basiert auf einem PID-Regler und ist für das Zuspinnen auf zwei Phasen ausgelegt. Um das Lüftspiel möglichst schnell zu überwinden, soll während dieser Zeit das maximale Motormoment wirken, d.h. die Massen der Komponenten werden maximal beschleunigt. Da sich in der Phase der Lüftspielüberwindung die Regelabweichung nicht verändert, genügt hier ein einfacher P-Regler, der den Motor mit maximaler Spannung ansteuert. Um dieses Verhalten unabhängig von der geforderten Sollkraft zu erreichen, wird die Regelabweichung auf die Sollkraft normiert. Dies hat zur Folge, dass bei beliebiger Größe der Sollkraft zu Beginn des Bremsvorganges immer die maximale Beschleunigung eingestellt wird, wodurch eine minimale Verzugszeit erreicht wird.

Zur Beseitigung einer bleibenden Regelabweichung ist ein I-Anteil erforderlich. Der Einsatz des I-Anteils ist jedoch erst sinnvoll, wenn das Lüftspiel überwunden ist und die Beläge an der Bremsscheibe anliegen. Würde der Integrator bereits während der Lüftspielüberwindung die Regelabweichung aufintegrieren, stünde der Wert am Ausgang des Integrators in keinem Zusammenhang mit der bleibenden Regelabweichung.

4.1.3 Validierung

Der modulare Aufbau des Simulationsmodells erlaubt über die Untersuchung der einzelnen Blöcke die stückweise Validierung des Gesamtmodells. Beispielsweise lässt sich über die Steuer- und Reglereinheit des Servoverstärkers der verwendete E-Motor im Modus der Drehzahlregelung mit einem Rechtecksignal beaufschlagen. Damit bietet sich zum einen die Möglichkeit, die Abbildungsgenauigkeit des Motors im Modell zu verfeinern. Zum anderen lässt sich dann der abgeglichene Motor mit der Bremse verbinden und im selben Betriebsmodus die Änderung der Drehzahlgradienten auswerten, um Rückschlüsse auf das Gesamtträgheitsmoment zu ziehen.

Für die Validierung des Simulationsmodells standen über die *fzd*-Bremsen hinaus auch für verschiedene Bremsenprototypen des Projektpartners in einer frühen Projektphase Messdaten zur Verfügung. Mit einer Anpassung der entsprechenden Parameter lassen sie sich ebenfalls im Modell abbilden. **Bild 4–3** zeigt den Verlauf der Spannkraft der modellierten Bremse im Vergleich zu beispielhaften Messungen. Die gemessenen Kurven stammen von verschiedenen baugleichen Prototypen, die mehrfach dieselbe Prozedur durchlaufen haben: schnellst möglicher Kraftaufbau und bei Erreichen einer defi-

nierten Kraft zum schnellen Spannkraftabbau den Stromfluss im Motor umkehren. Gemessen wurde die Spannkraft mit einem Sensor, der zwischen den Belägen angeordnet war, also ohne Umfangskraft. Da die Messergebnisse trotz der Baugleichheit der Aktoren bezüglich ihrer Dynamik und der erreichten Maximalkraft stark streuen, wurde der Verlauf der Simulation in die Mitte des Streubands aus allen Versuchen gelegt.

Zugunsten eines weniger komplexen Modells wurde auf die feinere Modellierung des Übergangs von der Lüftspiel- in die Spannphase verzichtet, was sich in der Steigung im Übergang zwischen den beiden Phasen zeigt.

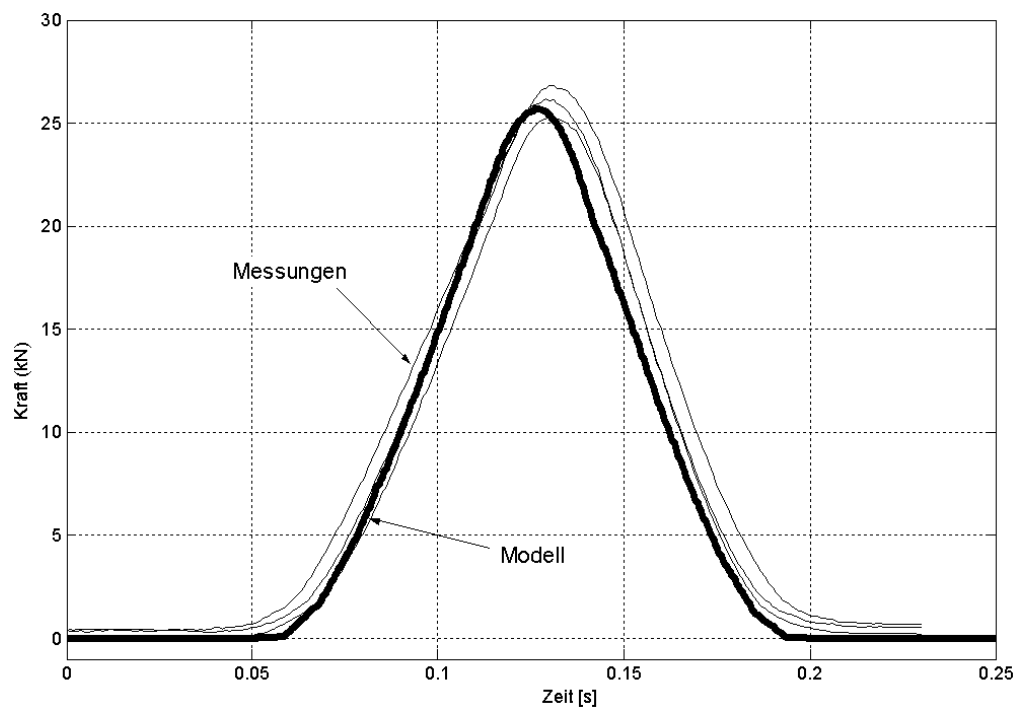


Bild 4–3: Vergleich der Spannkraft Messung vs. Modell

Zu denselben Messungen zeigt **Bild 4–4** den zeitlichen Verlauf des Motorstroms. Auch hier zeigt sich ein Streuband der Ergebnisse, das sich allerdings erst gegen Ende des Spannkraftaufbaus ergibt. In Verbindung mit den schwankenden Verbrauchereigenschaften ergibt sich eine Ungenauigkeit im Zeitpunkt des Umstromens für die gezeigten Varianten von rund 10ms.

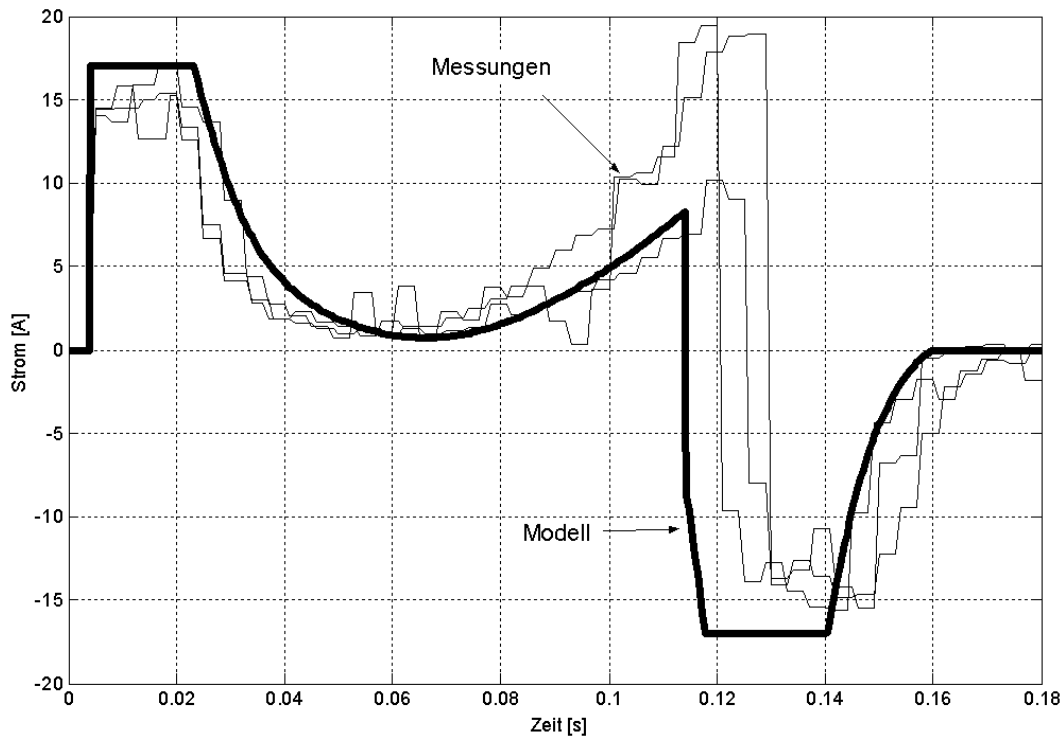


Bild 4–4: Vergleich des Motorstroms (Messung vs. Modell)

Im Gegensatz dazu steht für die Validierung des Reibteils mit Selbstverstärkung nur ein System zur Verfügung. Wie bereits beschrieben, ist die Simulation der Reibung zu komplex, als dass sie in dem Programm, das in erster Linie die Konstruktion begleiten soll, genügend genau abgebildet werden kann. Darüber hinaus wird bei dem Prototyp nicht die Umfangskraft gemessen, sondern das Bremsmoment, in dem die Umfangskraft nur einen von mehreren unbekannten (r_w , μ) Multiplikatoren darstellt.

4.1.4 Bewertung des Modells

Mit dem Simulationsmodell steht ein geeignetes Werkzeug zur Verfügung, mit dem die Dynamik der Bremse hinreichend genau abgebildet ist, um auch über die Konstruktionsphase hinaus Getriebevarianten miteinander vergleichen zu können. Dabei liegen die Grenzen des Modells bei der hinreichend genauen Abbildung von konstruktiven Störgrößen, wie Erhöhung der Führungsreibung durch Querkräfte und der Änderung von Betriebsbedingungen, wie das Auftreffen der Beläge an die Scheibe beim Übergang vom Lüft- zum Spannweg oder dem Temperaturverhalten. Da letzteres auch Einfluss auf die Systemsteifigkeit hat, können Änderungen der Kraft-/Wegkennlinie und deren Bedeutung bei einer nichtlinearen Getriebekennlinie mit begrenztem Ausgangsweg nicht simuliert werden. Abhilfe in der Auslegung schafft die Reduktion der Variation auf zwei Extrem-Zustände, die den denkbar härtesten und weichsten Fall beschreiben.

Die genauere Ausgangsgröße der Simulation stellt die Spannkraft dar, da die komplexe Reibbedingung, die zur Umfangskraft und Selbstverstärkung führt, nur unzureichend abgebildet ist. Dies zeigt sich vor allem bei Simulationen im Übergang zum überkritischen Bereich der Selbstverstärkung.

4.2 *fzd*-Rollenprüfstand

Die experimentellen Untersuchungen fanden am *fzd*-Rollenprüfstand statt, der als ursprünglich eingesetzter Abgasprüfstand für ein Komplettfahrzeug der Fa. Carl Schenck im Rahmen eines Sonderforschungsprojekts von der DFG [157] für die Bremsenerprobung umgebaut wurde [158]. Für die Aufnahme der Bremse und die Übertragung der Bremsleistung wurde der Prüfstand zur stationären Erprobung um ein Viertelfahrzeuggestell erweitert. Darüber hinaus hat [158] eine Prüfumgebung errichtet, die aus umfangreicher Mess- und Regelungstechnik besteht. Diese Infrastruktur wurde für die experimentellen Untersuchungen genutzt und geringfügig einigen erweiterten Anforderungen angepasst. Daher wird zum Verständnis im Rahmen der vorliegenden Arbeit nur grob auf die Funktion der Systeme eingegangen, die ausführlich in [158] beschrieben sind. **Bild 4–5** zeigt den *fzd*-Rollenprüfstand im messfertigen Zustand.



Bild 4–5: *fzd*-Rollenprüfstand mit Viertelfahrzeuggestell

Der Prüfstand besitzt die folgenden Kennwerte:

- max. statische Radlast: 13,6 kN
- max. übertragbares Bremsmoment: 4.280 Nm
- simulierbare Fahrzeugmasse
(bezogen auf die Radbremse): 680...2.400 kg
- max. Zugkraft: 1.700 N
- max. Geschwindigkeit: 200 km/h
- Felgengröße: 17"
- Ø Bremsscheibe: 300 mm

4.2.1 Messtechnik

Die Bremse wird prüfstandseitig über eine Drehmomentmesswelle am Fahrwerk befestigt. Diese Messwelle ist ebenfalls eine Eigenkonstruktion (ausführliche Beschreibung in [158]), die aus einem prüfstands- und einem bremsenfesten Teil besteht. Verbunden sind die Teile über einen Drehfreiheitsgrad, der allerdings durch einen vorgespannten piezoelektrischen Kraftsensor [118] blockiert ist. Durch die Vorspannung auf die Hälfte des Messbereichs ist das Bremsmoment sowohl bei Vorwärts- als auch bei Rückwärtsbremsung in gleicher Höhe messbar.

Die statische Radlast wird über einen Pneumatikzylinder erzeugt, dessen Druck gemessen wird. Da die dem Druck proportionale Kolbenstangenkraft über das Fahrwerk bis zum Radaufstandspunkt übersetzt ist, unterscheidet sie sich von der Radlast. Daher wurde das Drucksignal direkt auf die Radlast kalibriert, obwohl Letztere selbst keinen Einfluss auf die Messergebnisse der Bremse hat, sondern lediglich zu Beginn der Versuchsreihe genügend hoch gewählt werden sollte, um das Bremsmoment übertragen zu können.

Weitere Messgrößen sind die Bremsscheibentemperatur, die über ein NiCr-Ni Thermoelement, das federbelastet an der Scheibe schleift, erfasst wird und die Raddrehzahl, die der ABS-Sensor des verbauten Serienachsschenkels liefert. In Verbindung mit dem Drehzahlsignal der Rolle lässt sich auch der Bremsschlupf errechnen. Alle weiteren bremsenspezifischen Sensoren und Messgrößen werden in den Abschnitten zur Beschreibung der Bremsen dargestellt.

Sämtliche Messsignale werden über Verstärker vorkonditioniert und auf einen Spannungsbereich von $\pm 10\text{V}$ normiert. Aufgenommen werden die Messsignale von einem Mess-PC, der mit einer DAP-Messkarte ausgestattet ist [94], die über 16 digitale und

analoge Eingänge verfügt. Die erfassten Spannungssignale werden mittels eines Multiplexers nacheinander mit dem A/D-Wandler verbunden. Da die Abfragerate von 769.000 Wandlungen pro Sekunde nicht kanalselektiv, sondern nur global, d.h. für alle angeschlossenen Kanäle gleich eingestellt werden kann, wäre z.B. im Falle der Verwendung aller 16 Kanäle maximal eine Abfragerate von ca. 48kHz möglich. Die Auflösung der Wandlung beträgt 12 Bit. Insgesamt reicht die Verarbeitungsgeschwindigkeit des Mess-PC's aus, die 16 Kanäle mit je 1kHz abzutasten und die anfallenden Daten während der Messung auf die Festplatte zu schreiben. Für die Messdatenerfassung wird die Software DasyLAB[®] verwendet [96], die auch eine einfache graphische Programmierung der DAP-Karte erlaubt. Neben der Möglichkeit der Einstellung der Parameter wie beispielsweise Abtastrate, abzutastende Kanalanzahl, Blockgröße, etc. ist die Messkarte in der Lage ihrerseits Berechnungen durchzuführen, ohne die PC-Rechenleistung zu beeinflussen. Über die genutzte Möglichkeit hinaus, Messaufgaben durchzuführen, ist die Software ferner in der Lage, Prozesse zu steuern und zu regeln. Innerhalb eines Schaltbildes können Signale aufbereitet (Filterung), bearbeitet (z.B. Mittelung, Separieren, etc.), berechnet (Formelle Verknüpfungen, Ableitungen, Integrale etc.) usw. werden. Zusätzlich zu dieser Bearbeitung der Signale, können mittels der Visualisierungskomponente die erzielten Ergebnisse online angezeigt werden.

4.2.2 Bremsenregler

Entworfen wurde der Regler von [158] für die elektromechanische Bremse mit Selbstverstärkung auf der Basis eines Microcontrollers mit implementiertem PD-Algorithmus. Dabei standen folgende Anforderungen im Vordergrund:

- Flexible Einstellung des Reglers über Parameter,
- Schutz von Bauteilen (geometrische Anschläge, Reifenschlupf) durch Überwachung mehrerer Messgrößen (Schlupf-, Normalkraft- und Positionsüberwachung),
- Regelung auf verschiedene Messgrößen möglich (Normalkraft, Spindelkraft, Bremsmoment und Positionsregelung).

Im Rahmen der vorliegenden Arbeit sollte der Regler für beide Prototypen verwendet werden, die gegenüber der Zielbremse für die Auslegung eine andere Regelstrecke aufweisen. Für die Bremse mit Selbstverstärkung wird ein kleiner Keilwinkel verwendet, der einen Betrieb im überkritischen Bereich ermöglicht. Um grundsätzlich auch den zweiten Bremsenprototyp (vgl. Kap. 4.3) regeln zu können, wurde bereits bei der Konstruktion darauf geachtet, dass nicht nur derselbe Elektromotor verwendet werden kann-

te, sondern ebenso die gleichen Sensoren. Aus einer Analyse des Reglers (vgl. Abschnitt 5.2.4) konnte jedoch ausgeschlossen werden, dass die geplanten Versuche nicht mit dem Regler durchführbar waren. Lediglich eine Anpassung der Parameter an die Bremse mit nichtlinearem Getriebe, die mit fertiger Bremsenhardware am Prüfstand durchgeführt wurde, war nötig. Da spezielle Dynamikuntersuchungen durchgeführt werden sollten, wurde der Regler auch um diese zusätzliche Funktion erweitert.

Die Regelstrecke weist einen nichtlinearen, in etwa exponentiellen Kennlinienverlauf zwischen Spannweg und Normalkraft auf. Die Kennlinie beginnt zwar im Nullpunkt, verläuft aber so lange parallel zur Abszisse, bis das vorhandene Lüftspiel überwunden ist. In diesem Bereich treten keine oder nur sehr kleine Verschiebe- und Reibungskräfte auf. Erst beim Anlegen der Beläge an die Bremsscheibe steigt die Kraft. Für die Regelung der nichtlinearen Kennlinie der Regelstrecke kommt ein konventioneller digitaler PD-Regler zum Einsatz, dessen Parameter mittels Fuzzy-Logik berechnet werden. **Bild 4–6** zeigt den Schematischen Aufbau der Reglerstruktur.

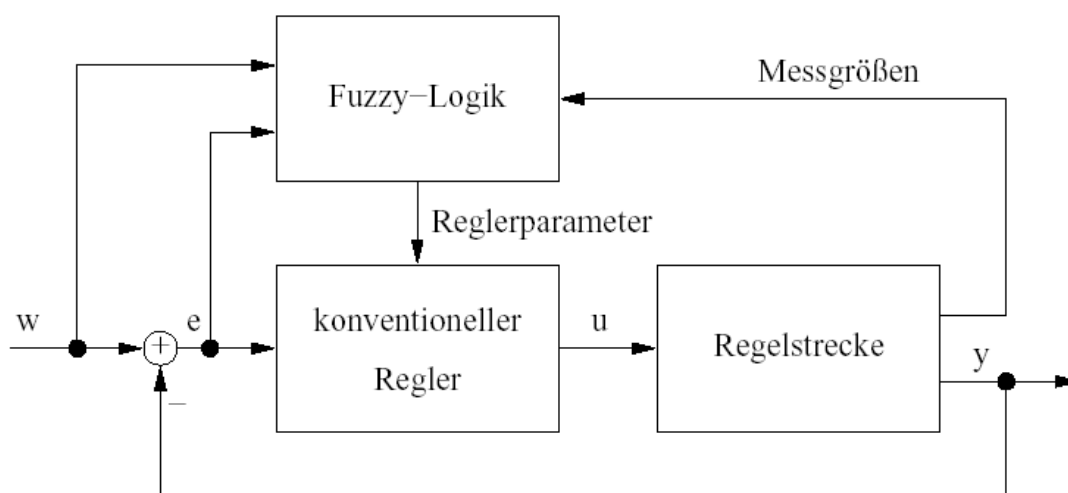


Bild 4–6: Konventioneller Regler mit Fuzzy-Logik [176]

Mit der Fuzzy-Logik lassen sich Regelungsabläufe algorithmisieren, indem gewisse logische Schlüsse aus unscharfen Informationen gezogen werden. Diese unscharfen Informationen entstehen aus der Überführung von quantitativen (Mess-) Größen in unscharfe Ausdrucksformen z.B. „groß“, „mittel“, „klein“. Übertragen auf die Bremse bedeutet dies, dass die Regeldifferenz zwischen Soll- und Istwert der Normalkraft oder des Bremsmoments den linguistischen Variablen „klein“ und „groß“ über deren Zugehörigkeitsfunktionen zugeordnet wird, **Bild 4–7**.

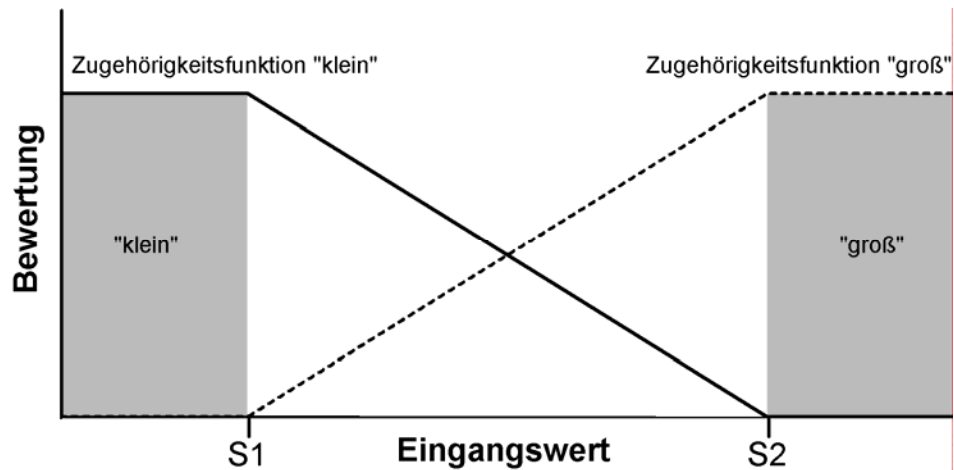


Bild 4–7: Fuzzifizierung [176]

Die Lage der Stützstellen S1 und S2 bestimmen den Verlauf der Zugehörigkeitsfunktionen. Sie sind je nach Regelmodus unterschiedlich, können einzeln angepasst werden und haben einen erheblichen Einfluss auf das Reglerverhalten.

Als zweite wichtige Größe wird die Position x des Bremsbelages durch eine einfache Sprungfunktion auf die Variablen „im Lüftspiel“ und „nicht im Lüftspiel“ abgebildet. Die so entstandenen Fuzzy-Mengen werden miteinander verknüpft, um daraus die Parameter P und D für den Regler zu berechnen.

Neben den unterschiedlichen Parametern musste für die neue Bremse wegen der nicht-linearen Getriebekennung die Lüftspieleinstellung geändert werden, die bei der Bremse mit Selbstverstärkung wie folgt funktioniert: Bei jedem Einschalten des Reglers und der Initialisierung wird ein Schwellwert der Normalkraft angefahren, der einstellbar ist und üblicherweise im Bereich zwischen 1.000N und 1.500N liegt. Dieser Schwellwert charakterisiert den Beginn des Anstiegs der Kraft-/Weg-Kennlinie und damit das Ende der Lüftspielphase. Der Regler setzt an dieser Stelle den Nullpunkt des Motordrehwinkels und fährt den Motor anschließend zurück in eine vorzugebende Position, die über die Gesamtübersetzung mit der Lüftspielposition korreliert.

Das lineare Verhältnis zwischen Motordrehwinkel und Spannweg besteht bei dem Kniehebelgetriebe nicht und einen Zusammenhang zu ermitteln ist wegen des veränderlichen Arbeitsbereichs des Kniehebelgetriebes (vgl. Kap. 4.3) mit einem erheblichen Aufwand verbunden. Daher wurde das Lüftspiel direkt mit Hilfe des vorhandenen Weggebers eingestellt, dessen Signal dem Regler zugeführt wurde, der um den entsprechenden Quellcode erweitert wurde.

Die bereits für die Bremse mit Selbstverstärkung eingerichteten softwareseitigen Sicherheitsmaßnahmen erwiesen sich auch für den zweiten Anwendungsfall als sehr sinnvoll. Sie begrenzen sowohl für die Normalkraft als auch für das Bremsmoment die Sollvorgaben auf die mechanischen Auslegungswerte der Bremse. Ein „Zahlendreher“ oder sonstige Fehler bei der Eingabe der Sollwerte führen so zu keiner Beschädigung der Bauteile. Ergänzend wurde eine untere Begrenzung für die Position des Kniehebels bzw. des Nockens eingeführt. Sie warnt vor dem Zurückziehen des Kniehebels in den Bereich, der die Verschleißnachstellung betätigt, und verhindert weiteres Verfahren über die Betätigung der Verschleißnachstellung hinaus, um einer Zerstörung der Verschleißnachstellung vorzubeugen. Auch der maximale Weg in Zuspannrichtung wird über den Regler limitiert, ohne auf ausreichende Spannkraftreserven verzichten zu müssen.

Die Durchführung der Reversierversuche stellt besondere Anforderungen an den Regler, die in dieser Weise in seiner Grundkonzeption nicht vorgesehen waren. Zur Umsetzung muss der Regler nach Erreichen eines (einzugebenden) Schwellwertes, unabhängig von der Sollwertvorgabe, die Bremse lösen, d.h. die Drehrichtung des Motors umkehren. Um diese Prozedur wurde der Quellcode des Reglers ebenfalls erweitert.

Programmiert wurde der Regler für einen Siemens C167 Microcontroller [107], der über einen CAN-Bus mit dem Servoverstärker der Bremse kommuniziert. Sowohl der Microcontroller als auch der CAN Transceiver sind zusammen auf einem kitCON-167 Microcontroller-Entwicklungsboard [100] untergebracht. Angesteuert und bedient wird der Regler über einen PC, über den auch die Einstellungen und Konfigurationen für die Regelung vollzogen werden. Die Schnittstelle des PC zum CAN-Bus ist über einen Parallelport-CAN Controller realisiert [176].

4.3 Radbremse mit nichtlinearer Getriebekennung

In Kapitel 3 wird das Potenzial eines Getriebes mit nichtlinearer Übersetzungskennung hinsichtlich der dynamischen Auslegung des Aktors gezeigt. Die Konstruktion der Radbremse erfolgte nach der Methodik der Produktentwicklung [18], [131], deren wichtigsten Ergebnisse im Folgenden beschrieben sind.

4.3.1 Anforderungen

Konstruiert werden soll ein Aktor für die Vorderachse eines Mittelklassefahrzeugs, das für eine Vollverzögerung (1,2g) eine Umfangskraft von rund 16kN ($m_{Fzg} = 2.000\text{kg}$, $r_{dyn}/r_W = 2$, $\Psi = 1/3$) benötigt. Daraus resultiert für den Nennreibwert der zu verwenden-

den Beläge ($\mu = 0,4$) ein Spannkraftbedarf von 20kN, für den im Fadingfall eine 100%ige Reserve vorgehalten werden muss. Damit kann der Reibwert auf die Hälfte abfallen, ohne die Verzögerungsleistung des Fahrzeugs zu mindern. Während die Angabe der erreichbaren Kraft bei einem konstant übersetzten Getriebe genügt, ist bei einer nichtlinearen Getriebeübersetzung auch die Angabe des korrelierenden Wegs erforderlich. Sowohl für den Normalbrems- als auch den Fadingfall. Aus verschiedenen Quellen wurden zwei Kennlinien abgeleitet, die den Arbeitsbereich des Getriebes eingrenzen, **Bild 4–8**. Darüber hinaus ist ein Verschleißweg von 30mm vorzuhalten.

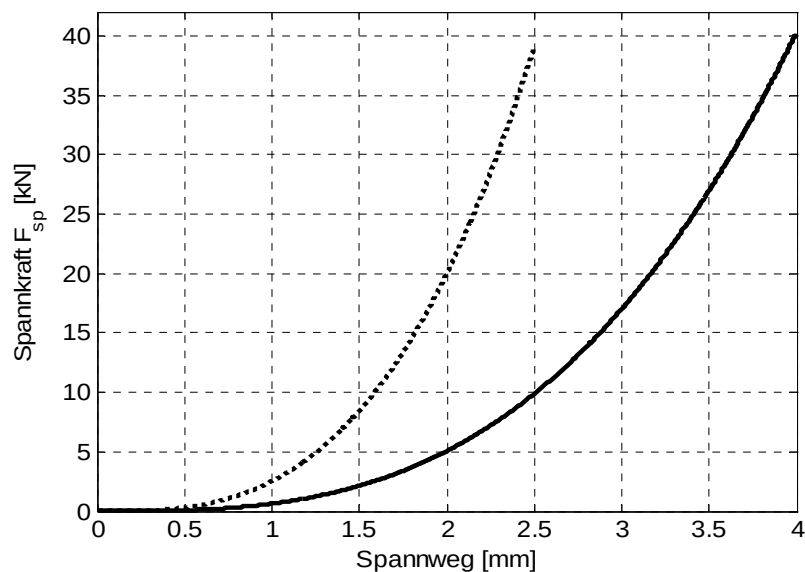


Bild 4–8: Abgeleitete Verbraucher kennlinien

Als Eingangsgröße in das Getriebe steht das maximale Motormoment des verwendeten Motors von 2Nm zur Verfügung. Die Maximalleistung beträgt nach Herstellerangaben 268W, die Leerlaufdrehzahl 3.200 U/min [101]. Für die Dynamik wird eine Aufbauzeit der benötigten Spannkraft für eine Vollverzögerung von $< 100\text{ms}$ verlangt, was insbesondere vor dem Hintergrund der Realisierung eines Prototyps und Verwendung eines kommerziell erhältlichen Motors, der nicht optimiert ist bezüglich seiner Massenträgheit, ein anspruchsvolles Ziel darstellt. Um die geforderte Dynamik auch in Löserichtung der Bremse zu erreichen, muss das Motormoment in beide Richtungen übertragbar sein. Damit einher geht die Funktion des aktiven Lüftens. Das Nachstellen des Verschleißes darf nicht länger als 300ms dauern, gemessen aus der Anfangsposition im Lüftspiel, das $150\mu\text{m}$ pro Seite betragen soll. Darüber hinaus wird verlangt, dass die Bremse ohne Energiezufuhr passiv sein soll, so dass im Fall des Zusammenbrechens der Energieversorgung die Bremse selbsttätig lüftet.

4.3.2 Konzept

Die Vielzahl denkbarer Getriebeprinzipien lässt sich in ihrer mathematischen Beschreibung auf Keil- bzw. Hebelprinzipien zurückführen. Für das beschriebene Problem entsteht ein Lösungsraum von Prinzipien mit veränderlichen Hebelverhältnissen (z.B. Nocken, Kurvenscheibe [145]) oder Kombinationen aus mehreren Hebeln. Für eine Beurteilung der gefundenen Prinzipien wurden unter anderem Kriterien wie Bauraumbedarf, bauraumbezogene Übersetzung und Freiheitsgrade bei der Gestaltung der Kennlinie herangezogen. Ausgewählt wurde der Kniehebel, dessen Freikörperbild und Übersetzungskennung über dem Spannweg in **Bild 4–9** dargestellt sind. Der Kniehebel bietet eine über dem Ausgangsweg steigende Übersetzung und den Freiheitsgrad, die Kennung über die Kniehebellänge l zu variieren. Im gestreckten Zustand geht die Übersetzung gegen unendlich. Folglich ist Ziel der Auslegung, dass bei Erreichen des maximalen Spannwegs von 4mm dieser Zustand erreicht wird. Mit zunehmender Kniehebellänge l kann für einen geforderten, konstanten Ausgangsweg s_A der Kniehebelstartwinkel β_0 vergrößert werden. Damit ändern sich die Anfangsübersetzung und der Übersetzungsverlauf.

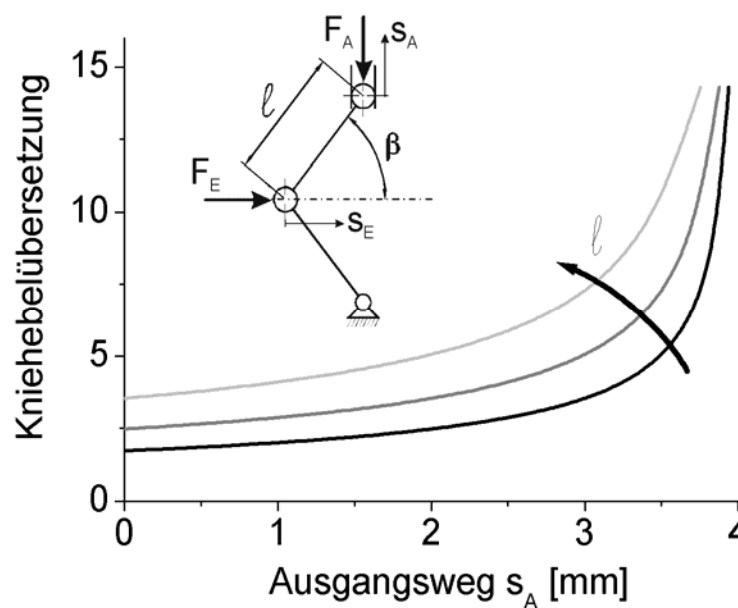


Bild 4–9: Freikörperbild und Kennlinien des Kniehebels

Für die Umformung der rotatorischen Bewegung des Motors in eine translatorische Eingangsbewegung für den Kniehebel kommen prinzipiell Keilgetriebe in Frage, die um zwei unterschiedliche Achsen aufgewickelt werden können, so dass entweder eine Schraube oder ein Nocken entsteht. Letzterer bietet den Vorteil, über einer Umdrehung

die Übersetzungskennung variieren zu können und wurde deshalb weiterverfolgt, **Bild 4–10**.

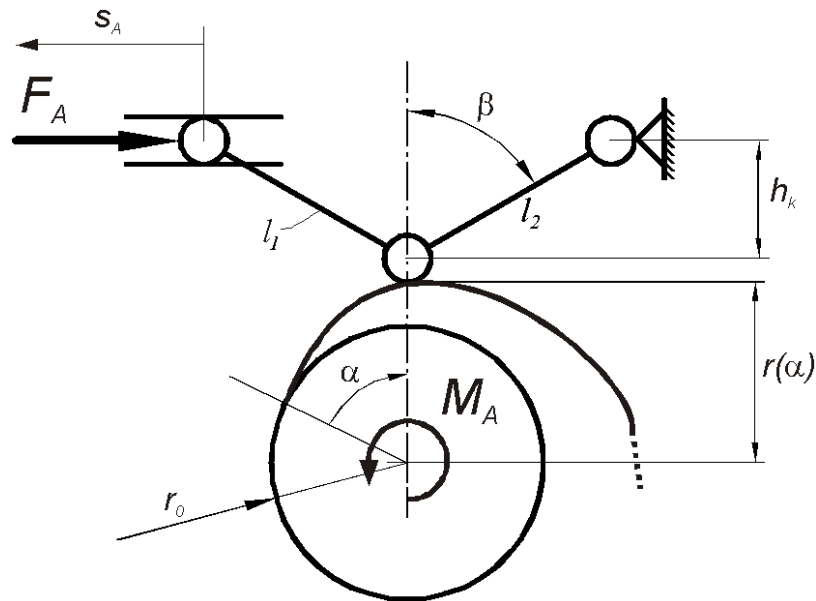


Bild 4–10: Prinzipskizze des Nocken-Kniehebel-Getriebes

Kniehebel und antreibendem Nocken liefern zusammen die folgenden Freiheitsgrade, mit der die Getriebekennung gezielt beeinflusst werden kann:

- Kniehebellängen l_1, l_2 ,
- Winkelbereich des Kniehebels $\Delta\beta$,
- Startwinkel des Kniehebels β ,
- Nockenhub h_k .
- Grundkreisradius r_0 ,
- Drehwinkel α des Nockens,
- Nockenkontur $r(\alpha)$,
- Keilwinkel $\varepsilon(\alpha) = \frac{\partial r(\alpha)}{\partial \alpha}$

Die aufgeführten geometrischen Größen sind teilweise voneinander abhängig, so dass die Änderung einer einzigen Größe die zwangsweise Änderung einer weiteren nach sich zieht.

Ein kritischer Punkt bei dieser Art Getriebe ist dessen Erschöpfbarkeit. Daher steht zu Beginn die Forderung nach einem Ausgangsweg s_A von 4 mm, der bei dem Kniehebelwinkel $\beta = 90^\circ$ erreicht wird. Da mit zunehmendem Hebelwinkel die Übersetzung zu-

nimmt, liegt der Wunsch nahe, den Kniehebel in einem hohen Winkelbereich einzusetzen. Allerdings resultiert daraus in Verbindung mit dem geforderten Ausgangsweg eine große Baulänge der Hebel. Darüber hinaus wird ein großer Eingangsweg benötigt, der durch den Nocken aufgebracht werden muss. Letzteres kann durch den Nocken auf verschiedenen Wegen erreicht werden: Der Hub des Nockens ist abhängig von seiner Kontur $r(\alpha)$ und damit auch vom Drehwinkel α . Gleichzeitig bestimmen diese Größen in Verbindung mit dem Grundradius r_0 auch den Keilwinkel ε und damit die Übersetzung und den Wirkungsgrad. Folgendes sollte bei der Auslegung der Kombination mit dem Kniehebel beachtet werden:

- Keilwinkel ε groß genug, so dass keine Selbsthemmung $\mu_{Nocken} < \tan(\varepsilon)$ auftritt (mit Sicherheitsfaktor: $2 \cdot \mu_{Nocken} < \tan(\varepsilon)$),
- max. Nockendrehwinkel α_{max} vergrößern für höhere Gesamtübersetzung, weil der Keilwinkel ε bei gleichem max. Nockenhub h_k kleiner wird; technisch sinnvolle Grenze liegt bei $\alpha_{max} = 360^\circ$,
- Nockengrundradius r_0 nur so weit vergrößern wie für die Beanspruchung notwendig, da mit zunehmendem r_0 das Antriebsmoment (bei gleicher Nockenumfangskraft) zunimmt.

Durch die aufgeführten Parameter lassen sich verschiedene Übersetzungskennungen darstellen. Zum Vergleich ist bei einem Getriebe mit konstanter Übersetzung $i_{konst.}$ der Zusammenhang zwischen Spannkraft und Motorlast linear (vgl. Kap. 3.3). Das bedeutet, dass für eine 1g Verzögerung nur das halbe Motormaximalmoment benötigt wird und eine hohe Momentreserve für den Fadingfall vorgehalten wird. Die nichtlineare Übersetzungskennung kann hingegen in zwei Richtungen verschoben werden:

1. Der Motor gibt sein maximales Moment bei einer Verzögerung von 1g ab. Dabei kann die Kraftreserve für den Fadingfall in einer „Übersetzungsreserve“ im Kniehebel vorgehalten werden.
2. Der Kniehebel ist bei einer Verzögerung von 1g in seinem Weg erschöpft.

Letztere Auslegung hat zur Folge, dass der Kniehebel in einem sehr hohen Übersetzungsbereich betrieben wird, wodurch sich gegenüber der konstanten Übersetzung ein geringes Haltemoment und damit eine geringe stationäre Energieaufnahme ergeben. Gleichzeitig verschlechtert sich die Dynamik, da der Motor für denselben Ausgangsweg mehr Umdrehungen benötigt.

Bei der ersten Auslegungsvariante liegt das Haltemoment über dem des Vergleichsgetriebes. Durch die kleinere Übersetzung reduzieren sich die erforderlichen Motorumdrehungen und die Bremse erreicht schneller die Spannkraft. Dabei muss die schlechtere „Statik“ durch die höhere Energieaufnahme beim Halten einer Spannkraft in Kauf genommen werden. **Bild 4–11** zeigt das Simulationsergebnis eines dynamischen Spannkraftaufbaus für das Kniehebelgetriebe im Vergleich zu einer Bremse mit konstanter Übersetzung. Das Lüftspiel (0,3mm) wird schneller durchfahren, und der Kraftaufbaugradient ist beim Kniehebel größer. Beide Bremsen unterscheiden sich lediglich in ihren Übersetzungskennungen, wobei in beiden Fällen eine Maximalkraft von 40kN erreicht wird und der Kniehebel eine Wegreserve von 2mm vorhält.

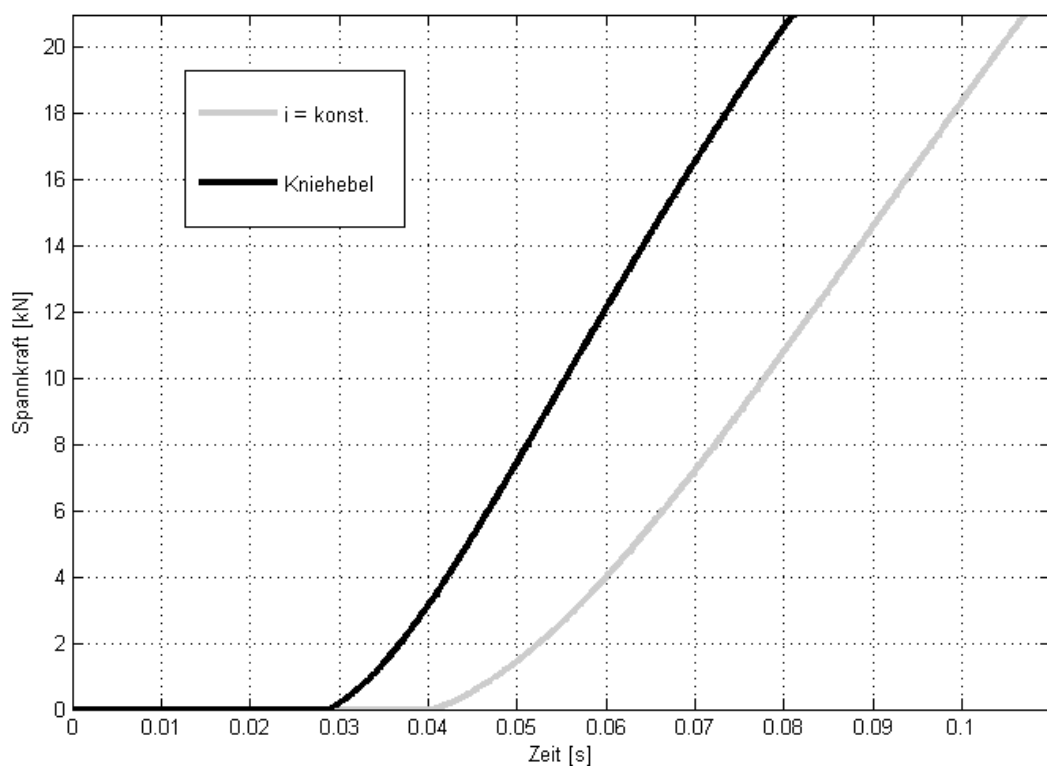


Bild 4–11: Simulation des Spannkraftaufbaus

4.3.3 Nachstellvorrichtung

Da der Kniehebel so ausgelegt ist, dass nach 4mm der maximale Ausgangsweg erreicht und damit sein Arbeitsvermögen erschöpft ist, wird die Notwendigkeit einer Nachstellvorrichtung offensichtlich. Darüber hinaus ist zu beachten, dass sich ein wegabhängiges Getriebe auf nur eine Verbraucherkenlinie optimal auslegen lässt. Zwei wesentliche Faktoren beeinflussen die Kennlinie einer Reibungsbremse im realen Betrieb: die aktuelle Temperatur (-40...700°C, [135]) und der Verschleißzustand der Bremsbeläge (Belagstärke und Schrägverschleiß). Da die Kennlinie mit abnehmender Belagstärke härter

wird [154], führt eine Anpassung auf eine harte Kennlinie zu fehlender Wegreserve und eine Anpassung auf eine weiche Kennlinie zu fehlender Kraftreserve, **Bild 4–12**.

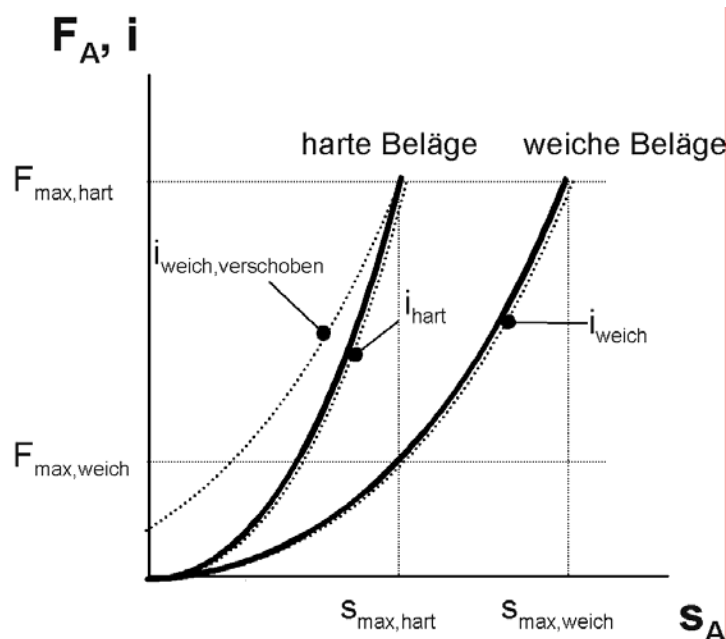


Bild 4–12: Kniehebelkennlinien bei unterschiedlichen Belagsteifigkeiten

Der fehlenden Kraftreserve könnte durch eine genügend hohe Übersetzung beispielsweise im Stirnradgetriebe Rechnung getragen werden. Allerdings wäre dadurch die Gesamtübersetzung für weiche Beläge zu hoch. Dieser Ansatz scheidet deshalb aus.

Die Lösung liegt vielmehr in der Verschiebung der Übersetzungskennung über dem Spannweg. Erreicht wird die Verschiebung über die Strategie der Verschleißnachstellung, deren Funktion nicht nur in dem späteren Bauteil der Verschleißnachstellung realisiert ist, sondern zusätzlich auch im Nocken, der mit zunehmendem Verschleiß seine Ausgangsposition in Richtung Zuspinnen ändert. Dadurch erhöht sich der Startwinkel des Kniehebels und damit die benötigte Anfangsübersetzung des Getriebes für den steifer werdenden Verbraucher.

4.3.4 Konstruktion

Mit Hilfe der Simulation wurden unter Berücksichtigung der statischen Kriterien

- benötigte rotatorische Übersetzung zwischen Motor und Nocken,
- Querkraft auf den Nocken,
- Verlauf des stationären Motormoments

die geometrischen Parameter des Getriebes bestimmt. Dabei wurde für die Grundausslegung dem Zielkonflikt zwischen guter Statik und guter Dynamik derart Rechnung getragen, dass im Normalbremsbereich bis etwa $z = 1g$ die Dynamik stärker bewertet wurde und das Getriebe mit einer niedrigen Übersetzung arbeitet. Mit zunehmender Spannkraft wächst die Übersetzung an und die Bremse verliert an Dynamik. Der Verlauf des Lastmoments des Motors über der Spannkraft ist in **Bild 4–13** dargestellt. Das maximale Moment wird bei etwa 25kN erreicht und fällt im Fadingfall bei gestrecktem Kniehebel gegen null. Darüber hinaus lässt sich mit der Nachstellvorrichtung die Kennlinie in der oben beschriebenen Weise verändern.

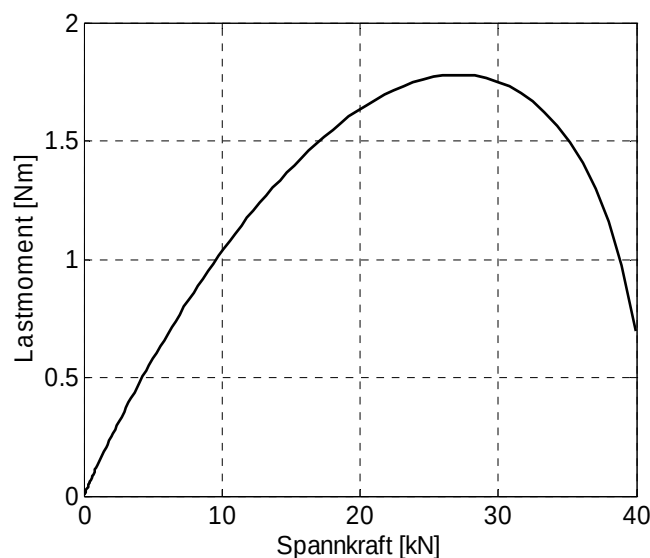


Bild 4–13: Übersetzungskennung der Getriebekombination Nocken-Kniehebel

Das Antriebsmoment wird über ein zweistufiges Stirnradgetriebe übersetzt. Auf der Ausgangswelle des Getriebes sitzt der Nocken mit einer linearen Kennung, damit durch die Verstellung der Startposition in Verbindung mit der Nachstellvorrichtung keine zusätzlichen Nichtlinearitäten in das System gelangen. Dieser wandelt das Antriebsmoment in eine radiale Kraft um, die auf die mittlere bewegliche Achse des Kniehebels wirkt. Dieser besteht aus zwei Schenkeln, von denen der eine mit dem Bremsengehäuse und der andere über die Nachstellvorrichtung mit dem Belag verbunden ist. Beide Schenkelenden können sich nur auf einer Achse relativ zueinander verschieben. Der belagseitige Schenkel übt eine Kraft auf die Nachstellvorrichtung und damit über den Belag auf die Bremsscheibe aus, **Bild 4–14**.

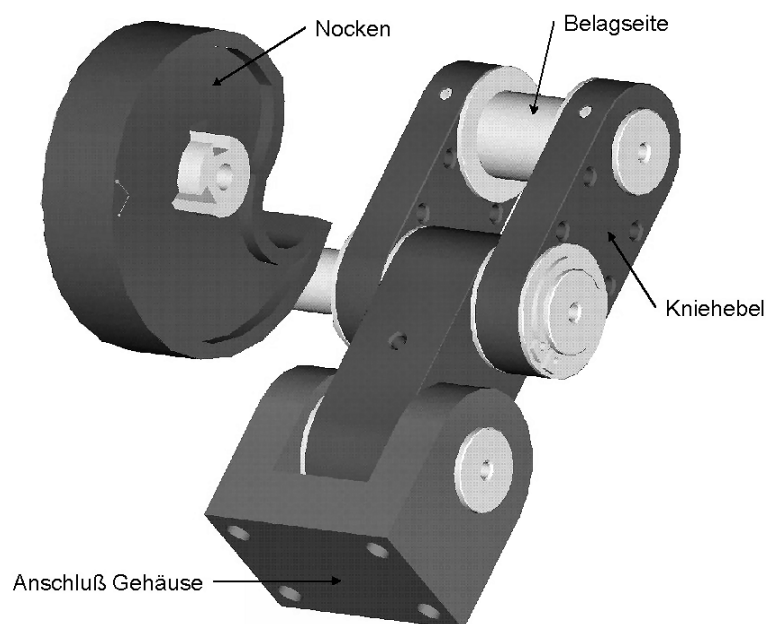


Bild 4–14: Nocken und Kniehebel in der Endposition

Das Motormoment muss in beide Drehrichtungen bis zum Belag übertragen werden können, um die Bremse aktiv lüften zu können, die Dynamik in Löserichtung zu erhöhen und den Kniehebel über die Lüftspielposition hinaus bewegen zu können, um die Verschleißnachstellung betätigen zu können. Daher sind Nocken und Kniehebel gefesselt. Über eine parallel zur Außenkontur laufende Nut an der Innenseite des Nockens wird ein Stift geführt, der mit einem Drehfreiheitsgrad auf der Kniehebelwelle befestigt ist und in radiale Richtung leichtes Spiel besitzt, um eine Verklemmung zu vermeiden.

Die Bremse selbst ist ein Serien-Faustsattel eines Mittelklasse Pkw (Ate FN54, [91]), dessen Hydraulikteil nach hinten aufgebohrt ist, um das Kniehebelgetriebe mit der Verschleißnachstellung zu verbinden, die den Platz des Kolben einnimmt und dessen Funktion übernimmt. Da die Faust mit dem angebundenen Gehäuse schwimmend gelagert ist, übt der passive Belag eine annähernd gleich große, entgegengesetzte Kraft auf die Bremsscheibe aus. Dabei geht der Kraftfluss von der Rückseite des Gehäuses über die Stege auf die serienmäßige Faust und damit auf die passive Belagseite.

Die Nachstellvorrichtung ist so konzipiert, dass sie während der Bremsphase nur die Betätigungskraft des Kniehebelausgangs zum Belag weiterleitet. Dazu ist die Nachstellschraube (**Bild 4–15**), die den Verschleißweg vorhält, selbsthemmend ausgeführt. Nachgestellt wird der Verschleiß nur bei einer Betätigung, die aus dem Rückziehen über die Lüftspielposition hinaus besteht. Bei dieser Rückbewegung wird die Betätigungshülse und über den Freilauf, der in diese Richtung sperrt, die Nachstellmutter verdreht.

Dadurch führt die verdrehfest gelagerte Nachstellschraube eine translatorische Bewegung in Richtung Belag aus und stellt so den Verschleiß nach. Beim Wiedervorfahren in die Lüftspielposition dreht die Betätigungshülse wieder zurück, ohne die Mutter zu verdrehen, da der Freilauf diese Richtung freigibt. Insgesamt wird ein Verschleißweg von 33mm vorgehalten. Pro Betätigung, die in der Simulation einschließlich Lüftspieleinstellung rund 300ms dauert, beträgt der maximale Verstellweg 0,275mm.

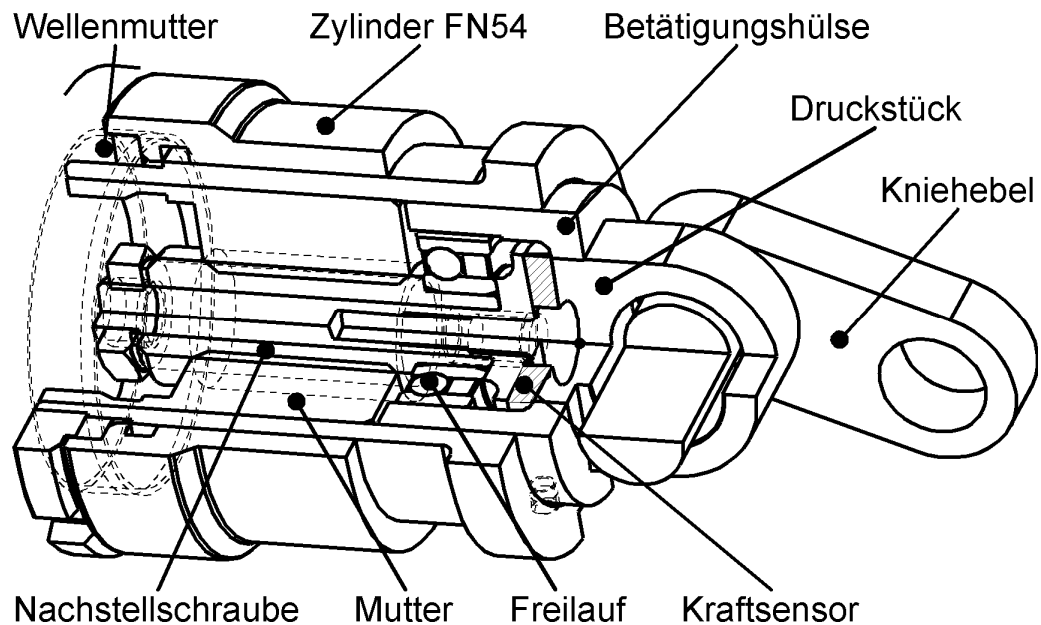


Bild 4–15: Schnitt durch die Verschleißnachstellung

Gelagert wird das Getriebe über eine Linearführung auf der Momentenmesswelle, um die zusätzliche Masse des Getriebes und des Motors abzustützen und die Führungsbushings des Seriensattels zu entlasten. **Bild 4–16** zeigt die realisierte Radbremse, bestehend aus Motor, Getriebegehäuse und Reibbremse, messfertig montiert auf dem *fzd*-Rollenprüfstand.

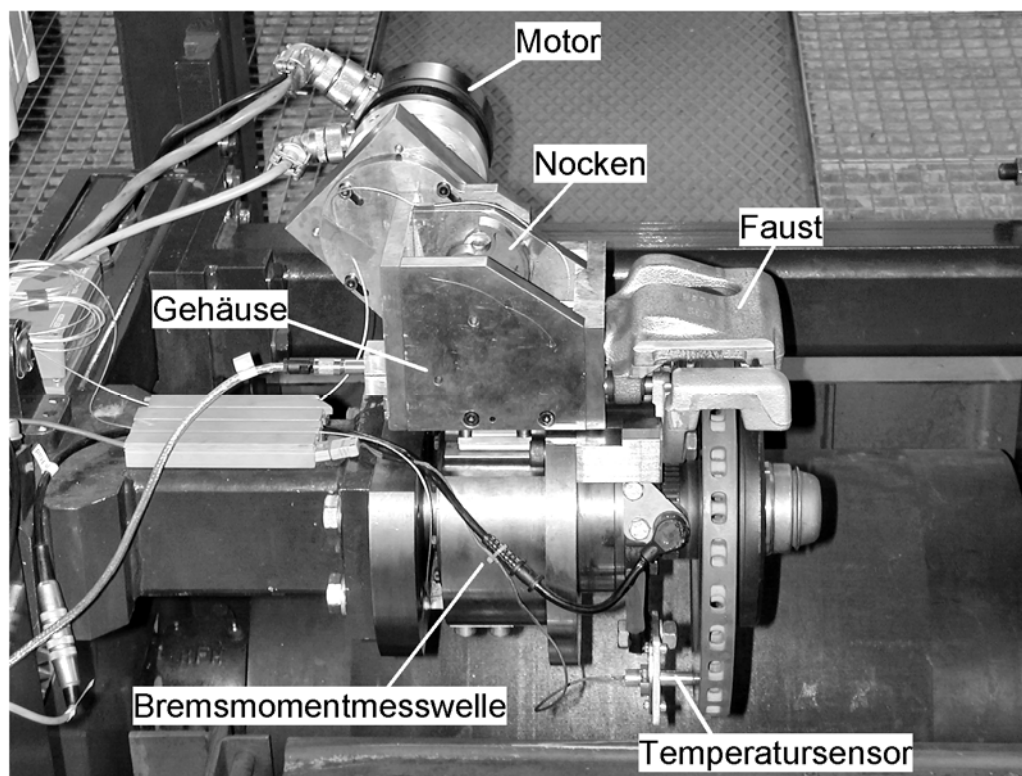


Bild 4–16: Radbremse auf *fzd*-Rollenprüfstand

4.3.5 Sensorik

Ergänzend zur Prüfstandsensorik (vgl. Kap. 4.2.1) werden in die Bremse zwei weitere Sensoren appliziert, um die systemimmanenten Größen Kraft und Weg aufzunehmen. Darüber können auch die geometrischen Größen des Nocken-Kniehebel-Getriebes, wie z.B. Kniehebelwinkel und Übersetzung, errechnet werden. Im Gegensatz zum Nockendrehwinkel, der sich aus dem übersetzten Motordrehwinkel ergibt, lässt sich die absolute Winkellage des Nockens nicht aus diesem errechnen, da die absolute Motorposition nicht gemessen wird. Somit ist zur Bestimmung der Kniehebelübersetzung die Kenntnis des Kniehebelwinkels erforderlich, der aus dem Wegsignal eines induktiven Wegsensors [120], der die Verschiebung des belagfesten Schenkels gegenüber dem gehäusefesten misst, berechnet wird. Neben dem Kniehebelwinkel, der über den Abstand der Messpunkte unter Berücksichtigung der Schenkelgeometrie berechnet wird, erhält man so den Verschiebeweg des Belags.

Als weitere wichtige Messgröße dient die Spannkraft, die über einen piezoelektrischen Kraftsensor [118] gemessen wird, der im Kraftfluss in der Verschleißnachstellung untergebracht ist (Bild 4–15). Durch die Nachstellschraube wird er mit dem Druckstück verspannt.

Für die Berechnung der zugeführten elektrischen Leistung werden die elektrischen Kenngrößen der Stromversorgung des Servoverstärkers gemessen. Über einen Spannungsteiler wird die Batteriespannung U_{Batt} gemessen, die Erfassung der Stromstärke i_{Batt} , sowie der Stromstärken der drei Motorphasen erfolgt durch den Einsatz von Spannungsteilern.

4.4 Radbremse mit Selbstverstärkung

Als Basisbremse für die im Rahmen der vorliegenden Arbeit durchgeführten Versuche dient die im Rahmen eines Teilprojekts im Sonderforschungsbereich der DFG entstandene Forschungsbremse mit Selbstverstärkung [157], [159]. **Bild 4–17** zeigt die Prinzipskizze der realisierten Radbremse, deren Hauptbaugruppen Motor, Getriebe und Reibbremse modular aufgebaut sind. Dem Elektromotor ist eine zweistufige rotatorische Übersetzungsstufe nachgeschaltet, die auf die Mutter eines Spindeltriebs wirkt. Die Spindel leitet eine translatorische Bewegung und die Betätigungskraft über ein translatorisches Keilgetriebe in den selbstverstärkenden Reibteil ein. Über den Belagkeil, der sich unter dem Winkel α im Rahmen der Bremse abstützt, wird die Selbstverstärkung erreicht. Der Rahmen ist schwimmend gelagert, so dass der Kraftfluss über den zweiten (nicht selbstverstärkenden) Reibbelag geschlossen wird. Ausgelegt ist die Bremse für ein Fahrzeug der gehobenen Mittelklasse und benutzt die serienmäßige, belüftete Bremsscheibe.

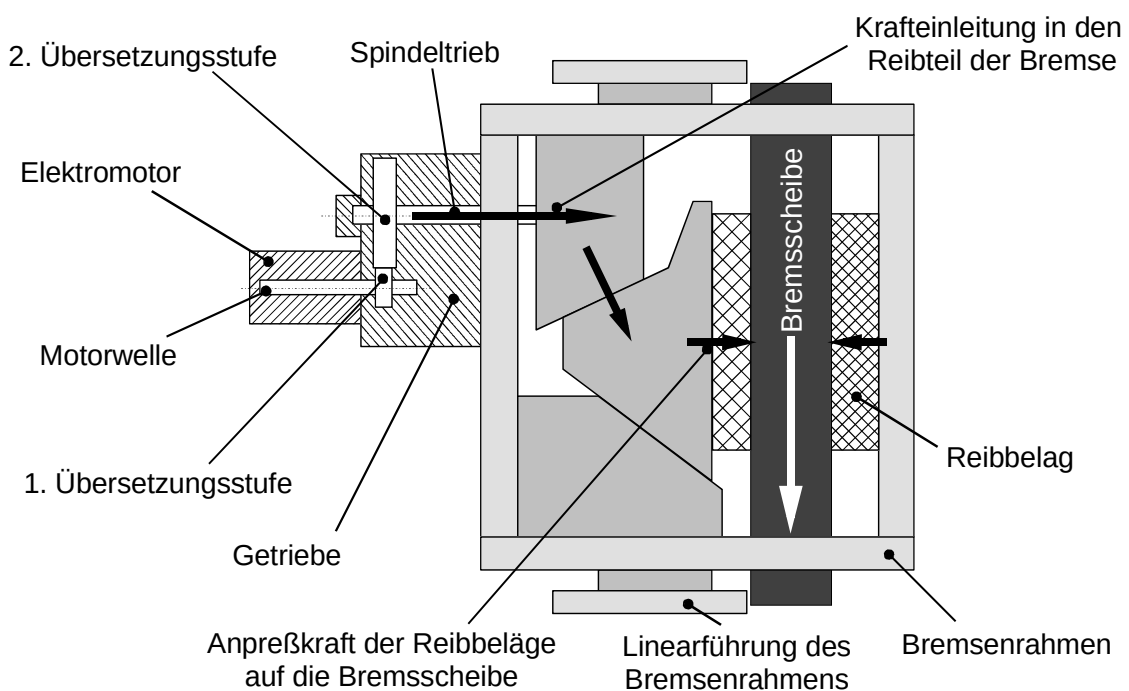


Bild 4–17: Prinzipskizze der Basisbremse [157]

4.4.1 Konstruktion

Dank des modularen Aufbaus lassen sich Belag- und Abstützkeil austauschen, um verschiedene Abstützwinkel zu erforschen. Im Rahmen des DFG-Projekts wurden die drei Winkel $\alpha = 40^\circ, 45^\circ, 50^\circ$ untersucht, deren Asymptoten der Selbstverstärkung rechnerisch bei Belagreibwerten $\mu > 0,8$ liegen, also in einem Bereich, der von üblichen Reibmaterialien nicht erreicht wird. Letztere werden häufig mit einem Nennreibwert von $\mu = 0,4$ angegeben [167]. Aus diesem Grund wurde im Rahmen der vorliegenden Arbeit ein weiterer Belagkeil mit dem Abstützwinkel $\alpha = 19^\circ$ gefertigt, der in der Basisbremse untersucht werden konnte. Damit liegt die Asymptote der Selbstverstärkung bei einem Reibwert von $\mu = 0,35$ und es ist gewährleistet, dass im Normalbetrieb der Bremse die Betätigungskraft negativ wird.

Alle Linearführungen der Bremse sind so genannte V-M-Führungen, die aus zwei gegenüberliegenden Winkel-Flachkäfigen mit zylindrischen Wälzkörpern zusammengesetzt sind [98]. Damit ist gewährleistet, dass die Betätigungskräfte sowohl in positiver als auch negativer Richtung mit einem guten Wirkungsgrad und spielarm übertragen werden können. Dies ist die Grundvoraussetzung für den Einsatz eines kleinen Abstützwinkels, bei dem auch am Belagkeil gezogen werden muss, um eine Selbstblockade zu vermeiden.

Aufgrund der Krafteinleitung in den Belagkeil unter dem Einleitungswinkel $\beta = 25^\circ$ stellt nicht nur der Krafteinleitungskeil ein translatorisches Getriebe dar, sondern der Belagkeil wirkt ebenso als translatorisches Getriebe, dessen Übersetzung vom Einleitungswinkel β und wie auch die Selbstverstärkung vom Abstützwinkel α abhängt. Damit setzt sich die Gesamtübersetzung zusammen aus den Anteilen des Rotationsgetriebes ($i_{rr} = 5,58$), der Spindel ($i_{rt} = 1,26 \text{ mm}^{-1}$), dem Krafteinleitungskeil ($i_{tt,25^\circ} = 2,37$) und dem Belagkeil ($i_{tt,40^\circ} = 1,50$; $i_{tt,19^\circ} = 3,05$). Insgesamt ergibt sich rechnerisch unter Vernachlässigung des Wirkungsgrads für die mechanische Übersetzung zwischen Motor-moment und Spannkraft:

- Keilwinkel $\alpha = 40^\circ$: $i_{ges} \approx 25 \text{ kN/Nm}$
- Keilwinkel $\alpha = 19^\circ$: $i_{ges} \approx 51 \text{ kN/Nm}$

Dem überlagert sich zusätzlich im Betrieb unter Umfangskraft die Selbstverstärkung.

4.4.2 Sensorik

Für die Erforschung der Selbstverstärkung sind an mehreren Stellen im Kraftfluss Kraftsensoren untergebracht [118]. Als erste Größe wird mit einem DMS die Spindelkraft als Eingang in das Lineargetriebe gemessen. Die nächste Systemgröße ist die Abstützkraft im Belagkeil, deren scheibensenkrechte Komponente in Verbindung mit einer Umfangskraft für die Selbstverstärkung sorgt. Letzte und wichtigste Kraft ist die Hauptregelgröße Spannkraft, die auf der passiven Seite gemessen wird. Der Sensor ist zwischen Belag und Rahmen untergebracht und zum Schutz vor Überhitzung mit Wasser umspült, das von einer externen Pumpe umgewälzt wird.

Darüber hinaus werden an verschiedenen Punkten der Bremse Temperaturen erfasst. Hierzu sind Pt-100 Temperaturfühler am Rahmen, passiven Belag, Belagkeil und Getriebegehäuse appliziert, die einen informativen Charakter besitzen und der Überwachung dienen.

Zur Erfassung des Rahmenwegs dient ein induktiver Wegsensor, der zwischen dem Schwimmrahmen und dem prüfstandsfesten Halter misst. Damit lässt sich nicht nur der Differenzweg zwischen aktiver und passiver Seite ermitteln, sondern auch die Lüftspielverteilung, da mithilfe des Aktors nur das Gesamtlüftspiel der Bremse aktiv eingestellt werden kann. Ferner kann der Anteil des passiven Belags an der Gesamtsteifigkeit bestimmt werden.

4.5 Fazit

Der modulare Aufbau der Bremse mit Selbstverstärkung erlaubt durch den Wechsel von Belag- und Abstützkeil die Erprobung verschiedener Keilwinkel. Mit einem Winkel von $\alpha = 19^\circ$ steht ein Keil zur Verfügung, mit dem eine Höhe der Selbstverstärkung erforscht werden kann, bei der am Belagkeil zur Aufrechterhaltung einer Spannkraft gezogen werden muss. Dabei ist zu beachten, dass durch die Reduktion des Belagkeilwinkels neben der Änderung des energetischen Kennwerts E^* auch die Gesamtübersetzung steigt, wodurch die Haltemomente und die Dynamik der Bremse reduziert werden.

Für die Konstruktion des Getriebes mit veränderlicher Übersetzung wurde ein Kniehebel ausgewählt, dessen Übersetzung über dem Spannweg kontinuierlich ansteigt. Aus dem Funktionsprinzip ergibt sich zum einen, dass der Ausgangsweg des Kniehebels im ausgestreckten Zustand erschöpft ist. Zum anderen ist wegen seiner wegabhängigen Übersetzungskennung die Möglichkeit der Auslegung der Übersetzungskennung auf nur eine Verbraucherkennlinie beschränkt. Dem wird bei der konstruierten Bremse dadurch

Rechnung getragen, dass nicht nur der verschleißbedingte Ausgangsweg nachgestellt wird, sondern auch der Arbeitsbereich des Kniehebels verändert wird, da mit zunehmendem Verschleiß die Kraft-/Wegkennlinie steiler wird und die Steifigkeit zunimmt. Dieser Arbeitsbereich ist über zwei begrenzende Kraft-/Wegkennlinien definiert und das Getriebe darauf ausgelegt.

Mit dem Simulationsmodell kann das Verbesserungspotenzial hinsichtlich der Dynamik gegenüber einer Bremse mit konstanter Getriebeübersetzung gezeigt werden. Durch den niedrigen Übersetzungsbereich, in dem der Kniehebel betrieben wird, um Spannwegreserven vorzuhalten, ergeben sich höhere Haltemomente, die zu einer erhöhten Energieaufnahme führen. Im Umkehrschluss ist die Statik der Bremse dadurch zu verbessern, dass der Arbeitsbereich zu höheren Übersetzungen verschoben wird, wodurch sich gleichzeitig die Dynamik verschlechtert und der Reserveweg verkürzt.

5 Untersuchungen

5.1 Nichtlineares Getriebe

Aufgrund der nichtlinearen Übersetzungskennung und des durch den frei einstellbaren Startwinkel definierten Arbeitsbereichs des Getriebes stellt nicht nur der absolute Ausgangsweg eine wichtige Information dar, sondern auch der noch verfügbare Weg. Daher wird vor jeder Messung nicht der Weg in der gelüfteten Position als initiale Größe zu null gesetzt, sondern der maximale Ausgangsweg als Bezugsgröße verwendet, der sich über alle Versuche nicht ändert. Diese Einstellung erfolgt im kraftfreien Zustand, in dem der Kniehebel gestreckt wird und der Weg erschöpft ist. Damit ist der maximale Ausgangsweg erreicht, der nach der Auslegung 4mm beträgt. Gleichzeitig beträgt der Kniehebelwinkel 90° zur Senkrechten (180° zwischen den Schenkeln), so dass über das Wegsignal auch der Kniehebelwinkel errechnet werden kann. Der Startwinkel, der durch Zurückdrehen der Eingangswelle eingestellt wird, lässt sich in **Bild 5–1** ablesen.

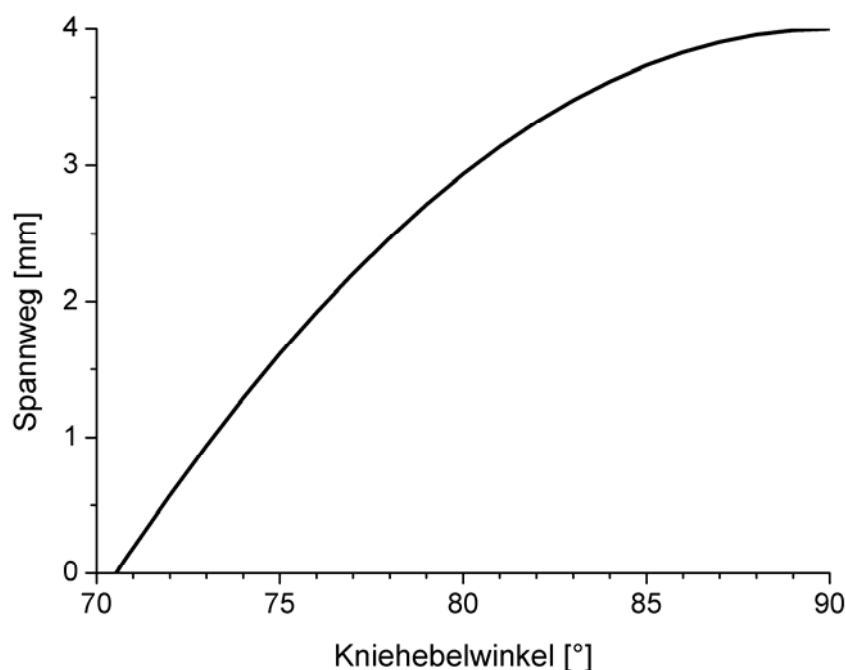


Bild 5–1: Spannweg in Abhängigkeit des Kniehebelwinkels

5.1.1 Statische Versuche

Zu Beginn der Versuchsreihe steht die Überprüfung der Eigenschaften der aufgebauten Radbremse. Dazu wurde am Eingang des Systems an Stelle des Motors eine statische Momentmesswelle montiert, über die manuell mit Hilfe eines Werkzeugs die Bremse zugespant werden kann. Am Systemausgang wird anstelle der Bremsscheibe zwischen

die Beläge ein Scheibenersatzstück gespannt, dessen Reibwangen über drei Kraftsensoren miteinander gekoppelt sind, **Bild 5–2**. Die Summe der drei Sensoren ergibt die Spannkraft.

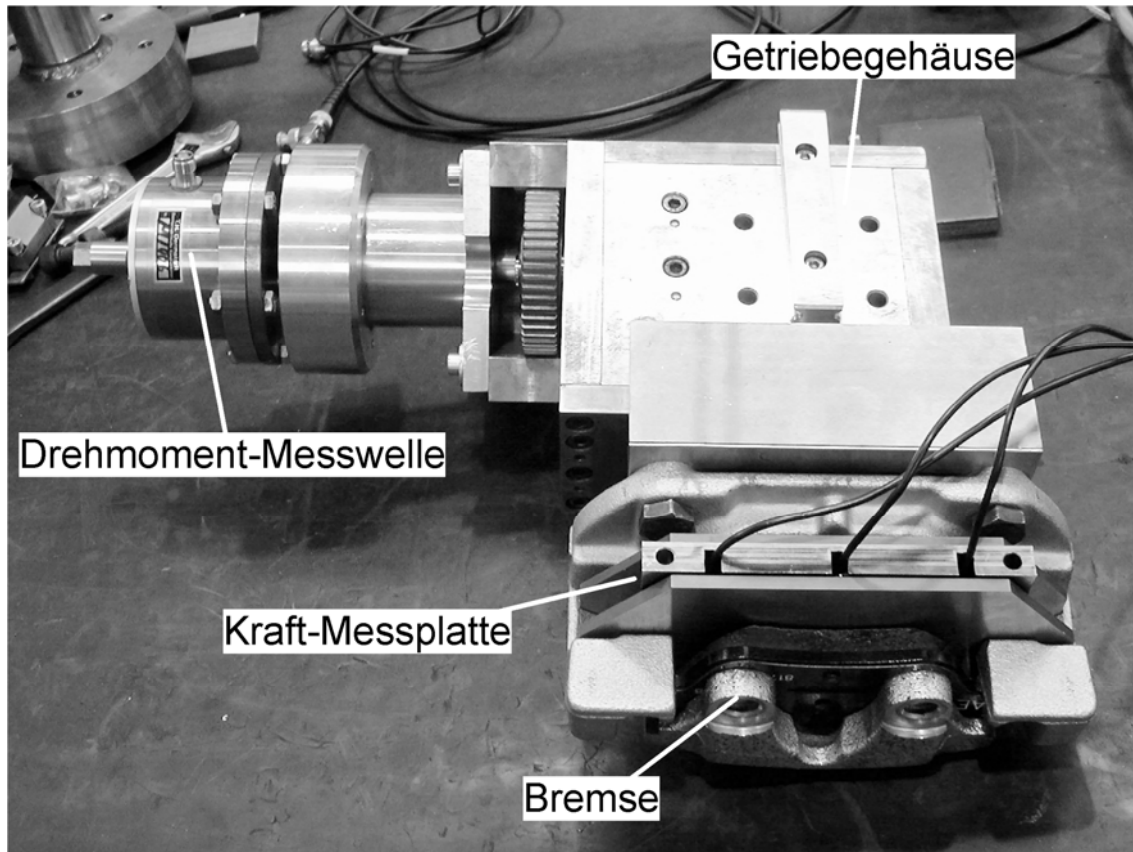


Bild 5–2: Messaufbau für die statische Messung der Übersetzung zwischen Antriebsmoment und Spannkraft

Mit diesem Messaufbau lassen sich in Verbindung mit den eingebauten Kraft- und Wegsensoren statische Reibkräfte ermitteln, die Kraft-/Wegkennlinie des Verbrauchers bestimmen sowie die Einstellungen für den Startwinkel des Kniehebels vornehmen.

Für die Auslegung des Kniehebels und der rotatorischen Übersetzung wurde eine Steifigkeit des Verbrauchers angenommen, die hauptsächlich von den Belägen bestimmt ist [154]. Obwohl die Beläge in der Versuchsbremse neu sind, ist die Kraft-/Wegkennung des Verbrauchers vom Kniehebelausgang zur Messplatte um fast 30% steifer als für die Konstruktion der Bremse zugrunde gelegt wurde. Der steifere Verbraucher stellt für den Kniehebel zwar den günstigeren Fall dar, da er in einem hohen Winkel- und Übersetzungsbereich betrieben werden kann. Hinsichtlich der Prozessführung ist die Gesamtauslegung aber nicht optimal, da die Gesamtübersetzung der realisierten Bremse höher

ist als nötig, denn die rotatorische Übersetzung wurde für einen deutlich weicheren Verbraucher ausgelegt.

Bild 5–3 zeigt die Kraft-/Wegkennlinien bis rund 25kN für den neuen Belagsatz und den verschlissenen Belag, wobei der Verschleiß künstlich durch Abschleifen der Beläge erzeugt wurde. Da wegen der schon sehr steifen neuen Beläge eine geringe Änderung über dem Verschleiß zu erwarten war, wurden die Beläge auf eine Reststärke von weniger als 2mm geschliffen, um den Effekt zu maximieren. Damit liegen die Werte unterhalb der Verschleißgrenze und der Belag bremst auf der Zwischenschicht [129]. Die durchgeführten Bremsversuche sind dadurch nicht repräsentativ, für einen spannkraftgeregelten Vergleich aber zulässig, solange reibwertabhängige Aussagen (z. B. Bremsmoment) ausgeschlossen werden.

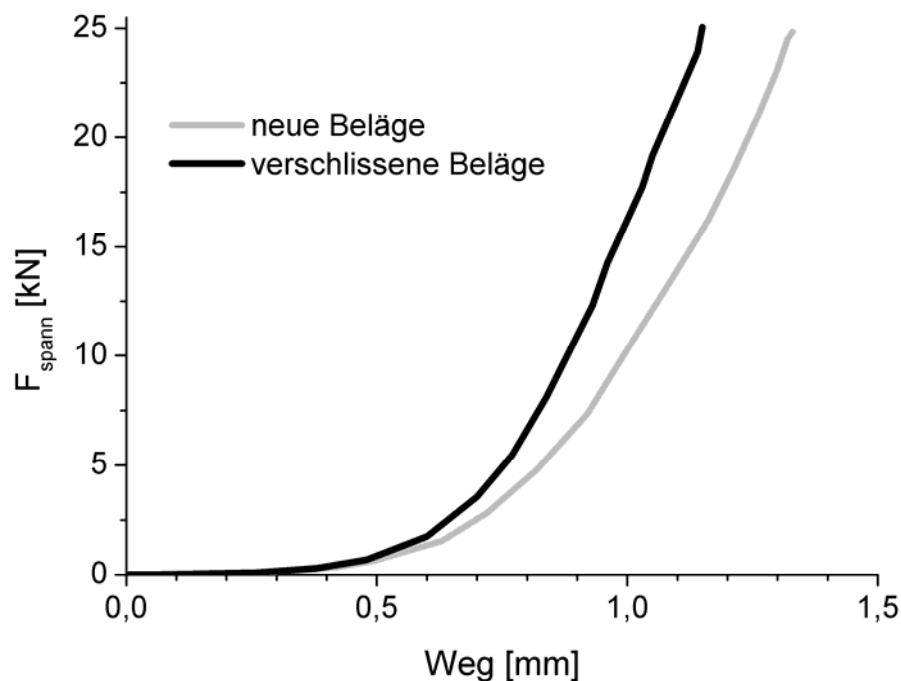


Bild 5–3: Kraft-/Wegkennlinien für neue und verschlissene Beläge

Die erwartete Spannkraft von 40kN wird nicht ganz erreicht, **Bild 5–4**, da in Verbindung mit der sehr steifen Verbraucherkennlinie nur wenige zehntel Millimeter Ausgangsweg über das erreichbare Kraftniveau entscheiden. Der am Ausgang fehlende Weg wird zum einen von der Fesselung des Kniehebels mit dem Nocken geschluckt, die den Verdrehbereich des Nockens um ca. 5° reduziert. Diese Einschränkung wurde konstruktiv bewusst in Kauf genommen, da eine Anforderung in dem selbsttätigen Lösen der Bremse bei Energieausfall besteht, die bei ausgestrecktem Hebel nicht mehr automatisch gewährleistet ist. Darüber hinaus wird Weg in Elastizitäten und Spielen im

Kniehebel dadurch aufgebraucht, dass er unsymmetrisch betätigt wird und auch die Nadelagerung durch Fertigungstoleranzen spielbehaftet ist. Mit steigender Kraft vom Nocken auf den Kniehebel nimmt dieser Effekt zu.

Die Aussagekraft der Messergebnisse ist dadurch nicht eingeschränkt, da die Elastizitäten und Spiele erst bei sehr hohen Kräften merklich in den Vordergrund treten und die Bremsversuche in Spannkraftbereichen durchgeführt werden, die den Normalbremsfall abdecken und keiner hohen Spannkräfte ($< 25\text{ kN}$) bedürfen.

Bild 5–4 zeigt den Verlauf des Antriebsmoments und des Spannwegs über der Spannkraft. Der Momentenverlauf ist geglättet, da für die Aufnahme der Kennlinie die Messwelle von Hand gedreht wurde und kleine Momentenunterschiede aufgrund der Trägheiten nicht im Kraftsignal zu sehen sind. Wie erwartet, fällt wegen der stark progressiven Kniehebelübersetzung das Maximum des Moments nicht mit dem der Spannkraft zusammen. Aufgrund der zu hohen Gesamtübersetzung wird das volle Motormoment von 2 Nm nicht erreicht.

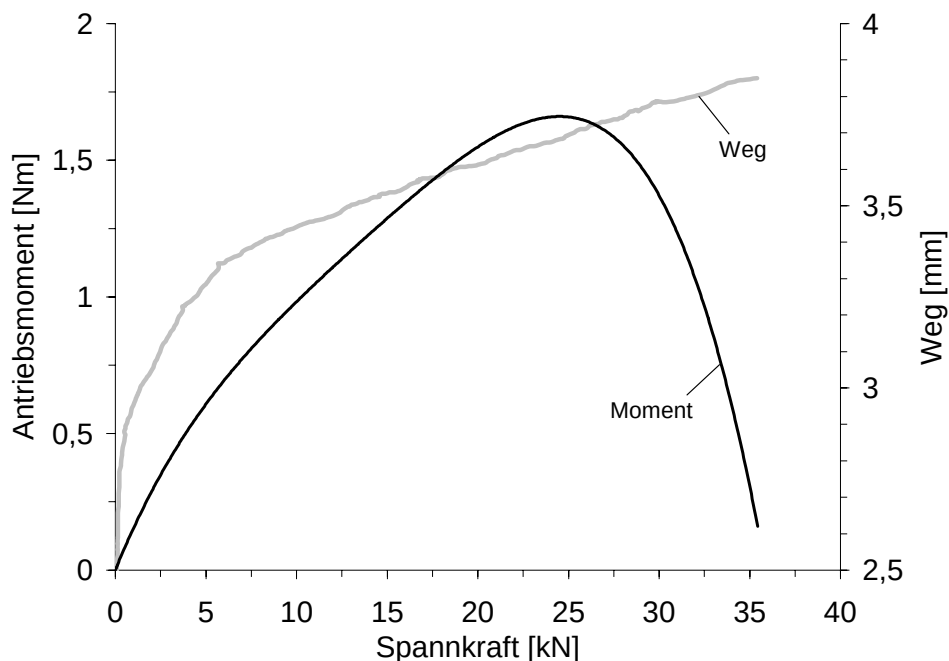


Bild 5–4: Verlauf des Antriebsmoments über der Spannkraft

Alle Einstellungen des Lüftspiels sowie der Zuordnung der Kniehebelübersetzung zum Ausgangsweg über die Verschleißnachstellung wurden in der Versuchsvorbereitung manuell vorgenommen. Im eingestellten messfertigen Zustand wurde im Regler die

Startposition des Motors gespeichert, so dass diese zu Versuchsende automatisch wieder angefahren werden konnte.

5.1.2 Dynamische Versuche

Für die Bewertung der Bremse wird in quasistationären Versuchen (Stoppbremsungen) vorrangig die Leistungsaufnahme der Bremse herangezogen. Bei den instationären Versuchen werden charakteristische Zeitabschnitte für die Beurteilung herangezogen. Der erste Zeitabschnitt beginnt mit dem Zuspinnen aus der gelüfteten Belagposition und endet mit dem Erreichen der Kraft für eine Vollverzögerung (Aufbauzeit t_{auf}). Von dem Zeitpunkt an wird der Motor entgegengesetzt bestromt, um in kürzest möglicher Zeit Spannkraft abzubauen und damit einen ersten ABS Regelzyklus abzubilden. Aufgrund der Massenträgheiten wird die Spannkraft weiter ansteigen und nach Erreichen eines Maximums abfallen. Mit dem Unterschreiten des 0,8g-Kraftniveaus endet der Reversivorgang, **Bild 5–5**. Die benötigte Reversierzeit t_{rev} ist die zweite wichtige dynamische Größe zur Beurteilung. Darüber hinaus kann die maximale Kraft durch das Überspringen $F_{\ddot{U}}$ beim Reversieren als weitere Kenngröße herangezogen werden.

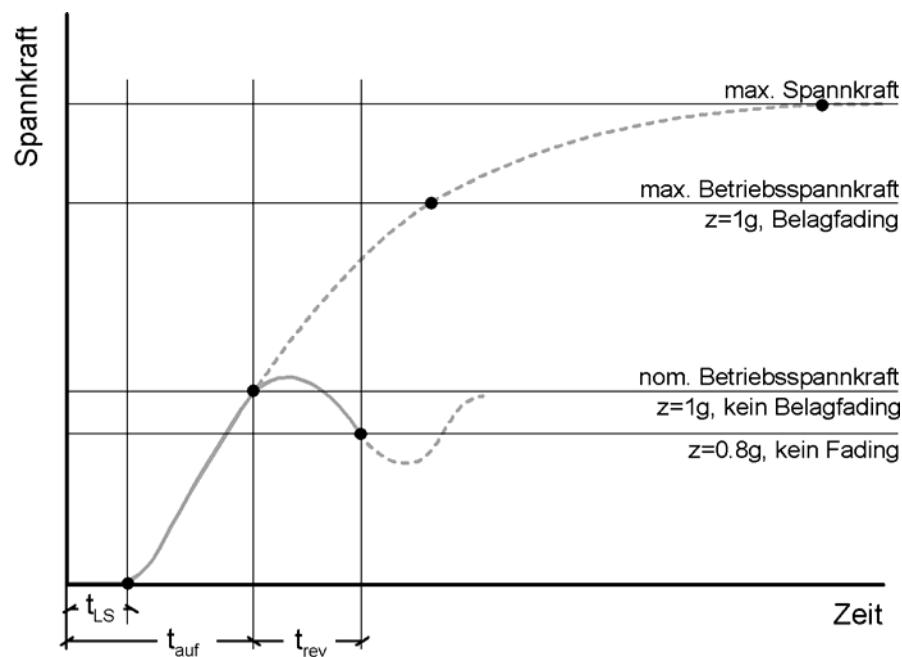


Bild 5–5: Spannkraft-Zeit-Diagramm

Als Referenz dient die Startwinkeleinstellung, bei der die Anforderungen einer je 100%-igen Kraft- und Wegreserve erfüllt ist. Da nach der Kraft-/Wegkennlinie die Nenn-Spannkraft von 20kN nach 1mm bereits erreicht ist, muss ein weiterer Millimeter Ausgangsweg vorgehalten werden, bei dem der Kniehebel erschöpft ist. Aufgrund der zu-

nehmenden Übersetzung ist die Kraftreserve automatisch enthalten. Erfüllt ist dies mit einem Startwinkel von 76° .

Bild 5–6 zeigt die Leistungsaufnahme des Motors über der Bremszeit für unterschiedliche Kniehebel-Startwinkel aus derselben Lüftspielposition. Zu Beginn der Bremsung wird wegen der Beschleunigung der Bremsenmassen aus der Ruheposition und der erforderlichen Spannleistung die elektrische Leistungsaufnahme maximal. Sobald die Spannkraft rund 90% des Sollwerts erreicht, geht die Leistung etwas zurück. Die Spannkraft wird von unten ohne Überschwinger eingeregelt, und die Motorleistung wird für das Abbremsen der Massen und Einregeln der Kraft benötigt. Wenn die Sollkraft erreicht ist, fällt die Leistungsaufnahme je nach Startwinkel auf mittlere Werte zwischen rund 40W und 80W, die für die Aufrechterhaltung der Kraft benötigt wird. Da alle Bremsungen mit demselben Verbraucher unter gleichen Randbedingungen durchgeführt wurden, ist der erforderliche Ausgangsweg bei der eingeregelter Spannkraft identisch. Die Sollkraft entspricht in diesem Beispiel einer Abbremsung von rund 30%. Durch die unterschiedlichen Startwinkel ändert sich der Übersetzungsverlauf bezogen auf den Ausgangsweg, so dass sich für die Bremsungen jeweils andere Übersetzungen und damit unterschiedliche Haltemomente ergeben. Infolge dessen reduziert sich die Leistungsaufnahme während der eingeschwungenen Bremsphase mit zunehmendem Startwinkel, also zunehmender Anfangsübersetzung. Am Ende des Bremsvorgangs werden die Beläge ins Lüftspiel gefahren, wozu der Motor – ausgehend aus der Ruheposition – während der Haltephase die Massen beschleunigt. Das geschieht mit niedriger Dynamik, da im Normalbetrieb für quasistationäre Bremsungen die Kraftabbaudynamik zurückgeregelt ist. Das differierende zeitliche Ende der Bremsung, das mit dem Anstieg der Leistungsaufnahme kenntlich wird, liegt an unterschiedlichen Momentenverläufen, die die Folge geringer Temperaturunterschiede in der Reibpaarung sein werden.

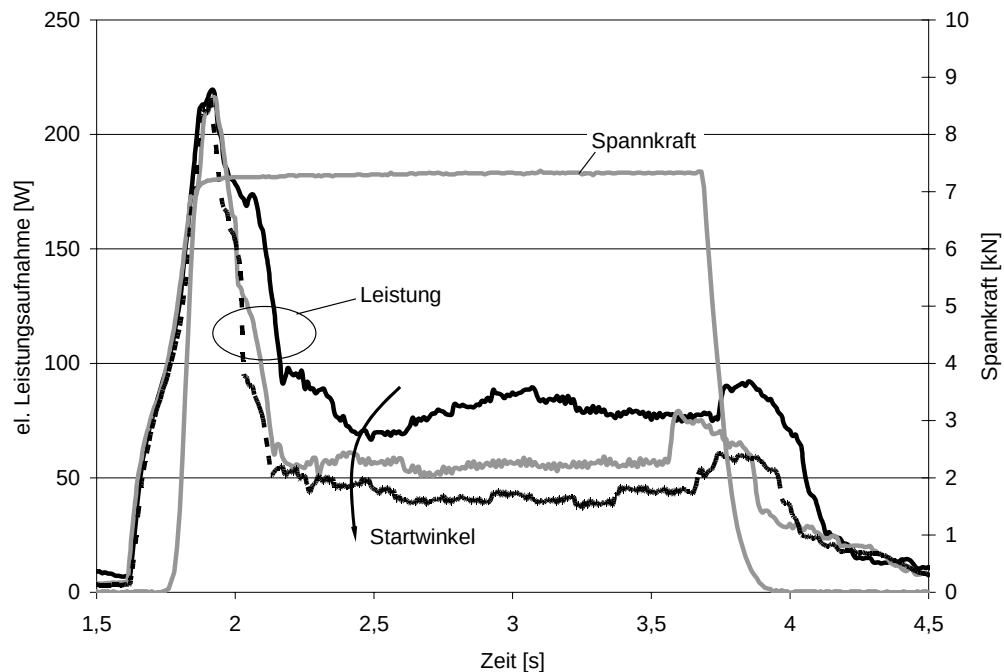


Bild 5–6: Spannkraftgeregelte Stoppbremung mit unterschiedlichen Startwinkeln

Wegen der unterschiedlichen Startwinkel ergeben sich auch verschiedene Getriebeübersetzungen während der Kraftaufbauphase, so dass sich auch die Kraftaufbauzeiten voneinander unterscheiden. Erwartungsgemäß erreicht die höchste Übersetzung mit rund 60ms die kürzeste Aufbauzeit. Die Zeiten der anderen Einstellungen liegen mit rund 70ms und 85ms deutlich darüber. Dargestellt ist der Übersichtlichkeit halber nur der Spannkraftverlauf der mittleren Übersetzung.

Bild 5–7 zeigt das Ergebnis eines Reversiersversuchs für zwei verschiedene Startwinkel, die gemäß Bild 5–5 einen ersten Zyklus einer ABS-geregelten Vollverzögerung abbilden. Dabei wird im Versuch nicht mit dem Bremsenregler geregelt, sondern mit einem Zweipunktregler. Auf dem Hinweg wird der Motor maximal bestromt und mit dem Erreichen der Reversierkraft maximal gegen-bestromt, um unabhängig von Reglerverhalten die maximale Dynamik zu bestimmen. Im Vergleich ist zu erkennen, dass die Variante mit dem größeren Startwinkel wegen der höheren Übersetzung erwartungsgemäß länger für das Durchfahren des Lüftspiels benötigt und 24ms später den Reversierpunkt erreicht. Die Kraftaufbaugradienten unterscheiden sich zu Beginn des Kraftaufbaus kaum, da mit der höheren Übersetzung eine höhere kinetische Energie einhergeht, die im Fall der niedrigen Übersetzung durch einen günstigeren Betriebspunkt mit einer höheren Leistungsabgabe des Motor kompensiert wird. Beim Reversieren entsteht bei dieser Variante infolge der höheren kinetischen Energie ein geringfügig höherer Über-

schwinger und eine um 50ms längere Reversierzeit gegenüber der Variante mit der niedrigeren Übersetzung, die im Reversierpunkt von einer niedrigeren Energie und einem günstigen Betriebspunkt profitiert.

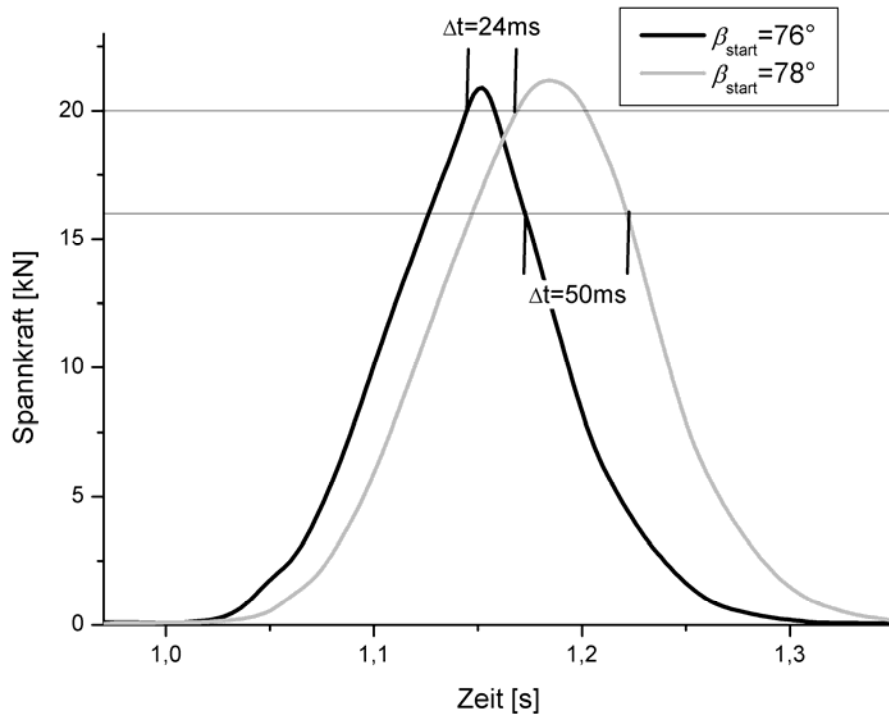


Bild 5–7: Reversierversuch für zwei unterschiedliche Startwinkel

Die Beispiele zeigen, dass der Kniehebel mithilfe der Verschleißnachstellung verstellt werden kann. Damit wird eine Voraussetzung für den Einsatz eines nichtlinearen Getriebes mit einer wegabhängigen Übersetzung erfüllt, die der veränderlichen Verbraucherkennnung über der Standzeit der Bremse Rechnung trägt. Gleichzeitig lassen sich aber auch über die Anpassung der Übersetzungskennnung im Betrieb der Bremse für eine quasi konstante Verbraucherkennnung deutliche Unterschiede im Verhalten erzielen. Zum einen besteht die Möglichkeit, einen hohen Startwinkel einzustellen, um das Getriebe in einem hohen Übersetzungsbereich zu betreiben, mit dem Vorteil eines niedrigen Haltemoments und damit niedriger Leistungsaufnahme während der Bremsphase und dem Nachteil einer niedrigeren Dynamik. Zum anderen lässt sich durch die Einstellung eines niedrigen Startwinkels die Dynamik erhöhen, die dann zu Lasten der statischen Eigenschaften geht.

5.2 Selbstverstärkung

Im Kapitel 3 ist bereits beschrieben, dass die Selbstverstärkung nicht nur einen Beitrag zur Auflösung des Zielkonflikts hinsichtlich der statischen und dynamischen Eigen-

schaften der Bremse leisten kann, sondern hauptsächlich durch Nutzung der kinetischen Fahrzeugenergie die Betätigungsenergie und damit die elektrische Energie- und Leistungsaufnahme reduziert. Dieses Ersparnis beschränkt sich selbstverständlich nur auf die Bremsphase, so dass es von Parametern während (Höhe der Verzögerung) und außerhalb der Bremsbetätigungen (Anzahl der Bremsungen) abhängt, wie hoch die Gesamtersparnis durch den Einsatz der Selbstverstärkung sein kann. Das impliziert die Frage, welches Potenzial der Einsatz der Selbstverstärkung bietet und welche Kriterien bei der Auslegung der Selbstverstärkung angewandt werden können. Dazu werden Betrachtungen im Energie- und im Kraftmaßstab durchgeführt. Ferner wird untersucht, ob sich aus regelungstechnischer Sicht Einschränkungen offenbaren, die das volle Potenzial der Selbstverstärkung nicht erschließen lassen.

5.2.1 Energetische Betrachtung

Für die energetische Abschätzung des Potenzials sind zwei Parameter entscheidend. Das sind zum einen die Höhe der Selbstverstärkung, die aufgrund von Reibwertstreuungen tatsächlich im Fahrbetrieb erreicht werden kann, und zum anderen die Häufigkeit der Bremsungen in Verbindung mit der Stärke der Abbremsung. Zunächst müssen Abhängigkeiten definiert werden, die bereits im ungebremsten Zustand existieren. Um die Bremse jederzeit betätigen zu können, bedarf es einer dauerhaften Energieversorgung, die nicht nur die Bereitschaft aufrechterhält, sondern auch die benötigte Sensorik und den oder die Prozessrechner versorgt. Darüber hinaus überwacht sich die Anlage ständig, kommuniziert mit übergeordneten Systemen, und eventuell sind über das EMB Zusatzfunktionen wie beispielsweise das Trockenbremsen der Scheibe realisiert [13]. Dadurch hat das System eine Grundlast, die unabhängig vom Konzept der Radbremse Leistung benötigt. Diese von vielen Parametern abhängige Größe wurde 1997 mit 100W beziffert [40], aber es ist davon auszugehen, dass nicht zuletzt wegen der schon heute überlasteten Bordnetzsituation erheblicher Aufwand in die Verminderung der Grundlast gesteckt wird [71], [92], [151]. Da genaue Werte nicht vorliegen, wird die Stand-by-Leistung als abhängige Kenngröße belassen.

Als weitere Kenngröße ist die Anzahl der Bremsungen einzubeziehen, beziehungsweise der Anteil der Bremszeit an der Fahrzeit. In Verbindung mit der mittleren Verzögerung aller Bremsvorgänge ergibt sich der Anteil der Leistungsaufnahme der Bremse an der Gesamtleistungsaufnahme, der durch die Selbstverstärkung reduziert werden kann. Da sich in der Literatur keine Hinweise zu den o.a. Größen finden lassen, wurden Messdaten aus dem Schwungmassenprüffeld der Continental Teves AG & Co. oHG herange-

zogen. Diese sind Ergebnis eines Verschleißdauerlaufs, der in Anlehnung an den Fahrversuch über mehrere tausend Kilometer den „Bremsenalltag“ abbildet. Das Kollektiv setzt sich zusammen aus Stadt- und Autobahnfahrten ebenso wie aus Überlandfahrten in unterschiedlicher Geländetopografie [124]. Für die Abschätzung wurden die Messergebnisse von vier willkürlich ausgesuchten Fahrzeugen ausgewertet, die verschiedenen Fahrzeugklassen angehören und sich in den Radbremsen (Scheibe, Sattel, Belag) unterscheiden. Ergebnisse sind eine mittlere Abbremsung von $\bar{z} = 21,42\%$ sowie ein Anteil von rund $\tau = 5\%$ Bremszeit an der Fahrzeit.

Die elektrische Leistungsaufnahme der Radbremse errechnet sich zu

$$P = U \cdot I = U \cdot \frac{M}{K_T} \quad (5-1)$$

Für den Continental Teves Aktor V3.x (Bild 2–3, S. 9) ergibt sich für eine Verzögerung von $1g$ eine Leistungsaufnahme von rund $P_{Aktor,1g} \approx 370W$ ($M_{1g} \approx 2Nm$, $K_T = 0,2285Nm/A$, $U = 42V$ [154]). Bei einer zugrunde liegenden Bremskraftverteilung von 66,6% auf der Vorderachse sowie einem Fahrzeug mit ausschließlich elektrisch betätigten Radbremsen und möglicher Nutzung der Selbstverstärkung auf den Bremsen der Vorderachse ergibt sich die dreifache Leistung für das Gesamtfahrzeug, von der 2/3 durch die Selbstverstärkung reduziert werden kann. Die Höhe der erreichbaren mittleren Selbstverstärkung im Betrieb kann als Wirkungsgrad der Selbstverstärkung η_{sv} definiert werden (vgl. Gleichung (5-3)). Insgesamt ergibt sich in Verbindung mit der mittleren Abbremsung $\bar{z}$ die Gesamtenergie (nach [13]) zu:

$$E_{ges} = t_{ges} \cdot (P_{Standby} + P_{Aktor,1g} \cdot \tau \cdot \bar{z}^2 \cdot (3 - 2 \cdot \eta_{sv})) \quad (5-2)$$

Mit der Konzentration in der Diskussion auf die mittlere Leistung während der Bremsung zeigt **Bild 5–8** den Anteil der Bremsbetätigungsenergie an der Gesamtenergie für das Gesamtfahrzeug über den Größen Stand-by-Leistung und Wirkungsgrad der Selbstverstärkung. Mit zunehmendem Wirkungsgrad sinkt die Bremsenergie und damit auch der Anteil an der Gesamtenergie. Zu sehen ist der exponentielle Einfluss der Stand-by-Leistung und der mit fallender Stand-by-Leistung stärker werdende Einfluss der Selbstverstärkung.

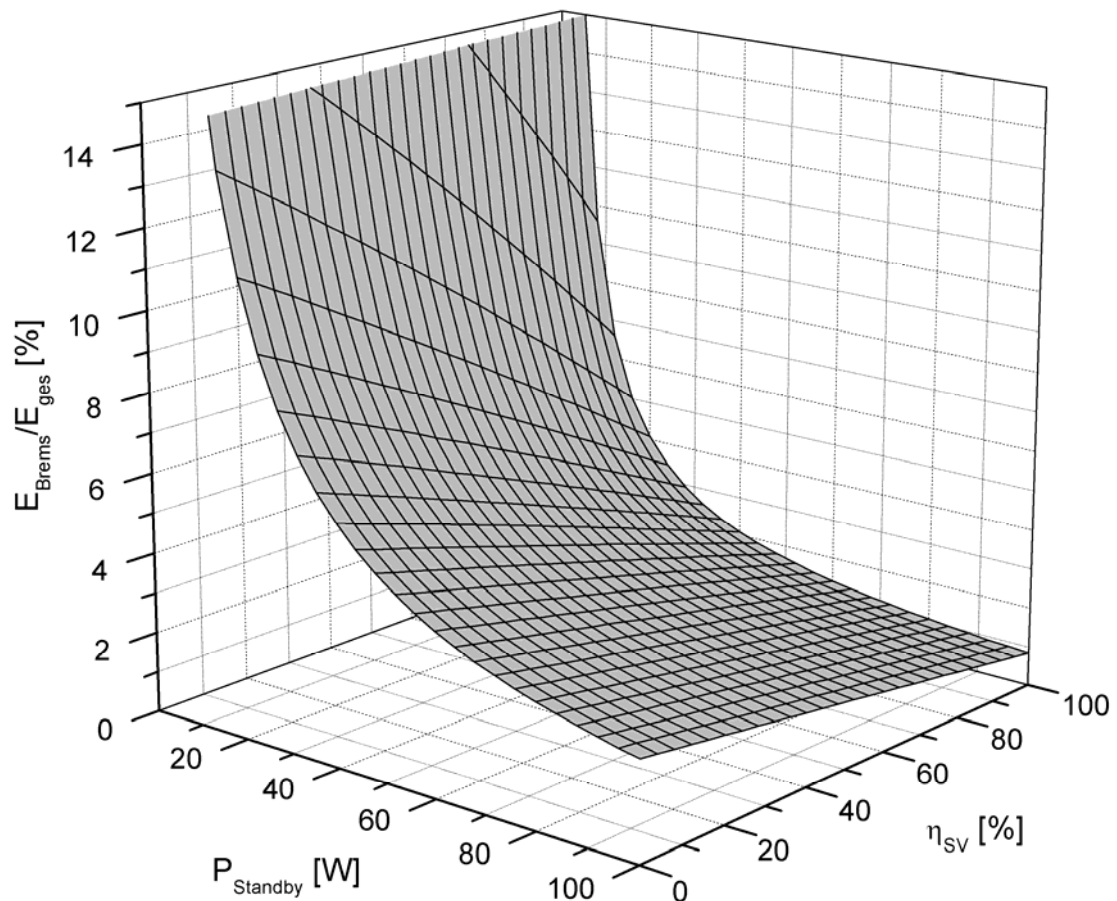


Bild 5–8: Anteil der Bremsenergie an der Gesamtenergie in Abhängigkeit von P_{Standby} und mittlerem energetischen Kennwert

Zur Ermittlung des Wirkungsgrads der Selbstverstärkung η_{sv} wird ebenfalls auf die Ergebnisse des Verschleißdauerlaufs [124] zurückgegriffen, die zwar keinesfalls repräsentativ sind, aber deutlich zeigen, mit welchen unterschiedlichen Eigenschaften und Verhalten zu rechnen ist, ohne den Anspruch zu haben, mit den Beispielfahrzeugen alle Eventualitäten abzudecken. Neben den mittleren Verzögerungen wird unter der Annahme eines konstanten Reibradius über alle Bremsungen aus den Messgrößen Druck und Moment der mittlere Reibwert errechnet. Insgesamt bewegen sich die Reibwerte in einem Intervall $\mu = 0,2 \dots 0,6$, was sich auch mit allgemeinen Literaturangaben deckt [69], [167]. Allerdings wird dieses Intervall nicht von jedem Fahrzeugen abgedeckt, sondern lediglich eine verschieden große Teilmenge.

Die Selbstverstärkung soll nun derart ausgelegt werden, dass die erreichbare mittlere Selbstverstärkung über die betrachteten Betätigungen maximiert wird. Dadurch reduziert sich die Betätigungsenergie und damit die Leistungsaufnahme. Hierfür ist der Reibwertverlauf von untergeordneter Bedeutung. Vielmehr ist die mittlere Betätigungs-

energie dann minimal, wenn häufig die Reibwerte vorliegen, bei der die Selbstverstärkung unendlich hoch und damit die Betätigungskraft null ist. **Bild 5–9** zeigt das Histogramm der Reibwertverteilung für die vier einzelnen Fahrzeuge sowie für die Summe aller Fahrzeuge, die sich aus allen vorkommenden Reibwerten ergibt. Die aus den Messergebnissen errechneten Reibwerte wurden in Klassen zusammengefasst, die sich durch Runden auf zwei Nachkommastellen ergeben.

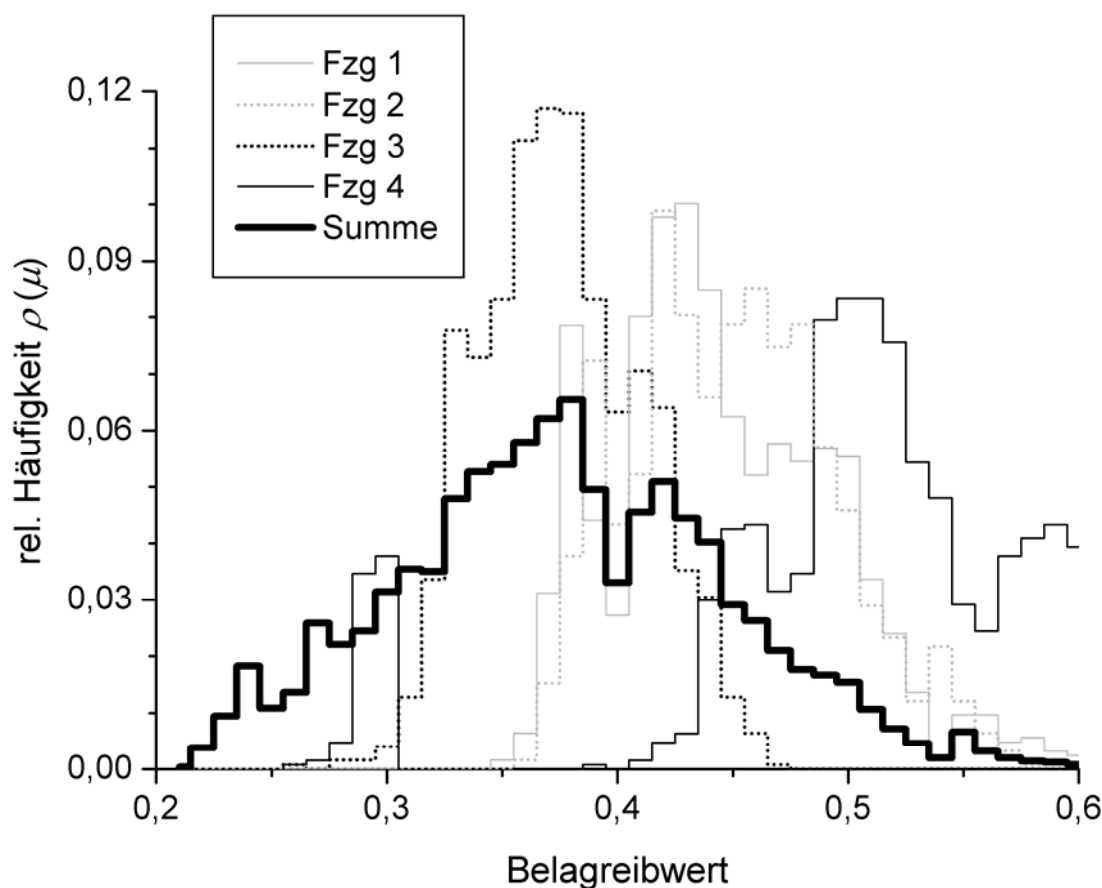


Bild 5–9: Histogramm der Reibwertverteilung

Zur Berechnung der Energieeinsparung gegenüber der konventionellen elektrischen Bremse ohne Selbstverstärkung dient der Unterschied zwischen der Betätigungs- und der Spannarbeit, die ohne Selbstverstärkung gleich groß sind (vgl. Gleichung (3-9), S. 24). Damit ergibt sich für jede Reibwertklasse ein E^* und multipliziert mit der relativen Häufigkeit über alle Klassen ein mittlerer energetischer Bremsenkennwert $\bar{E}^*$:

$$\bar{E}^* = \int \rho(\mu) \cdot |E^*| d\mu = 1 - \eta_{sv} \quad (5-3)$$

Bild 5–10 zeigt für jedes einzelne Fahrzeug und für alle Fahrzeuge zusammen den mittleren energetischen Kennwert über dem Keilwinkel α . Zu erkennen ist, dass die indivi-

duelle Auslegung zu einem $\bar{E}^*$ von rund 0,1 führt, was einem Wirkungsgrad der Selbstverstärkung von rund 90% entspricht (Bild 5–8). Die Höhe ist abhängig von der Breite des Reibwertintervalls und der Streuung des Reibwerts innerhalb des Intervalls. Werte für $\bar{E}^* > 1$ bedeuten eine Erhöhung des energetischen Aufwands durch die Selbstverstärkung, die sich aufgrund des sehr spitzen Keilwinkels in Verbindung mit hohen Belagreibwerten ergibt, bei denen mit höherer Kraft am Belagkeil gezogen werden muss, als es nötig wäre, um auf einen nicht selbstverstärkenden Belag zu drücken.

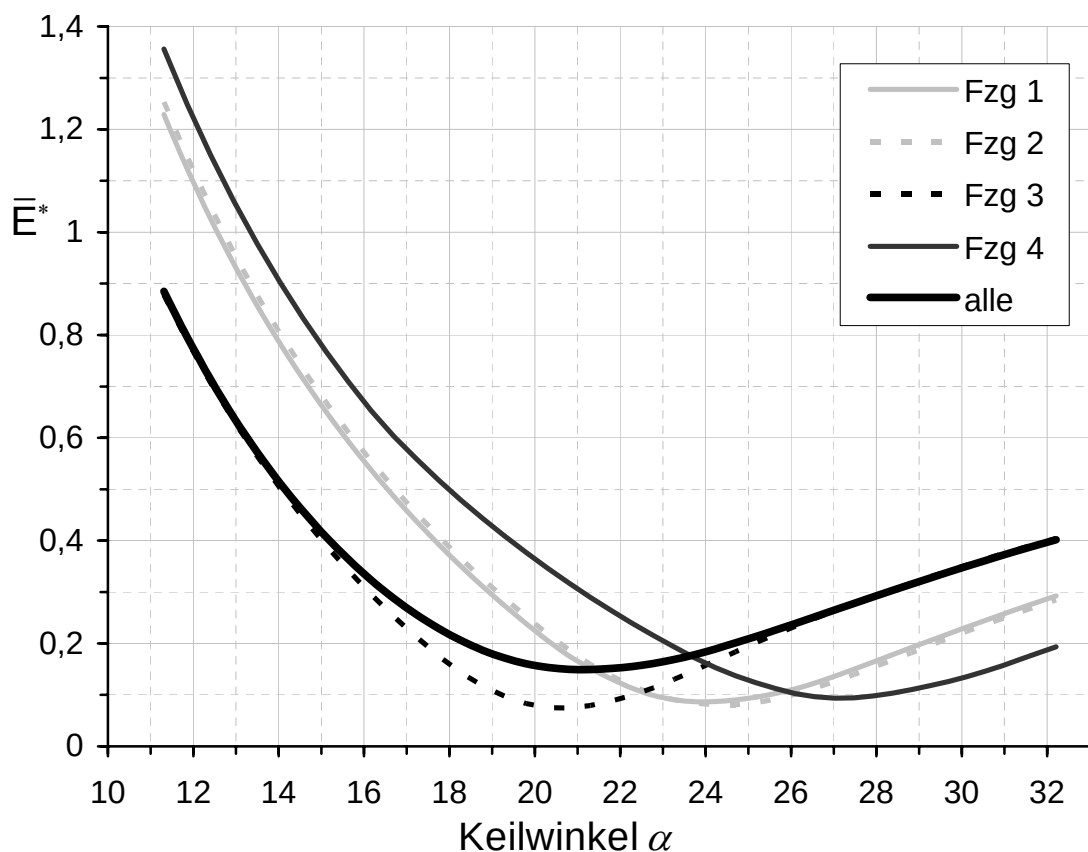


Bild 5–10: $\bar{E}^*$ in Abhängigkeit des Keilwinkels α

Eine generelle Auslegung für alle Fahrzeuge ergibt sich aus der zusammengefassten Vorkommenshäufigkeit und Verteilung aller Reibwerte. Mit einer derart ausgelegten Bremse, die einen Keilwinkel von $21,3^\circ$ (errechnet ohne Wirkungsgradverluste) besitzt, lässt sich ein Wirkungsgrad der Selbstverstärkung von 85% erzielen, der aber bezogen auf jedes einzelne Fahrzeug stark streut. Wird dieser Keilwinkel in die Bremsen der vier Vergleichsfahrzeuge gebaut, schwankt η_{sv} von weniger als 70% für das Fahrzeug 4 bis über 90% für das Fahrzeug 3.

In den gezeigten Beispielen lässt sich für jedes der vier Fahrzeuge bei fahrzeugindividueller Auslegung der Selbstverstärkung ein Wirkungsgrad der Selbstverstärkung von rund 90% erzielen, wenn die Reibwerte und deren Häufigkeitsverteilung bekannt sind. Normalerweise ist das während der Konstruktionsphase nicht der Fall. Daher müssen für die Auslegung der Selbstverstärkung Annahmen getroffen werden. Dies kann beispielsweise der mittlere Reibwert im Auslegungsintervall sein, der gleichzeitig der nominelle Reibwert ist. Die Analyse aller vier Fahrzeuge ergibt zufällig, dass der mittlere Reibwert auch am häufigsten vorkommt. Damit wird zwar rechnerisch ein Wirkungsgrad der Selbstverstärkung von über 85% erreicht, bei der Einzelbetrachtung fällt der Wert aber unter 70%.

In Verbindung mit Bild 5–8 zeigt diese Abschätzung unter vereinfachten Annahmen, dass sich der Einsatz der Selbstverstärkung aus energetischer Sicht bezogen auf das Gesamtsystem zunächst kaum lohnt. Allerdings muss das Bordnetz des Fahrzeugs nicht auf die mittlere Leistung ausgelegt werden, sondern auf die maximal auftretenden Leistungsspitzen. Letztere werden über die Selbstverstärkung durch die Energieersparnis während der Bremsung auch reduziert. Die Leistungsaufnahme eines Aktors für den Spannkraftaufbau errechnet [13] beispielhaft zu rund $P_{Aktor,1g} \approx 500\text{W}$ (1g, $m_{fzg} = 2.000\text{kg}$, Bremskraftverteilung 66,6% VA, $t_{auf} = 50\text{ms}$, vgl. Gleichung (3-19)), die wie in Gleichung (5-2) dreimal im Fahrzeug vorkommt. Unter Vernachlässigung einer hohen Anfangslast zur Überwindung der Trägheiten in der Radbremse, die durch Kondensatoren soweit reduziert werden kann, dass die Anfangslast das Bordnetz nicht belastet [55] und einer Reduktion der Last durch den Einsatz der Selbstverstärkung nur auf der Vorderachse, ergibt sich der Verlauf der Bremsleistung über dem Wirkungsgrad der Selbstverstärkung in **Bild 5–11**.

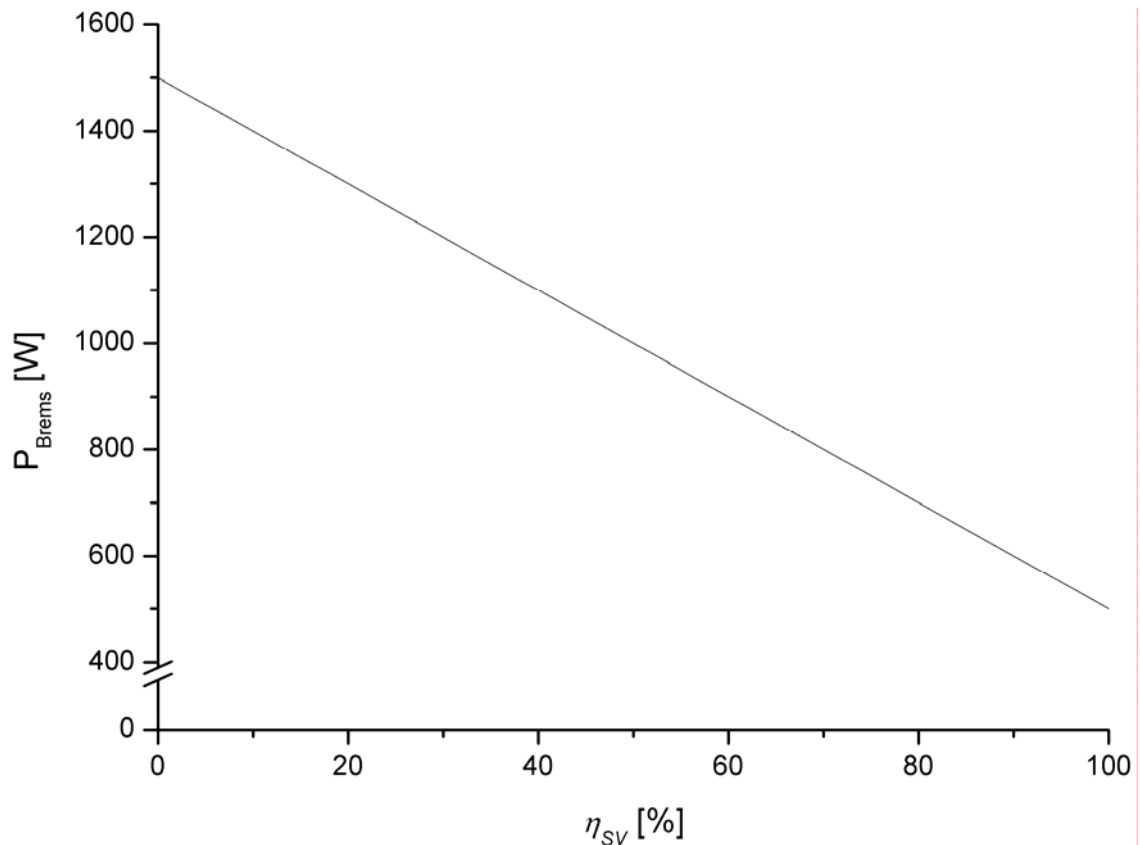


Bild 5–11: Mittlere Leistungsaufnahme aller Radbremsen

Das Einsparpotenzial erlaubt den Einsatz kleinerer Motoren, die wegen ihrer geringeren Masse nicht nur die reifengefederten Massen reduzieren, sondern auch zu einem niedrigerem Massenträgheitsmoment führen und damit die Dynamik der Bremse verbessern. Durch die niedrigere elektrische Leistungsanforderung ergeben sich Kostenvorteile bei der Leistungselektronik für die Versorgung der einzelnen Radbremsen einerseits, sowie zusätzliche Gewichtsersparnis durch dünnere Kabel, einen kleineren Generator und geringer dimensionierte Batterien für das gesamte Bordnetz andererseits [53]. Darüber hinaus lässt sich durch die geringere Bordnetzbelastung unter bestimmten Voraussetzungen der Betrieb auch von Vorderachsaktoren im 12V/14V Bordnetz darstellen [54].

5.2.2 Betrachtung der Kräfte

Ein weiterer Aspekt bei der Auslegung der Selbstverstärkung ist die Reduzierung der Betätigungskraft. Auch für diese Abschätzung wird auf die bekannten Messergebnisse der vier Fahrzeuge zurückgegriffen. Im Kraftmaßstab sind Höhe und Verteilung der Verzögerung und Reibwerte nicht wichtig. Dafür tritt die allgemeine Forderung in den Vordergrund, dass auch bei kleinsten möglichen Reibwerten die zur Maximalverzögerung notwendigen Umfangskräfte erreicht werden. Daraus ergibt sich nach Gleichungen (3-4) und (3-6) die Betätigungskraft zu

$$F_{Bet} = 0,5 \cdot F_{U,ges} \left(\frac{1}{\mu} - \frac{1}{\tan \alpha} \right) \quad (5-4)$$

Ein grundsätzlicher Vorteil der EMB ist die Möglichkeit des aktiven Zurückziehens der Beläge (vgl. Kap. 2). Übertragen auf die Selbstverstärkung bedeutet diese Funktion, am Belag zum Aufrechterhalten einer Spannkraft gleichermaßen ziehen und drücken zu können. Nur für einen Reibwert, auf den die Selbstverstärkung ausgelegt ist, wird die Betätigungskraft null. Steigt der Reibwert an, erhöht sich die Spannkraft, fällt er unterhalb den Auslegungswert, muss am Belag gezogen werden. Da die erforderliche Getriebeübersetzung zwischen Motormoment und Betätigungskraft auf die Maximalkraft ausgelegt ist, ist die erforderliche Übersetzung dann minimal, wenn gilt:

$$F_{Bet}(\mu_{min}) = -F_{Bet}(\mu_{max}) \quad (5-5)$$

In Verbindung mit Gleichung (5-4) errechnet sich der benötigte Keilwinkel zu

$$\tan \alpha = \frac{2}{\frac{1}{\mu_{min}} + \frac{1}{\mu_{max}}} \quad (5-6)$$

bei dem die Zug- und Druckkraft am Belag gleich groß sind.

Bild 5–12 zeigt den Verlauf der Betätigungskraft über dem Reibwert im Vergleich mit und ohne Selbstverstärkung. Im schon erwähnten Beispiel von [13] beträgt die erforderliche Umfangskraft für 100% Abbremsung rund 13kN, was als Grundlage für die Gegenüberstellung dient. Während die Maximalkraft der Bremse ohne Selbstverstärkung 33kN beträgt, reduziert sich diese Kraft mit Selbstverstärkung, die so ausgelegt ist, dass das ganze Reibwertintervall für alle Fahrzeuge abgedeckt ist, auf 11kN. Dieser Wert kann noch reduziert werden, wenn die Bremsen der vier Fahrzeuge individuell ausgelegt werden. Die größte Reduktion ist möglich bei kleinen Intervallen und hohen Reibwerten. Trifft beides zu, kommt das Fahrzeug 1 mit einer Maximalkraft von weniger als 4kN aus.

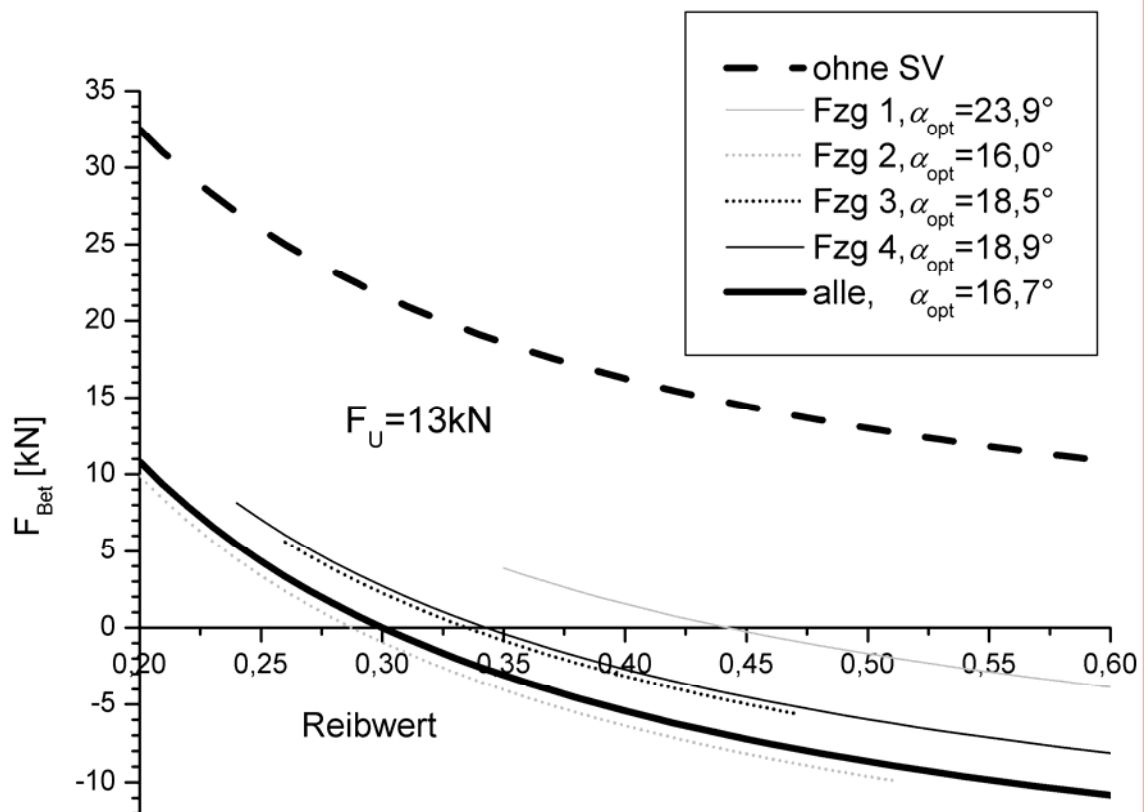


Bild 5–12: Erforderliche Betätigungskraft

Die Funktionalität des Belagkeils kann überdies dadurch erweitert werden, dass er auch als translatorisches Getriebe genutzt wird (vgl. Kap. 3.1), indem der Keil nicht senkrecht zur Spannrichtung betätigt wird, sondern unter einem Krafteinleitungswinkel $\beta < 90^\circ$. Dann erweitert sich Gleichung (5-4) um die Getriebeübersetzung zu:

$$F_{Bet} = 0,5 \cdot F_{U,ges} \cdot \left(\frac{1}{\mu} - \frac{1}{\tan \alpha} \right) \cdot \frac{1}{\frac{\cos \beta}{\tan \alpha} + \sin \beta} \quad (5-7)$$

Unter dem Winkel $\beta = 90^\circ$ (scheibensenkrechte Krafteinleitung) ist die Übersetzung $i = 1$ und damit die Betätigungskraft maximal. Mit abnehmendem β steigt die Übersetzung und der Betrag der Betätigungskraft sinkt. **Bild 5–13** zeigt den Verlauf der Kraft in Abhängigkeit des Reibwerts und des Betätigungswinkels für einen Keilwinkel von $\alpha = 16,7^\circ$ und der benötigten Umfangskraft von 13kN unter Vernachlässigung der Reibung.

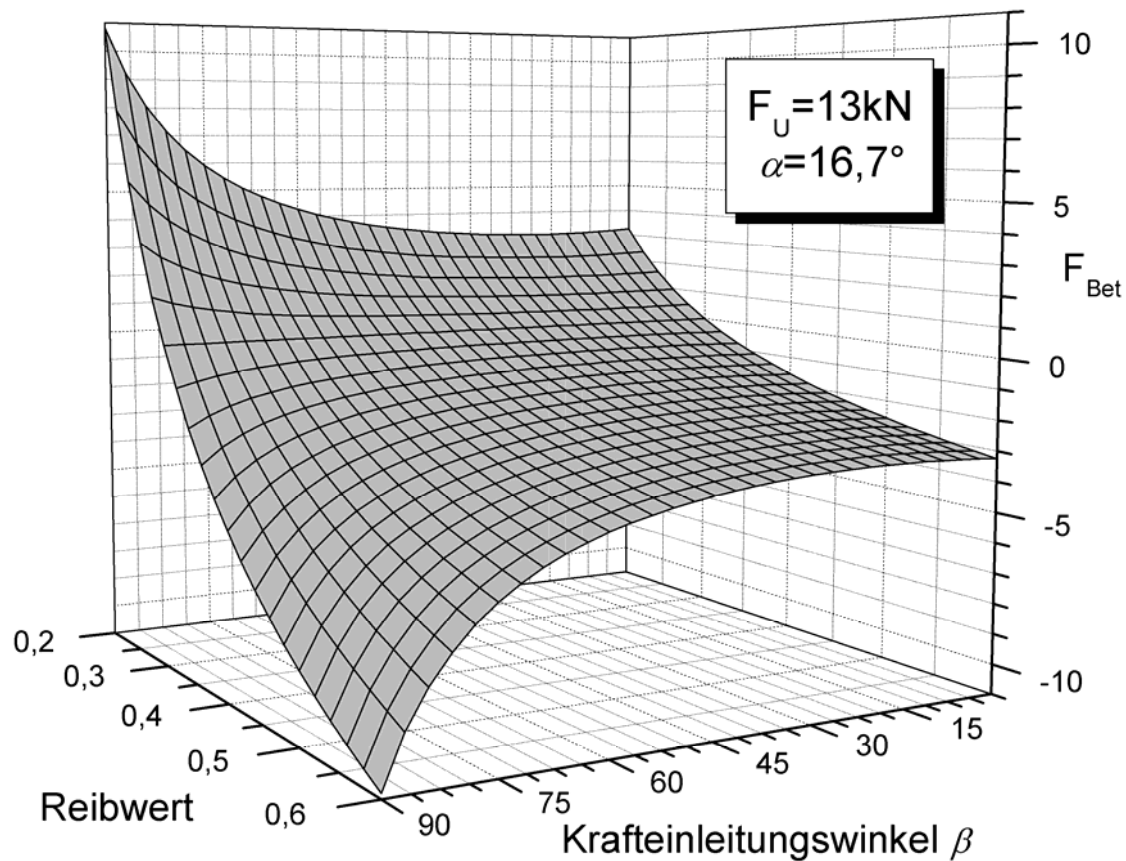


Bild 5–13: Betätigungskraft in Abhängigkeit vom Reibwert und Krafteinleitungswinkel β

Das Minimum der Betätigungskraft ist allgemein erreicht, wenn gilt $\beta = \alpha$. Mit dieser Wahl des Betätigungswinkels reduziert sich für die allgemeine Auslegung der Selbstverstärkung über das gesamte Reibwertintervall die Betätigungskraft auf etwas über 3kN und liegt damit um den Faktor 10 unter der Bremse ohne Selbstverstärkung. Bei einer individuellen Auslegung reduziert sich für das Fahrzeug 1 die Betätigungskraft nochmals um die Hälfte, **Bild 5–14**. Auch hier ist das engere Reibwertintervall in Verbindung mit dem hohen mittleren Reibwert von großem Nutzen.

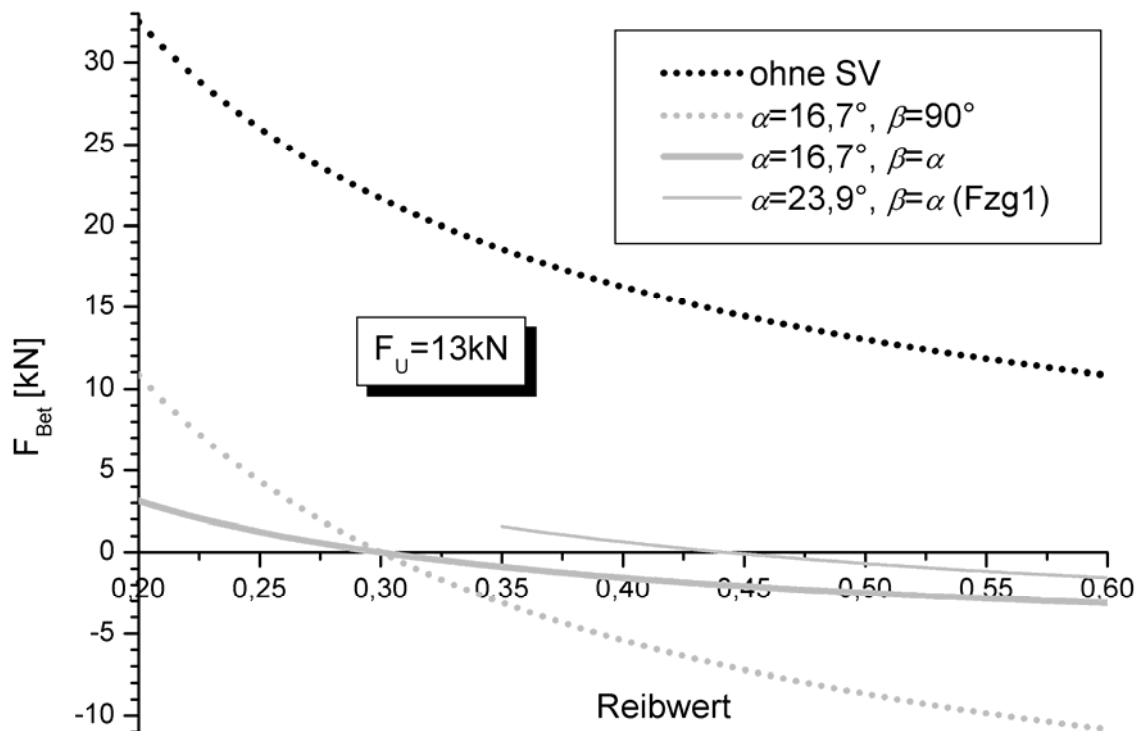


Bild 5–14: Reduktion der Betätigungskraft durch die Auslegung des Belagkeils

Somit kann bei der Funktionsintegration der gleichzeitigen Nutzung des Belagkeils zur Selbstverstärkung und als Getriebe die maximal benötigte Betätigungskraft gegenüber der herkömmlichen elektrisch betätigten Bremse um eine Größenordnung reduziert werden, von der aber nur ein Drittel als zusätzliche Energie aus der Selbstverstärkung die Betätigung entlastet und einen energetischen Vorteil bietet. Gemäß Gleichung (3-4) (Seite 22) erhöht sich C^* bei einem Reibwert von $\mu = 0,2$ durch die Selbstverstärkung um den Faktor drei und mit gleichzeitiger Nutzung des Keils als Getriebes um das zehnfache. Dagegen bleibt der energetische Kennwert für beide Fälle unverändert bei $E^* = \frac{1}{3}$ (Gl. (3-9), Seite 24).

Dennoch ergibt sich für die Gesamtkonstruktion der Bremse, dass eine Getriebeübersetzung von $i \approx 3,5$ im Keil genutzt werden kann. Wird der Keil beispielsweise durch eine Spindel betätigt, kann eine große Steigung gewählt werden, und das rotatorische Spindellager trägt gegenüber der konventionellen elektrischen Bremse ein Zehntel der Last. Beides bedeutet eine Verbesserung des Getriebewirkungsgrads [16]. Darüber hinaus findet aufgrund der zur Abstützfläche parallelen Betätigung keine Relativbewegung zwischen Betätigung und Belagkeil statt, so dass keine Querkräfte in die Spindel eingeleitet werden.

5.2.3 Dynamik

Die Aussagen des vorherigen Kapitels gelten alle für den quasistatischen Fall. Der Grenzfall für sowohl die statische als auch die dynamische Auslegung tritt dann ein, wenn die Betätigungskraft null ist. Statisch bedeutet dies, dass der Aktor kraftfrei ist und die Spannkraft sich nur durch Variation des Betätigungswegs ändert. Die maximale Spannkraft ist theoretisch dann erreicht, wenn der Betätigungsweg erschöpft ist. Für die Dynamik bedeutet der betätigungskraftfreie Zustand, dass ausschließlich die Massenträgheiten überwunden werden müssen – sowohl beim Spannen als auch beim Reversieren. Mit abfallendem Reibwert steigt die Gegenkraft an, die der Aktor aufbringen muss. Das heißt beim dynamischen Zuspinnen muss der Motor gegen die Spannkraft arbeiten und verliert an Dynamik. Beim Reversieren hilft die Gegenkraft den Motor abzubremesen und in die Gegenrichtung zu beschleunigen. Damit wird die Reversierzeit kürzer.

Mit steigendem Reibwert zieht die Umfangskraft am Belag in die Richtung, in die der Motor drückt, wodurch sich der Zuspinnvorgang beschleunigt. Gleichzeitig wird sich das Reversieren verlangsamen, da der Motor die Massen abbremesen und zusätzlich gegen die Selbstverstärkung arbeiten muss. Bei einer quasistatischen Auslegung des Aktors wird ihm das nicht gelingen. Also müssen im Aktor genügend Kraft- oder im Getriebe Übersetzungsreserven vorgehalten werden, so dass er jede Kraft sicher dynamisch anfahren kann, ohne Überschwinger in der Spannkraft zu produzieren, die nicht nur die Bauteile belasten, sondern auch das Rad zu blockieren droht. Mit zunehmendem Reversierkraftniveau wird diese Aufgabe schwieriger, da die Umfangskraft aufgrund der Verbraucherkennnung überproportional mit dem Betätigungsweg steigt. Dem kann dadurch entgegengewirkt werden, dass die Kraftaufbaudynamik regelungstechnisch auf die Kraftaufbauzeit begrenzt wird, die bei maximaler positiver Betätigungskraft (minimaler Reibwert) erreicht wird. Eine Zunahme des Reibwerts führt dann nicht mehr zu kürzeren Zeiten. Im Fall einer benötigten negativen Betätigungskraft wird der Motor den Kraftaufbau bremsen mit der Folge kleinst-möglicher kinetischer Energie beim Reversieren und hoher Reversierdynamik.

5.2.4 Regelbarkeit

In der allgemeinen Vorstellung ist die Kraft-/Wegkennlinie der Beläge stetig, im Lüftspielbereich monoton und im Spannkraftbereich streng monoton (z. B. [13], [16], [135], [154], [159]). Damit ist jedem Weg eindeutig eine Kraft zugeordnet und im Spannkraftbereich auch umgekehrt [28]. Zwar unterliegt diese Kennung im Betrieb gewissen Schwankungen, die mathematischen Eigenschaften bleiben jedoch erhalten. Für die Re-

gelung der Bremse wird eine Lageregelung des Motors verwendet, der verschiedene andere Regelkreise überlagert werden können (Spannkraft, Bremsmoment, Spindelkraft, etc.). Die Lagereglung (und damit die überlagerte Regelung) wird prinzipiell dann funktionieren, wenn der Zusammenhang zwischen Spannweg und Motorposition eindeutig ist, so dass der Motor auf eine Änderung der Führungsgröße richtig reagieren kann, also bei nötiger Krafterhöhung zufährt und bei Krafterniedrigung entsprechend auffährt.

Als erster Fall wird die Bremse bei stehender Scheibe betrachtet, so dass die Umfangskraft und damit die Selbstverstärkung null sind. Da in der Bremse nur formschlüssige Getriebe verbaut sind (Spindeltrieb, Zahnrad, Keil), wird der Motorwinkel schlupffrei übersetzt, und aufgrund der konstanten Kennungen der Getriebestufen ist der Zusammenhang zwischen Drehwinkel und Belagweg linear. Aufgrund von Reibung wird sich zwischen dem Hin- und Rückweg eine Kraft- aber keine Weghysterese ergeben, solange die Spannkraft dem Motormoment entgegengesetzt wirkt und damit das System vorgespannt ist und Getriebe lose aufgebraucht sind. Erst wenn der Motor schneller zurückdreht, als das Getriebe folgen kann, werden die Spiele durchfahren, und eine Weghysterese wird die Folge sein.

Im nächsten Fall wird unter Umfangskraft betätigt, die durch die Selbstverstärkung eine Zusatzkraft in das System einleitet. Dadurch ändert sich die Betätigungskraft, die je nach Auslegung und Reibwert auch null oder negativ werden kann. Die Umfangs-, Betätigungs- und Zusatzkräfte wirken am selben Bauteil und können nur die durch die gegebene Kinematik vorgegebenen Wege zurücklegen. Damit ändert sich weder der lineare Zusammenhang zwischen Motorwinkel und Belagweg noch die Kraft-/Wegkennlinie des Reibbelags. Folglich wird mit einer Zustellbewegung des Motors die Spannkraft ansteigen und mit einer Zurückbewegung wieder fallen – in Verbindung mit der Selbstverstärkung aber auf einem variablen Betätigungskraft- beziehungsweise Momentenniveau. Auch in diesem Fall gilt die Aussage der Krafthysterese aufgrund von Reibung und Weghysterese durch Getriebe lose. Letzteres rückt jedoch bei der Selbstverstärkung stärker in den Vordergrund, da das System mit abnehmendem Betrag der Betätigungskraft weniger vorgespannt ist und diese zu null wird, wenn der Reibwert die Selbstverstärkung gegen unendlich gehen lässt. Die Summe aller Spiele zwischen Motor und Belag bestimmen in Verbindung mit der Übersetzung und der Kraft-/Wegkennlinie des Belags die resultierenden Spannkraftschwankungen, die der Regler nicht ausregeln kann. Damit reduziert sich die Regelgüte im speziellen Betriebsbereich, stellt aber die

grundsätzliche Regelbarkeit der Selbstverstärkung aufgrund der jederzeit eindeutigen Zuordnung von Motorwinkel zu Belagweg nicht in Frage.

Bild 5–15 zeigt das Ergebnis einer spannkraftgeregelten Stoppbremsung der Bremse mit Selbstverstärkung. Der Keilwinkel ist 19° und der Reibwert genügend groß, dass die Spindelkraft negativ wird. Dargestellt sind die Verläufe des Bremsmoments, der Spindel- und der Spannkraft. Mit der Höhe der Spannkraft von rund 8kN wird bei der simulierten Fahrzeugmasse eine Abbremsung von fast 7m/s^2 erreicht.

Zu Beginn der Bremsung, die mit einem Sprung der Sollkraft zum Zeitpunkt t_0 eingeleitet wird, dreht der Motor schnell hoch und bewegt den Belag in Richtung Scheibe. Erkennbar ist aufgrund der Trägheiten und Reibung ein Anstieg der Spindelkraft, der wegen der sehr hohen Gesamtübersetzung nur gering ausfällt. Sobald die Beläge die Scheibe berühren, entsteht eine Umfangskraft und das gewünschte Bremsmoment. Ersteres sorgt für die Selbstverstärkung, die so hoch ist, dass die Betätigungskraft das Vorzeichen ändert und negativ wird. Trotzdem dreht der Motor weiter in Zuspännbewegung und die Spannkraft steigt auf ihren Sollwert.

Um das Reglerverhalten bei einem Sprung des Reibwerts zu beobachten, wird bis in den Stillstand gebremst. Der Wegfall des Bremsmoments und der Umfangskraft entspricht rechnerisch einem Abfall des Reibwerts auf null. Da die Aufgabe des Reglers nach wie vor im Halten der Spannkraft besteht, steigt nach dem Wegfall der Umfangskraft die Spindelkraft an. Dazu muss das Motormoment seine Wirkrichtung ändern und dreht dabei ein Stück in Richtung Zuspännen, um die Getriebelose zu überwinden.

Die Schwingungen am Ende der Bremsung resultieren aus der Unstetigkeit des Geschwindigkeitsverlaufs am Ende des Anhaltewegs. Dadurch wird das System rotatorisch angeregt, und es entstehen Momentenschwankungen, die zu einer Schwankung der Selbstverstärkung führen, die von der Spindelkraft ausgeregelt werden, um die Spannkraft konstant zu halten.

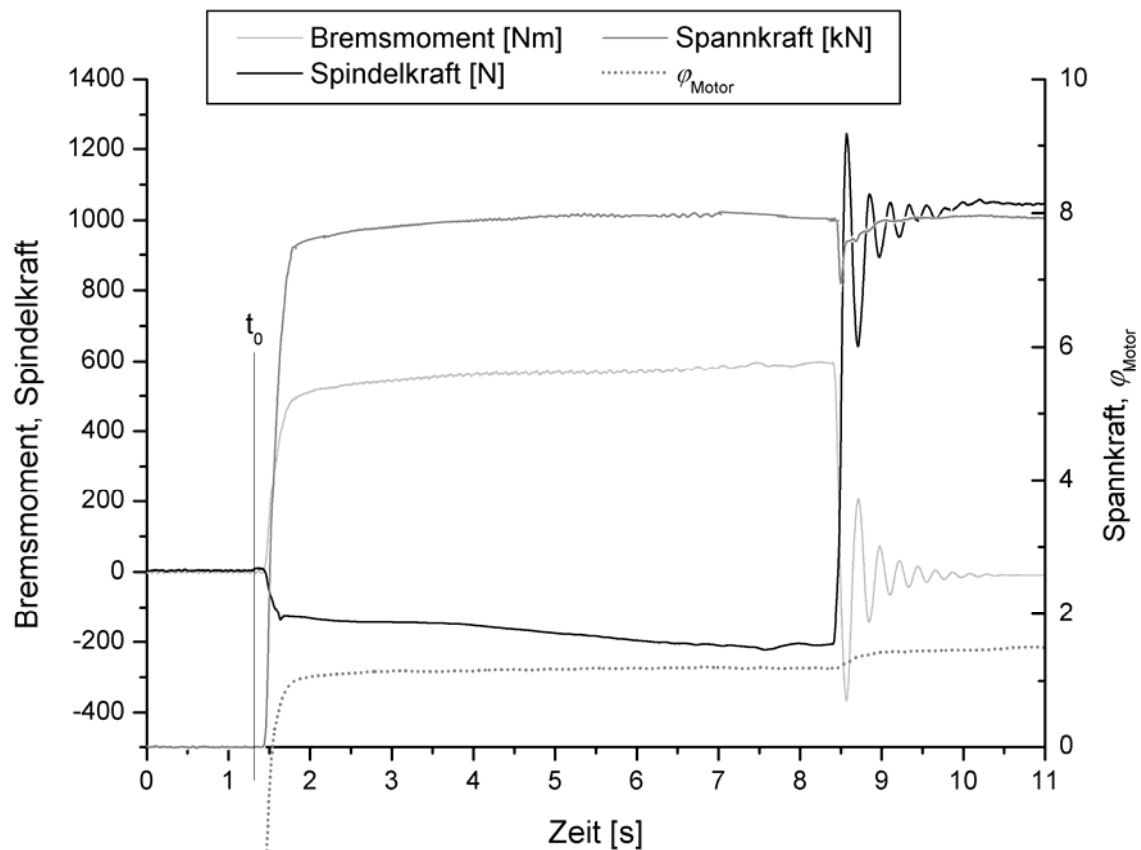


Bild 5–15: Spannkraftgeregelte Stillstandsbremsung

5.3 Vergleich der Lösungswege

Obwohl das Hauptaugenmerk in den veröffentlichten Untersuchungen der selbstverstärkenden Bremse auf der Leistungsaufnahme und Regelung liegt, finden sich in [157] auch Angaben über die Dynamik. Aus der gelüfteten Position benötigt die Bremse mit einem Keilwinkel von 40° zum Überwinden des Lüftspiels 20ms und weitere 27ms zum Erreichen von 9kN, entsprechend 90% des Sollwerts, da Zeitwerte oberhalb des Niveaus stark reglerabhängig sind. Im Stillstand – ohne Selbstverstärkung – benötigt die Bremse 13ms länger für den Spannkraftaufbau. Für diese Stoppbremsung mit geregelten 10kN Spannkraft hat die Bremse im eingeregelten Zustand eine mittlere elektrische Leistungsaufnahme von 35W. **Bild 5–16** zeigt die erreichten Zeiten für den dynamischen Kraftaufbau, bei dem die charakteristischen Zeitpunkte durch Geraden verbunden sind und nicht dem realen Verlauf der Kraft über der Zeit entsprechen.

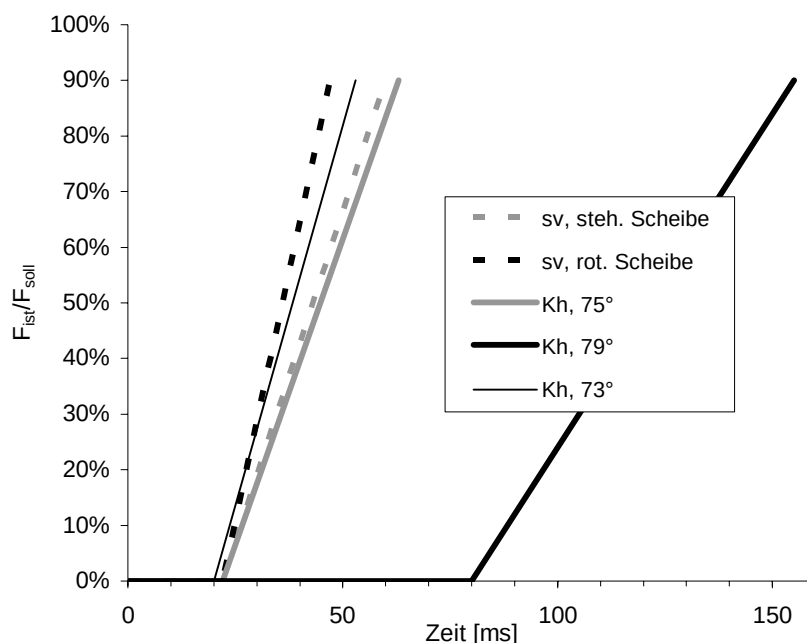


Bild 5–16: Kraftaufbauzeiten für eine Stoppbremse mit 10kN Spannkraft

Zum Vergleich wurden mit der Kniehebelbremse Versuche mit unterschiedlichen Konfigurationen gefahren. Zunächst wird der Kniehebelwinkel mit rund 75° derart eingestellt, dass die Zeiten für das Durchfahren des Lüftspiels gleich sind. Da beide Bremsen denselben Motor benutzen, kann bei vergleichbarer Übersetzung von einem ähnlichen Lüftspiel ausgegangen werden. Das Ergebnis zeigt im Schnitt, über drei hintereinander durchgeführte Messungen, gleiche Zeiten für die Bremsen zur Überwindung des Lüftspiels. Zum Kraftaufbau benötigt die Kniehebelbremse ein wenig länger, was mit unterschiedlichen Kraft-/Wegkennungen des Verbrauchers und der Änderung der Übersetzung mit dem Spannweg zu begründen ist. Das Streuband liegt bei den Wiederholungsversuchen bei $\pm 1\text{ms}$ bei der Lüftspielzeit und $\pm 5\text{ms}$ bei der Kraftaufbauzeit. Mit dieser Einstellung des Kniehebels ist die Bremse genauso dynamisch wie die Bremse mit Selbstverstärkung im Stillstand. Da bei rotierender Scheibe die Umfangskraft den Aufbau unterstützt, wird der Kraftaufbau mit dem Anlegen der Beläge an die Scheibe beschleunigt. Gleichzeitig reduziert sich die Leistungsaufnahme von über 100W bei der Kniehebelbremse auf rund 35W im eingeschwungenen Zustand der Stoppbremse. Selbst wenn der Startwinkel auf 73° reduziert wird, wird diese Dynamik mit der Kniehebelbremse kaum erreicht. Bei einer weiteren Verringerung des Startwinkels wird aufgrund der zu geringen Übersetzung die Kraft kaum mehr erreicht. Für eine vergleichbare Leistungsaufnahme muss der Übersetzungsbereich deutlich erhöht werden, und es ergibt sich ein Startwinkel von 79° . Damit bewegt sich der Kniehebel in der Lüftspielphase ebenfalls in einer höheren Übersetzung, so dass der längere Weg für den

Motor zu einer deutlichen Verlängerung sowohl der Lüftspiel- als auch der Kraftaufbauzeit führt.

Folglich können mit dem nichtlinearen Getriebe annähernd sowohl die statischen, als dynamischen Kennwerte der Bremse mit Selbstverstärkung eingestellt werden. Der große Unterschied zur Selbstverstärkung besteht allerdings darin, dass zum einen nicht beide Eigenschaften gleichzeitig zu haben sind und zum anderen nicht nur der Zielkonflikt bezüglich der Statik/Dynamik besteht, sondern ebenfalls die Erschöpfbarkeit des Weges in Verbindung mit einer Reduktion der maximal erreichbaren Spannkraft. Qualitativ war dieses Ergebnis zu erwarten, da bei der Selbstverstärkung zusätzliche Energie in das System einfließt, die der Vergleichsbremse ohne Selbstverstärkung sowohl beim Kraftaufbau als auch beim Kraft-Halten fehlt.

5.4 Fazit

Der Einsatz einer über dem Spannweg veränderlichen Getriebeübersetzung bietet die Möglichkeit, die geforderte Kraftreserve für den Fadingfall nicht im Motormoment vorzuhalten, sondern im Getriebe. Mit einem Eingangsdrehmoment von 2Nm soll die für eine Vollverzögerung erforderliche Spannkraft erreicht werden. Während die konstruierte Kniehebelbremse eine Verdopplung der Spannkraft über die Zunahme der Übersetzung ermöglicht, benötigt eine Vergleichsbremse mit konstanter Übersetzung das doppelte Motordrehmoment. Damit verdoppelt sich die Leistungsaufnahme der Bremse, die nicht nur das Bordnetz unmittelbar höher belastet, sondern es muss auch für die höhere Last ausgelegt sein. Durch das kleinere Motormoment baut der Motor kleiner und besitzt geringere Massenträgheiten, die für eine vergleichbare Dynamik die elektrischen Leistungsanforderungen weiter reduzieren.

Die Verwendung einer nichtlinearen Getriebekennung in Verbindung mit einer über dem Belagverschleiß nicht konstanten Kraft-/Wegkennlinie der Reibungsbremse erfordert eine Möglichkeit der Anpassung der Getriebekennung. Allerdings sollte die Einstellbarkeit der Getriebekennung nicht auf den Belagverschleiß beschränkt, sondern jederzeit im Betrieb ermöglicht werden, indem der Arbeits- und damit der Übersetzungsbereich des Kniehebels durch die Wahl des Startwinkels verstellt wird. Unter der Voraussetzung, dass eine Verstellbarkeit sowohl in positive als auch in negative Richtung möglich ist, eröffnet dies die Möglichkeit, im regulären Betrieb der Bremse eine Änderung vorzunehmen, um die Eigenschaften der Bremse an die aktuellen Anforderungen anzupassen, beispielsweise hinsichtlich ihrer Statik, Dynamik oder benötigter Wegre-

serven. Da die konstruktiv vorgehaltene Spannwegreserve nicht innerhalb einer Bremsung verbraucht wird, sondern die Bremse durch aufeinander folgende Bremsungen mit hohem Leistungsumsatz einen Temperaturbereich erreicht [135], in dem die Wegreserve zum tragen kommen kann, wird es ausreichen, den Reserveweg in Abhängigkeit des Belastungskollektivs anzupassen. Somit wäre es im Normalbremsfall nicht erforderlich, die komplette Wegreserve vorzuhalten, sondern diese vielmehr auf ein Minimum zu reduzieren. Damit lässt sich die Bremse in einem höheren Übersetzungsbereich betreiben, um beim stationären Bremsen das benötigte Haltemoment und somit die Energieaufnahme der Bremse zu minimieren. Die Übersetzung kann dabei soweit gesteigert werden, bis die Anforderung an die Kraftaufbaudynamik gerade noch erfüllt ist. Andererseits lässt sich mit der Verstellung des Kniehebelstartwinkels zu einer hohen Anfangsübersetzung die Dynamik der Bremse verbessern. Dadurch erhöhen sich die Haltemomente und die Leistungsaufnahme steigt. Bei der im Rahmen der Arbeit konstruierten Bremse zeigt sich wegen der über dem Weg progressiven Übersetzungskennung in Verbindung mit der kleinen Baugröße eine hohe Empfindlichkeit der Verstellung. Bereits eine Änderung von 2° führt zu einer Verbesserung der Kraftaufbauzeit für eine Vollverzögerung um 14%.

Im Gegensatz dazu kann die Selbstverstärkung den Zielkonflikt zwischen statischen und dynamischen Eigenschaften der Bremse dahingehend auflösen, dass durch den Eintrag an zusätzlicher Energie sowohl das Haltemoment und damit die Leistungsaufnahme reduziert, als auch der dynamische Kraftaufbau beschleunigt wird. Ein Auslegungskriterium bezüglich der Höhe der Selbstverstärkung besteht in der Minimierung des Gesamtenergieverbrauchs, der sich zusammensetzt aus dem Verbrauch während der ungebremsten und gebremsten Phasen. In letzterer kann der Energieverbrauch über den Einsatz der Selbstverstärkung reduziert werden. Am Beispiel einer Reibwertverteilung bei vier verschiedenen Fahrzeugen wird bei einer Bremse ohne Selbstverstärkung rund 90% der Energie im nichtgebremsten Zustand verbraucht. Für die Höhe der Reduktion der verbleibenden 10% ist neben dem Lastkollektiv auch die Höhe und Häufigkeitsverteilung des Belagreibwerts entscheidend. Für dieses Beispiel liegt die maximale Gesamtenergieersparnis im Fall einer individuellen Auslegung auf fahrzeugspezifische Reibwerte bei 9% und fällt bei einer allgemeinen Auslegung auf alle vorkommenden Reibwerte unter 7%.

Zielführender ist daher die Auslegung der Selbstverstärkung auf die kleinste erforderliche maximale Betätigungskraft. Dabei ist die Selbstverstärkung so ausgelegt, dass die

Betätigung beim höchsten Reibwert mit derselben Kraft am Belag zieht wie sie beim niedrigsten Reibwert drückt. Für die Auslegung wird im Gegensatz zur energetischen Betrachtung lediglich das vorkommende Reibwertintervall zugrunde gelegt. Im beschriebenen Beispiel fällt mit einem $E^* = \frac{1}{3}$ die maximal benötigte Betätigungskraft auf ein Drittel der benötigten Kraft ohne Selbstverstärkung. Dadurch sinkt die erforderliche Betätigungsenergie sowie die benötigte Betätigungsleistung. Infolgedessen wird das Bordnetz entlastet, und es können kleinere Motoren zum Einsatz kommen, die wiederum mit niedrigeren Trägheitsmomenten der Dynamik helfen. Durch die Verringerung der Betätigungskraft wird das Zentrallager der Bremse, über das (bei einer herkömmlichen Betätigung mit einer Spindel) die Spindelkraft mit einem Rotationsfreiheitsgrad im Gehäuse abgestützt wird, entlastet und damit dessen Wirkungsgrad ansteigen [16].

Grundsätzlich gilt für die Selbstverstärkung, dass der Belagkeil unter einem Winkel $< 90^\circ$ betätigt werden sollte, um diesen gleichzeitig als translatorisches Getriebe zu nutzen. Die Übersetzung des Keilgetriebes ist dann maximal, wenn parallel zum Belagkeilwinkel betätigt wird. Im beschriebenen Beispiel steht dadurch eine Übersetzung von $i \approx 3,5$ zur Verfügung, die ohne eine Erhöhung von Massen, Trägheiten und Wirkungsgradverlusten genutzt werden kann, da die Bauteile ohnehin vorhanden sind. Darüber hinaus entfällt zwischen der Betätigung und dem Belagkeil eine Lagerstelle, da durch die parallele Betätigung keine Relativbewegung zwischen den Bauteilen stattfindet. Gleichzeitig werden in der Führung des Belagkeils die Querkräfte aufgenommen, und die Betätigungsspindel ist somit querkraftfrei. Während durch die Funktionsintegration des Belagkeils zur gleichzeitigen Übernahme einer Getriebeübersetzung das E^* unverändert bleibt, erhöht sich das C^* der Bremse bezogen auf den Spindelausgang auf $C^*(\mu = 0,2) = 10$ beim kleinsten vorkommenden Reibwert.

Im Vergleich der adaptiven Getriebeübersetzung mit der Selbstverstärkung zeigen sich die Vorteile der zusätzlichen Energie, die durch die Selbstverstärkung in das System zurückgeführt wird. Zwar lassen sich mit der Verstellung der Getriebeübersetzung vergleichbare statische und dynamische Eigenschaften der Bremse einstellen, im Gegensatz zur Selbstverstärkung aber nicht gleichzeitig für einen Bremsvorgang. Beiden Ansätzen gemeinsam ist die Erschöpfbarkeit des Ausgangswegs und damit die Notwendigkeit einer Verschleißnachstellung.

6 Diskussion der Ergebnisse und Ausblick

6.1 Diskussion

Mit der Verwendung eines nichtlinearen Getriebes wird der Freiheitsgrad in der statischen und dynamischen Auslegung der Bremse erweitert. Dem Nachteil der Wegabhängigkeit der Übersetzung und daraus resultierenden Einschränkung der Anpassung auf eine Verbraucherkennlinie kann durch die Integration der erforderlichen Verschleißnachstellung in das Gesamtkonzept begegnet werden. Die Versuchsergebnisse zeigen, dass bei einer gegebenen Verbraucherkennlinie die Anpassung der Getriebekennung deutliche Veränderungen im statischen und dynamischen Verhalten der Bremse nach sich zieht. Denkbar wäre daher, unter Einbeziehung der Nachstellung in das Regelkonzept, die Bremse jederzeit im Betrieb anzupassen. Lässt sich beispielsweise mit Hilfe der vorhandenen Sensorik ein drohender Fadingfall absehen, wird zu Beginn der Folgebremsung ein kleinerer Startwinkel eingestellt, der zu Lasten der Statik der Bremse mehr Kraft- und Wegreserve vorhält. Dazu muss eine Verstellung des Kniehebelwinkels in beide Richtungen möglich sein, die in der beschriebenen Nachstellung nicht vorhanden ist, durch einen schaltbaren Freilauf aber zu realisieren wäre. Mit dieser Funktion kann eine im Rahmen der Auslegung beliebige Kraft oder ein nutzbarer Ausgangsweg eingestellt werden, die mit ausgestrecktem Kniehebel erreicht werden.

So lässt sich mithilfe der adaptiven Getriebekennung die Feststellbremsfunktion in die Bremse ohne Mehraufwand integrieren, indem der Startwinkel so eingestellt wird, dass mit Erreichen des maximalen Ausgangswegs die für das Halten des Fahrzeugs erforderliche Spannkraft erreicht wird. Im ausgestreckten Zustand geht die Übersetzung gegen unendlich und die Betätigung wird kraftfrei. Damit ist eine Voraussetzung für die Realisierung einer Feststellbremse erfüllt.

Obwohl die nichtlineare Kennung die gezielte Auslegung hinsichtlich der statischen und dynamischen Eigenschaften ermöglicht, hebt sie zunächst den Zielkonflikt zwischen Statik und Dynamik nicht auf. Allerdings genügt der erforschten Kniehebelbremse ein Motor, der gegenüber einer Bremse mit konstanter Übersetzung und gleicher erreichbarer Maximalkraft ein halbiertes maximales Motormoment, da die Spannkraftreserve über eine Übersetzungsreserve vorgehalten wird. Dadurch ergibt sich trotz gleicher benötigter Übersetzung im Normalbremsfall eine verbesserte Dynamik wegen des kleineren und leichteren Motors, und das Bordnetz muss nur auf eine niedrigere Dauerlast im Fa-

dingfall ausgelegt sein. Wegen geringerer elektrischer Ströme ergeben sich Kostenvorteile für die verwendeten Leistungsbauteile der Servoverstärker und eine niedrigere Gesamtmasse des Bordnetzes durch dünnere Kabel. Eine weitere Vergleichsbasis ist eine Bremse mit konstanter Übersetzung und Verwendung desselben Motors. Im Direktvergleich der Bremsen zeigt sich eine deutliche Verbesserung der Kraftaufbau- und Reversierdynamik, da die Bremse in einem höheren Übersetzungsbereich betrieben wird. Letzteres führt gegenüber einer konstanten Getriebeübersetzung zu erhöhten Haltemomenten.

Über die nichtlineare Kennung hinaus wird das Getriebe um die Variation des Übersetzungsbereichs im Betrieb der Bremse erweitert. Mit der Verschleißnachstellung lässt sich der Abstand zwischen Kniehebel-Ausgang und Belag einstellen, um in Verbindung mit der Nockenpositionierung den Startwinkel und damit den Übersetzungsbereich des Getriebes anzupassen. So ist es im Betrieb der Bremse entweder möglich, für niedrige Haltemomente das Getriebe in einem hohen Übersetzungsbereich oder für hohe Dynamik in einem niedrigen Übersetzungsbereich zu betreiben. Dieser Zielkonflikt ließe sich nur durch eine Vergrößerung der Übersetzung im angespannten Zustand während einer Stoppbremung auflösen. Unter der Voraussetzung, dass die Einstellung des Startwinkels und damit der Anfangsübersetzung hochdynamisch erfolgt, lässt sich unter normalen Bedingungen das Getriebe in einem hohen Übersetzungsbereich betreiben, und bei Erkennung einer Notbremssituation eine niedrigere Anfangsübersetzung einstellen. Dabei ist auch zu beachten, dass der Kniehebel mit zunehmender Übersetzung weniger Wegreserve zur Verfügung stellt, die aber ohnehin im Normalbetrieb zugunsten niedriger Haltemomente minimiert werden sollte. Im drohenden Fadingfall kann der Reserveweg durch die Einstellung einer niedrigeren Übersetzung erhöht werden.

Für die Einstellung des Startwinkels, die in der Versuchsvorbereitung manuell erfolgte, ist die Kenntnis des Kniehebelwinkels erforderlich, der im Prototyp über die Abstandsmessung der Kniehebelenden errechnet wird. Gleichzeitig erfolgt über diese Weginformation die Ermittlung der Kraft-/Wegkennlinie der Beläge, um den Übersetzungsbereich und den Reserveweg einzustellen. Wegen des variierenden Arbeitsbereichs des Getriebes kann diese Information nicht aus dem Drehwinkel des Motors errechnet werden.

Die Selbstverstärkung bringt durch die Rückführung der Umfangskraft zusätzliche Energie auf die Betätigungsseite ein. Diese Zusatzkraft hilft dem Motor, die Dynamik zu verbessern und entlastet ihn, da nun geringere Betätigungskräfte aufzubringen sind. Ab-

hängig ist die Höhe der zurückgeführten Energie vom Winkel zwischen Umfangskraft und Abstützung zum einen sowie dem aktuellen Reibwert zum anderen. Statisch ist die Unterstützung dann maximal, wenn die Selbstverstärkung gegen unendlich geht und damit die Betätigungskraft null wird. Auch bei der Selbstverstärkung werden die besten Ergebnisse dann erzielt, wenn die Einsatzbedingungen bekannt sind und die konstruktiven Parameter darauf ausgelegt werden können. Die beeinflussenden Parameter, die sowohl systemimmanent sind als auch fahrer- und fahrzeugabhängig, sind die Schwankungen des Reibwerts und dessen Häufigkeitsverteilung im Betrieb sowie das Lastkollektiv der Bremse im Sinne der Höhe der Abbremsungen und Anteil der Bremszeit an der Fahrzeit, da auch im nicht gebremsten Fall Energie vom System verbraucht wird. Wenn alle diese Variablen bekannt sind, lässt sich ein energetischer Vorteil abschätzen, der im beschriebenen Fall weniger als zehn Prozent beträgt. Deutlich vorhersehbarer ist die Auslegung im Kraftmaßstab, da hierfür von den genannten Variablen ausschließlich die Reibwertschwankung angenommen werden muss. Unter der Annahme eines zu erwartenden Reibwertintervalls reduziert sich gegenüber einer herkömmlichen Bremse ohne Selbstverstärkung die erforderliche statische Betätigungskraft um rund 66%. Da der Belagkeil ohnehin für die Selbstverstärkung benötigt wird, empfiehlt sich gleichzeitig die Integration der Funktion des (translatorischen) Getriebes, indem die Kraft nicht senkrecht zur Scheibe, sondern unter einem Winkel $< 90^\circ$ eingeleitet wird. Das so genutzte translatorische Getriebe erreicht dann seine maximale Übersetzung, wenn Betätigungs- und Keilwinkel übereinstimmen. Die Nutzung als Getriebe ist energetisch unabhängig von der Selbstverstärkung und dient lediglich der Funktionsintegration, um damit einen Beitrag zur Optimierung des Gesamtsystems zu leisten.

Bezüglich des Zielkonflikts zwischen statischer und dynamischer Auslegung bietet die Selbstverstärkung eine mögliche Auflösung. Beide Eigenschaften sind grundsätzlich reibwertabhängig und im empfohlenen Auslegungsfall sogar gegenläufig, da sich mit zunehmender Höhe der zurückgeführten Kraft die Zuspandynamik verbessert, während die beste Statik dann erreicht wird, wenn die Höhe der Zusatzkraft gerade ausreicht, die Betätigungskraft zu null werden zu lassen. Eine weitere Erhöhung der Zusatzkraft führt zu einer negativen Betätigungskraft und einer Verschlechterung der Statik.

Allerdings kann das volle statische Potenzial, das zu einer Reduktion der Betätigungskraft führt und damit niedrige Übersetzungen und/oder kleine Antriebsmomente erfordert, nicht ausgeschöpft werden, da bei hohen Reibwerten der Betätigungskraftüber-

schuss genügend hoch sein muss, um sowohl der hohen Zusatzkraft als auch der kinetischen Energie der zufahrenden Bremse entgegenzuwirken.

Zum großen Nachteil wird die mit abnehmendem Keilwinkel zunehmende tangential Bewegung des Belags, die zwar einerseits dazu führt, dass rechnerisch der Reibradius ansteigt, andererseits aber der Belag in seiner Kontur nicht die volle Reibringhöhe überdecken kann, damit bei hohen tangentialen Wegen der Belag über die Scheibe ragt. Dem könnte begegnet werden, indem der Belag nicht linear, sondern über eine komplizierte Kinematik auf einer Kreisbahn geführt wird, jedoch bleibt eine Verschiebung der Beläge zueinander erhalten. Letztere entfällt, wenn die Umfangskraft nicht nur wie im beschriebenen Prototyp einseitig der Bremsscheibe zurückgeführt wird, sondern auf beiden Seiten. Wegen der doppelten Umfangskraft erhöht sich für eine vergleichbare Selbstverstärkung der Keilwinkel, wäre aber mit Mehraufwand auf der passiven Seite verbunden.

Im Vergleich der Lösungswege zeigt sich, dass mit dem nichtlinearen Getriebe durch eine Anpassung der Übersetzungscharakteristik entweder die statische oder dynamische Eigenschaft der Bremse mit Selbstverstärkung annähernd erreichbar ist. Dass sie nicht gleichzeitig vorkommen, erklärt sich durch die zusätzliche Energie, die durch die Selbstverstärkung dem System zur Verfügung steht, was die Überlegenheit des Ansatzes zeigt.

Sowohl die Selbstverstärkung als auch das nichtlineare Getriebe bedeuten einen erheblichen Mehraufwand gegenüber der üblichen Motor-Spindel-Lösung. Zu nennen sind hier die höhere Anzahl an benötigten Teilen und die erforderliche Verschleißnachstellung, die im Fall des nichtlinearen Getriebes dessen Funktion allerdings deutlich erweitern kann. Für eine Einordnung der Ergebnisse bezüglich herkömmlicher Systeme fehlt für den Vergleich mit dem nichtlinearen Getriebe eine Bremse mit konstanter Getriebeübersetzung und für die Selbstverstärkung eine Bremse mit einem konventionellen Reibteil. Beide Vergleichssysteme müssten ansonsten gleiche Systemeigenschaften wie Massenträgheiten, Motor- und Verbraucherkennlinien, Wirkungsgrade, etc. aufweisen. Eine Kombination der Lösungswege scheint in Anbetracht des zu erwartenden Aufwands bezogen auf das vermutete Verbesserungspotenzial nicht empfehlenswert.

6.2 Übertragbarkeit

Für eine quantitative Abschätzung der Potenziale wurde auf Messdaten aus Versuchen mit hydraulischen Serienradbremsen zurückgegriffen, deren Messergebnisse einem

gängigen Test innerhalb der Serienentwicklung für Pkw-Scheibenbremsen entstammen. Damit wird eine praxisbezogene Beurteilung des Potenzials der Selbstverstärkung geleistet, obwohl die verwendete Datenbasis weder repräsentativ ist noch das komplette zu erwartende Spektrum abdeckt. Die Ergebnisse von vier Fahrzeugen zeigen beispielhaft, welchen Schwankungen das Reibsystem unterworfen ist und welche Konsequenzen für die Auslegung daraus zu ziehen sind. Anhand der Häufigkeitsverteilung der Reibwerte und der anteiligen Brems- an der Fahrzeit in diesem Test wird das energetische Verbesserungspotenzial selbstverstärkender Bremsen abgeleitet. Darüber hinaus wird die Abschätzung der Leistungsaufnahme einer elektrischen Radbremse für ein Fahrzeug der Mittelklasse als Vergleichsbasis herangezogen. Damit sind die quantitativen Aussagen nur für diese Annahmen gültig und auf andere Fahrzeuge mit abweichenden Lastkollektiven nicht übertragbar.

Im Gegensatz dazu ist bei der Auslegung der Selbstverstärkung auf die Reduktion der maximal benötigten Betätigungskraft nur die Kenntnis des Reibwertintervalls nötig. Die für die Berechnungen zugrunde gelegten Prüfstandsergebnisse werden aber für allgemein verwendete Reibpaarungen aus Literaturangaben bestätigt, so dass die Aussagen eine breitere Basis erhalten und auf alle gängigen Reibpaarungen übertragbar sind.

6.3 Ausblick

Der Einsatz sowohl der Selbstverstärkung als auch eines nichtlinearen Getriebes in einer elektrisch betätigten Radbremse erfordert gegenüber der herkömmlichen Lösung (Motor+Spindel) einen erheblichen Mehraufwand, nicht nur bezogen auf den Aufbau der Bremse, sondern vielmehr wegen der zwingenden Notwendigkeit einer Verschleißnachstellung. Die größten Vorteile bringt der Einsatz der Selbstverstärkung, deren Potenzial vor allem dann ausgeschöpft wird, wenn auch Betriebszustände gezielt in die Auslegung mit eingeschlossen werden, bei denen die Betätigungskraft $F_{Bet} \leq 0$ wird. Damit lässt sich die erforderliche Leistung des Motors reduzieren und damit auch die erforderliche Getriebeübersetzung, die allerdings gerade wegen der hohen Selbstverstärkung genügend Reserve vorhalten muss, um bei hohen negativen Betätigungskräften ausreichende Kraftabbaudynamik (z.B. während einer ABS-Regelung) zu gewährleisten.

Deshalb sollte untersucht werden, ob in Verbindung mit diesen Leistungs- und Übersetzungsreserven eine niedrigere Selbstverstärkung ähnlich gute Ergebnisse liefert. Vorstellbar ist eine grenzwertige Auslegung, bei der auch beim höchsten zu erwartenden Reibwert die Betätigungskraft gerade noch größer null ist. Damit wäre ein weiterer ent-

scheidender Nachteil der oben genannten Auslegung der Selbstverstärkung ebenfalls eliminiert, die fail-silent Anforderung zu erfüllen, die im Rahmen dieser Arbeit nicht berücksichtigt ist und noch besonderen Forschungs- und Entwicklungsbedarf beinhaltet. Aber auch wenn die Bremse selbsttätig löst, wird aufgrund der mangelnden Dynamik des Vorgangs trotzdem eine Integration in die globale Fahrzeugregelstrategie erforderlich sein.

Alle Vorteile der Selbstverstärkung lassen sich aus heutiger Sicht zusammenfassen in der Möglichkeit, eine Vorderachsbremse im 12/14V Bordnetz eines Pkw zu betreiben, so dass das 36/42V Bordnetz keine zwingende Voraussetzung für die Einführung der EMB bedeutet [1], [2], [141]. Allerdings sind die Vorteile der reduzierten Leistungsanforderung und Bordnetzbelastung unabhängig von der Spannungsversorgung, so dass auf den Einsatz der Selbstverstärkung auch im 36/42V Bordnetz nicht verzichtet werden kann.

7 Zusammenfassung

Die vorliegende Arbeit befasst sich mit der Thematik der Leistungs- und Energieaufnahme elektromechanisch betätigter Radbremsen. Es werden zwei Wege beschrieben, die zu einer Reduktion der Leistungs- und Energieaufnahme führen. Zum einen lässt sich ein Teil der kinetischen Energie des fahrenden Fahrzeugs über die Selbstverstärkung nutzen, die die Betätigungsarbeit reduziert, und zum anderen kann durch eine geeignete Getriebeauslegung die elektrische Leistungsaufnahme reduziert werden.

In einer theoretischen Analyse des Systems Radbremse werden die konstruktiven Möglichkeiten beschrieben, die zu einer reduzierten Leistungsanforderung führen. Darüber hinaus werden Kenngrößen wie z.B. der energetische Bremsenkennwert definiert, die als Bewertungskriterien der beschriebenen Ansätze dienen. Mithilfe eines Simulationsmodells unter Matlab[®] Simulink[®] werden die konstruktiven Parameter des nichtlinearen Getriebes festgelegt und die Vorteile gegenüber der konstanten Übersetzung gezeigt. Für die Untersuchungen wurde eine Bremse mit nichtlinearem Getriebe, dessen Übersetzungskennung zusätzlich im Prüfbetrieb der Bremse über die Verschleißnachstellung verändert werden konnte, entwickelt und konstruiert. Darüber hinaus wurde die modular aufgebaute Forschungsbremse mit Selbstverstärkung [158] um einen Keil erweitert, der die Selbstverstärkung auch in Bereichen nutzen lässt, in denen für die Regelung einer Spannkraft aktiv am Belag gezogen werden muss. Beide Bremsen wurden auf dem *fzd*-Rollenprüfstand erprobt.

Der Einsatz einer über dem Spannweg veränderlichen Getriebeübersetzung bietet den Vorteil, die geforderte Kraftreserve für den Fadingfall nicht im Motormoment vorzuhalten, sondern im Getriebe. Während die konstruierte Kniehebelbremse eine Verdopplung der Spannkraft nur über die Zunahme der Übersetzung ermöglicht, benötigt eine Vergleichsbremse mit konstanter Übersetzung das doppelte Drehmoment. Damit verdoppelt sich die Leistungsaufnahme der Bremse, die nicht nur das Bordnetz unmittelbar höher belastet, sondern letzteres muss auch für die höhere Last ausgelegt sein. Durch ein kleineres Maximalmoment baut der Motor kleiner und besitzt geringere Massenträgheiten, die für eine vergleichbare Dynamik die elektrischen Leistungsanforderungen weiter reduzieren. Ein solches Getriebe erfordert eine Möglichkeit der Anpassung der Übersetzungskennung, um der verschleißbedingten Änderung der Kraft-/Wegkennlinie der Reibungsbremse Rechnung zu tragen. Diese Funktion ist in der Verschleißnachstellung enthalten, die wegen der Erschöpfbarkeit des Getriebes ohnehin vorhanden sein muss.

Wird die Anpassung der Getriebeübersetzung darüber hinaus auch auf den regulären Betrieb erweitert, zeigen sich weitere Reduzierungspotenziale der elektrischen Leistungsaufnahme, in dem das Getriebe in einem höheren Übersetzungsbereich betrieben wird. Jedoch müssen hierzu verlängerte Kraftaufbauzeiten in Kauf genommen werden. Andererseits kann bei einer Einstellung niedriger Übersetzungen die Dynamik zu Lasten höherer Haltemomente deutlich verbessert werden.

Für die Bestimmung des Potenzials der Selbstverstärkung werden ohne Berücksichtigung der fail-safe oder fail-silent Eigenschaften des Systems die Auslegungsgrenzen der Selbstblockade für herkömmliche hydraulisch betätigte Bremsen überschritten und so Zustände im Betrieb erreicht, bei denen für das Halten einer Spannkraft am Belag gezogen werden muss. Mit dieser hohen Selbstverstärkung lässt sich der Energieverbrauch während der Stoppbremsungen in einem beispielhaften Fahrzyklus um bis zu 90% reduzieren. Jedoch hat in demselben Zyklus der Energieverbrauch im nichtgebremsten Zustand einen Anteil von über 90%, so dass der Beitrag der Selbstverstärkung zur Reduktion des Gesamtenergieverbrauchs vernachlässigbar ist. Außerdem setzt diese Optimierung der Auslegung die genaue Kenntnis der Reibwertverteilung voraus. Daher wird als Auslegungskriterium die Minimierung der maximal erforderlichen Betätigungskraft favorisiert. Voraussetzung hierfür ist lediglich die Kenntnis des minimal und maximal zu erwartenden Belagreibwerts. Bei einem Reibwertintervall gängiger Beläge von $\mu = 0,2 \dots 0,6$ lässt sich mit einem Keilwinkel von $16,7^\circ$ allein aus der zurückgeführten Energie über die Selbstverstärkung während einer Stoppbremsung die maximal benötigte Betätigungskraft und damit das benötigte statische Motormoment um zwei Drittel herabsetzen. Daraus resultieren analog zur nichtlinearen Getriebeübersetzung Vorteile für die Motorauslegung und Belastung des Bordnetzes, die allerdings wegen der Rückführung zusätzlicher Energie auf die Betätigungsseite deutlich höher ausfallen.

8 Anhang

8.1 Parameter für die Validierung

Motor

Loopzeit	0,004s
el. Spannung	36V
max. Drehzahl	3.300U/min
max. Strom	17A
Spulenwiderstand	0,45Ω
Induktivität	0,27mH
Motorkonstante	0,095Nm/A
Trägheitsmoment	$1,2 \cdot 10^{-4} \text{kgm}^2$
Masse	2,5kg

Planetengetriebe

Übersetzung	20
Wirkungsgrad	0,85
Trägheitsmoment	$0,05 \cdot 10^{-4} \text{kgm}^2$
Masse	0,3kg

Spindelgetriebe

Axial-Nadellager	
Ø	40mm
f_0	2,5
f_1	0,0018
Masse	0,2kg
Spindeltrieb	
d_0	31mm
Steigung	4mm
Trägheitsmoment	$0,93 \cdot 10^{-4} \text{kgm}^2$
Ø	3,5mm
Länge	24mm
Masse der Mutter	0,28kg
Masse der Spindel	0,2kg
Übersetzung	$500\pi \text{rad/m}$

k	0,038 bzw, 0,02 (RGT bzw, KGT)
$\eta_{\text{rot/trans}}$	$1/(1+(k \cdot d_0/\text{Steigung}))$
$\eta_{\text{trans/rot}}$	$1-(k \cdot d_0/\text{Steigung})$

Reibteil

Reibkraft	100N
Lüftspiel	0,3mm
Belagmasse	0,412kg
Belagsteifigkeit	$2,15 \cdot 10^8 \text{N/m}$
Belagdämpfung	430Ns/m
Masse der Faust	4,5kg
Steifigkeit der Faust	$1,2195 \cdot 10^8 \text{N/m}$
Dämpfung der Faust	$1,1 \cdot 10^3 \text{Ns/m}$

8.2 Parameter für den Getriebevergleich

Allgemeine Daten

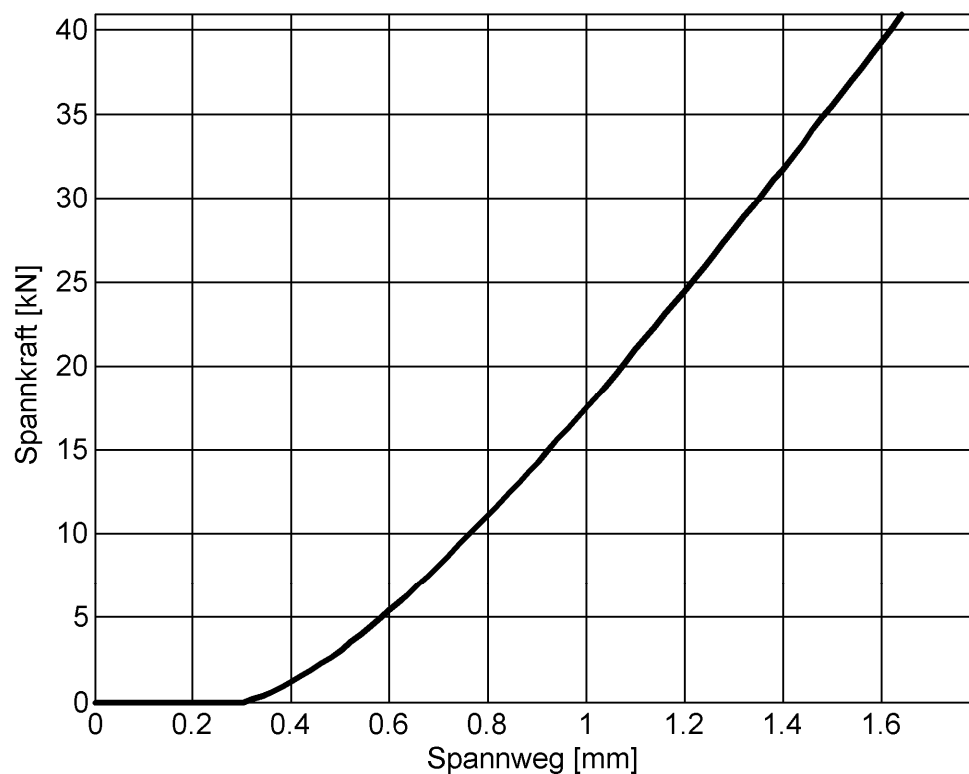


Bild 8–1: Verbraucher kennlinie

η	0,8
Massenträgheit	$18,4 \cdot 10^{-5} \text{kgm}^2$

Lüftspiel	0,3mm
max, Spannkraft	40kN

Motor

Leerlaufdrehzahl	3.200U/min
Knickdrehzahl	1.200U/min
max. Motormoment	2Nm
max. mech. Motorleistung	268W

Getriebe mit konstanter Übersetzung

Übersetzung rot/rot	15,6
Übersetzung rot/trans	4mm/U
Übersetzung trans/trans	1

Zweistufiges Getriebe

Schaltkraft	20kN
-------------	------

Vierstufiges Getriebe

Schaltkräfte	10; 20; 30kN
--------------	--------------

Stufenloses Getriebe

erste Schaltkraft	2kN
-------------------	-----

Kniehebelgetriebe

Übersetzung rot/rot	13,6
Nockengrundradius	25mm
Nockensteigung	5,09
Kniehebellänge	35mm
Startwinkel	77,7°

9 Literatur

- [1] Achenbach, W.: X-by-Wire-Systeme – Trend und Grenzen. Kongress „Fortschritt und Zukunft in der Automobil-Elektronik“ Stuttgart 26./27.06.2001
- [2] Badstübner, J.: Heißes Eisen. Automobilindustrie 10/2004
- [3] Balz, J.; Bill, K.-H.; Böhm, J.; Scheerer, P.; Semsch, M.: Konzept für eine elektromechanische Fahrzeugbremse. ATZ Automobiltechnische Zeitschrift 98 (1996), S. 328ff.
- [4] Bannatyne, R.: Advances and Challenges in Electronic Braking Control Technology. SAE 982244, 1998
- [5] Barthenheier, Th.: Potenzial einer fahrertyp- und fahrsituationsabhängigen Lenkradmomentgestaltung. Fortschritt-Berichte VDI Reihe 12 Nr. 584, Düsseldorf: VDI-Verlag, 2004
- [6] Bayer, B.: Brake-by-Wire – Ein elektro-mechanisches Bremssystem. Konferenz „x-by-wire“ Ludwigsburg 16./17.10.2001
- [7] Bayer, B.: Elektromechanisches Bremssystem – Status und Perspektiven. Tagung „Brems- und Regelsysteme“ Essen 9./10.05.2000
- [8] Baylis, Chr.: Maximum Torque Brake, Tagung „Bremstech“ München 2004
- [9] Beller, H., Rieth, P.: Mit „Total Chassis Management“ auf dem Weg zum intelligenten Fahrwerk. XX. Internationales μ -Symposium. Fortschritt-Berichte VDI, Reihe 12, Nr. 440, Düsseldorf 2000
- [10] Belschner, R.; Hedenetz, B.; Heni, A.; Nell, J.; Willimowski, P.; Kopetz, H.: Trockenes Brake-by-Wire mit fehlertolerantem TTP/C-Kommunikationssystem. VDI-Berichte Nr. 1415, Düsseldorf, 1998
- [11] Bill, K.-H.: Elektronische Bremsanlagen. CTI Car Training, Mai 2005
- [12] Bill, K.-H.: Forschungsansätze und Werkzeuge zur experimentellen Untersuchung von „Bremspedalgefühl“ mit Blick aufkommende Brake-by-Wire Systeme. Fortschritt-Berichte VDI Reihe 12 Nr. 373. Düsseldorf: VDI-Verlag 1998

- [13] Bill, K.-H.: Grundlagen elektrisch betätigter Pkw-Bremssysteme. In: Breuer, B.; Bill, K.-H. (Hrsg.): Bremsenhandbuch. ATZ-MTZ-Fachbuch. 2. Aufl., Wiesbaden: Vieweg, 2004
- [14] Bill, K.-H.: Grundsatzuntersuchungen zum Einsatz elektrischer Radbremsen in Personenkraftfahrzeugen. Fortschritt-Berichte VDI Reihe 12 Nr. 166, Düsseldorf: VDI-Verlag, 1992
- [15] Bill, K.-H.: Investigations on the Behaviour of Electrically Actuated Friction Brakes for Passenger Cars, EAEC 91021
- [16] Bill, K.-H.; Semsch, M.: Translationsgetriebe für elektrisch betätigte Fahrzeugbremsen. ATZ Automobiltechnische Zeitschrift 100 (1998) 1, S. 36 ff.
- [17] Bill, K.-H.; Balz, J.; Böhm, J.; Semsch, M.; Rieth, P.: Smart Booster – New Key Element for Brake Systems with Enhanced Function Potential, SAE-Paper 950760
- [18] Birkhofer, H.: Produktentwicklung, Skriptum zur Vorlesung; Fachgebiet Maschinenelemente und Konstruktionslehre; TU Darmstadt, 1997
- [19] Böhm W.: Elektrische Antriebe. 3. Auflage, Vogel Buchverlag, Würzburg 1989
- [20] Booz, O.: Brake-by-Wire Systems from Bosch. European Automotive Congress Bratislava 18.-20.06.2001
- [21] Bosch (Hrsg.): Bremsanlagen für Kraftfahrzeuge. Düsseldorf: VDI-Verlag 1994
- [22] Bosch: Fahrsicherheitssysteme. 2. aktualisierte Auflage, Wiesbaden, 1998
- [23] Bosch: Kraftfahrtechnisches Handbuch, 24. Auflage, Friedr. Vieweg & Sohn Verlagsges. mbH, Braunschweig/Wiesbaden, 2002
- [24] Breuer, B.: Skriptum zur Vorlesung Kraftfahrzeuge I, Fachgebiet Fahrzeugtechnik, Technische Universität Darmstadt, 1994
- [25] Breuer, B.: Skriptum zur Vorlesung Kraftfahrzeuge II, Fachgebiet Fahrzeugtechnik, Technische Universität Darmstadt, 1997
- [26] Breuer, B.; Bill, K.-H. (Hrsg.): Bremsenhandbuch. ATZ-MTZ-Fachbuch. 2. Aufl., Wiesbaden: Vieweg, 2004.

- [27] Breuer, B.; Strothjohann, Th.: Der Darmstädter Reifensensor – Ein mechatronisches System zur Ermittlung dynamischer Größen im Reifen. K GK Kautschuk Gummi Kunststoffe Nr. 11/2002, S. 610 ff.
- [28] Bronštejn, I. N.; Semendjajew, K. A.: Taschenbuch der Mathematik. 25. Aufl., Verlag Nauka, Moskau, B. G. Teubner Verlagsgesellschaft, Stuttgart, Leipzig, Verlag Harri Deutsch, Thun, Frankfurt/Main, 1991
- [29] Brösicke, G.: Das Parkbremssystem des neuen 7er BMW. Tagung BremsTech, München 2002
- [30] Burckhardt, M.: Fahrwerktechnik, Bremsdynamik und PKW-Bremsanlagen. 1. Auflage. Vogel-Fachbuch, Vogel Verlag, Würzburg 1991
- [31] Bürger, K.; Harms, K.; Kallenbach, R.: Elektronische Systeme im Kraftfahrzeug. Automotive Electronics, Sonderausgabe von ATZ und MTZ, 2000
- [32] Burkert, A.: Pokern um die Keilbremse. Automobilproduktion Juli 2005, S. 16f.
- [33] Buschmann, G.: Elektromechanische Bremsen. In: Breuer, B.; Bill, K.-H. (Hrsg.): Bremsenhandbuch. ATZ-MTZ-Fachbuch. 2. Aufl., Wiesbaden: Vieweg, 2004
- [34] Buschmann, G.; Remfrey, J.: Aufbau und Komponenten von Bremsanlagen. In: Breuer, B.; Bill, K.-H. (Hrsg.): Bremsenhandbuch. ATZ-MTZ-Fachbuch. 2. Aufl., Wiesbaden: Vieweg, 2004
- [35] Bussien: Automobiltechnisches Handbuch, Band 2, 18. Auflage, Technischer Verlag Herbert Cram, Berlin 1965
- [36] Cramer, A.: Skriptum zur Vorlesung Entwicklungsmethodik, Fachgebiet Elektromechanische Konstruktion, Technische Universität Darmstadt, 1998
- [37] Dausend, U.; Semsch, M.: Unterlagen zur Vorlesung Kraftfahrzeuge III: Bremsenfremdeingriff/Brake-by-Wire „Bremsysteme II“; Fachgebiet Fahrzeugtechnik, TU Darmstadt 2000, 2001, 2003
- [38] Dausend, U.; Semsch, M.: Unterlagen zur Vorlesung Kraftfahrzeuge III: Antiblockiersysteme, Antriebsschlupfregelungen, Fahrdynamikregelungen. Fachgebiet Fahrzeugtechnik, TU Darmstadt 1998, 1999, 2000

- [39] Dieckmann, Th.: Brake-by-Wire – zukünftige Entwicklungen. Tagung „Neue Elektronikkonzepte in der Automobilindustrie“. Wiesbaden 17.-19.06.1998
- [40] Dieckmann, Th.: EMB – Ein Elektro-Mechanisches Bremssystem. XVII. μ -Symposium Bad Neuenahr 1997. Fortschritt-Berichte, VDI Reihe 12 Nr. 340. Düsseldorf, VDI-Verlag 1997
- [41] Dieckmann, Th.; Hauck, S.; Maron, C.; Prinzler, H.: Untersuchungen zu einem vollständig elektrischen Bremssystem. Tagung „Aktive und passive Fahrwerkstechnik“ Essen 21./22.11.1996
- [42] Dubbel: Taschenbuch für den Maschinenbau, 18. Auflage; Berlin, Heidelberg; Springer-Verlag 1995
- [43] Dürand, D.: Die neue Superbremse. Wirtschaftswoche 9/2005
- [44] Eckstein, L.: Entwicklung und Überprüfung eines Bedienkonzepts und von Algorithmen zum Fahren eines Kraftfahrzeugs mit aktiven Sidesticks. Fortschritt-Berichte VDI Reihe 12 Nr. 471, Düsseldorf: VDI-Verlag, 2001
- [45] Engel, H.-G.: Elektrohydraulisch betätigte Bremsen. In: Breuer, B.; Bill, K.-H. (Hrsg.): Bremsenhandbuch. ATZ-MTZ-Fachbuch. 2. Aufl., Wiesbaden: Vieweg, 2004
- [46] FAKRA-Handbuch: Normen für den Kraftfahrzeugbau. Bd.4 Bremsausrüstung. Beuth Verlag
- [47] Faust, H.; Fleischmann, H.; Friedmann, O.; Franzen, P.; Gleich, T.; Hommes, G.; Nowatschin, K.; Wild, H.: multitronic – das neue Automatikgetriebe von Audi. ATZ Nr.7, Juli 2000
- [48] Fennel, H.; Judaschke U.: Strukturen für den Fahrzeug-Regelsystemverbund der Zukunft. Automotive Electronics, Sonderausgabe von ATZ und MTZ, 2000
- [49] Frank, M.: Die Vision vom „mitdenkenden“ Automobil. Zeitschrift Auto&Elektronik 2/2002
- [50] Gaupp, W.: Elektronik in Bremssystemen. ATZ Automobiltechnische Zeitschrift 102 (2000) 2

- [51] Glaser, H.; Wörsdörfer, K.-F.: Brake-by-Wire – Ein Zukunftssystem? Fachkonferenz „Neue Elektronikkonzepte in der Automobilindustrie“ Offenbach 17./18.05.2000
- [52] Gombert, B.: Die elektronische Keilbremse (EWB) – Prinzip, Dynamik und Regelverhalten. Unterlagen zur 61. IAA 2005. SiemensVDO Automotive AG
- [53] Grell, D.: Rad am Draht – Innovationslawine in der Automobiltechnik. c't 2003, Heft 14
- [54] Hartmann, H.; Gombert, B.: eBrake[®] - die mechatronische Keilbremse. Tagung Mechatronik im Automobil 2002
- [55] Hartmann, H.; Gombert, B.; Roberts, R.; Schautt, M.: A Progress Report on the Mechatronic Wedge Brake (eBrake[®]). Tagung BremsTech München 2004
- [56] Hartmann, H.; Schautt, M.; Pascucci, A.; Gombert, B.: eBrake[®] – the mechatronic wedge brake. SAE Brake Colloquium 2002. SAE 2002-01-2582
- [57] Heck, W.: Brake-by-Wire – Elektrisch versus hydraulisch. Technischer Kongress zur IAA Frankfurt/Main, VDA 1999
- [58] Hedenetz, B.; Belschner, R.: Brake-by-Wire without mechanical backup by using a TTP-Communication network. SAE 981109, 1998
- [59] Helldörfer, R.; Sell, R.: Die automatische Feststellbremse mit Anfahrhilfe als autarkes System. Fachkonferenz „Bremsysteme im Automobil“ Karlsruhe 18./19.06.2002
- [60] Huinink, H.: The tire as an integrated element within the electronic chassis. TOPTEC Symposium Active Safety in Vehicle Traction & Stability Systems. Vienna, 27.+28.9.1990
- [61] Huinink, H.; Schröder, C.: Dynamische Interaktion Bremse – Reifen – Straße. XVIII. Internationales μ -Symposium. Fortschritt-Berichte VDI, Reihe 12, Nr. 373, Düsseldorf 1999
- [62] Isermann, R.: Digitale Regelsysteme Band I. Springer Verlag, Hamburg. 1998.
- [63] Janocha, H. v. (Hrsg.): Aktoren – Grundlagen und Anwendungen. Berlin: Springer Verlag 1992

- [64] Jonner, W.-D., Winner, H.; Dreilich, L.; Schunck, E.: Electrohydraulic Brake System – The First Approach to Braky-By-Wire Technology, SAE Technical Paper 960991 (1996)
- [65] Kassakian, J.: Challenges of the New 42 Volt Architecture and Progress on Its International Acceptance. VDI-Berichte Nr. 1415, Düsseldorf, 1998
- [66] Kassakian, J.: New electrical system architectures and their consequences. VDI-Berichte Nr. 1287, Düsseldorf, 1996
- [67] Kiesewetter, W.; Klinkner, W.; Reichelt, W.; Steiner, M.: Der neue Brake Assist von Mercedes-Benz – aktive Fahrerunterstützung in Notsituationen. ATZ Automobiltechnische Zeitschrift 99 (1997)
- [68] Klein, H.: Patent P 3718944.1, Hebelgetriebe Archimedes
- [69] Kleinlein, C.; Severin, D.: Eigenschaften der Reibpaarung im Bremsprozess. In: Breuer, B.; Bill, K.-H. (Hrsg.): Bremsenhandbuch. ATZ-MTZ-Fachbuch. 2. Aufl., Wiesbaden: Vieweg, 2004
- [70] Klesen, Chr., Semsch, M.: Auslegung, Berechnung und Simulation eines elektromechanischen Brake-by-Wire-Systems. Tagung „Mechatronik im Automobil“ Essen 15./16.11.2000
- [71] Knorr, R.; Bienert, M.; Bolz, S.; Lugert, G.; Skotzek, P.: Überblick und Perspektiven des 14/42 V Bordnetzes – Komponenten, Architektur und Möglichkeiten. VDI-Berichte Nr. 1547, Düsseldorf, 2000
- [72] König, W.: Captain Future. Auto Motor und Sport 17 (2000), S.64f.
- [73] Konik, D.; Müller, R.; Prestl, W.; Toelge, Th.; Leffler, H.: Elektronisches Bremsen Management als erster Schritt zu einem Integrierten Chassis Management. ATZ Automobiltechnische Zeitschrift 101 (1999) 4
- [74] Kraemer, O.: Getriebelehre. Karlsruhe: Verlag G. Braun 1971
- [75] Kriegenstein, P.; Pandit, M.: Serieneinführung zunächst nur mit Rückfallebene. ATZ Automobiltechnische Zeitschrift, Nr. 11/1999
- [76] Kucera, M.; Mauser, H.; Brandmeier, Th.: Ein Weg zu einer zuverlässigen Systemarchitektur für By-Wire-Systeme am Beispiel des Elektromechanischen Bremssystems EMB. VDI-Berichte Nr. 1547, Düsseldorf, 2000

- [77] Kuffner, W.: Die Zukunft der X-by-Wire Technologien. II. Deutsch-Spanischer Automobilkongress Madrid 15./16.06.2000
- [78] Leber, M.: Radbremse mit mechatronischer Kennwertregelung – Untersuchung von Betriebsverhalten und Fahreranbindungsproblematik hinsichtlich Brake-by-Wire Systemen. Fortschritt Berichte VDI Reihe 12 Nr. 358. Düsseldorf: VDI-Verlag 1998
- [79] Leber, M.; Bill, K.; Rieth, P.: New Chances For The Drum Brake Through Electronically Controlled Self Energizing. SAE-Paper 971036
- [80] Leiter, R.: Auslegung und Steuerung einer elektrischen Feststellbremse. Adaptronic Congress Berlin, 04./05.04.2001
- [81] Leiter, R.: Netzwerkintegration von Fahrzeugkomponenten am Beispiel der elektrischen Feststellbremse für den Audi A8. Fahrzeug- und Motortechnisches Seminar TU Darmstadt, 24.04.2003
- [82] Looman, J.: Zahnradgetriebe. Konstruktionsbücher Band 26. Berlin: Springer Verlag 1988
- [83] Luck, K.: Getriebetechnik: Analyse, Synthese, Optimierung. Wien; New York: Springer Verlag 1990
- [84] Maron, C.; Dieckmann, T.; Hauck, S.; Prinzler, H.: Electromechanical Brake System: Actuator Control Development System. SAE 970814
- [85] Matek, W.; Muhs, D.; Wittel, H.; Becker, M.: Roloff/Matek Maschinenelemente. 13. Auflage. Braunschweig: Vieweg Verlag 1994
- [86] Mitschke, M.: Dynamik der Kraftfahrzeuge, Band A: Antrieb und Bremsung, 3. Aufl. Springer Verlag, 1995
- [87] Müller, A.; Achenbach, W.; Schindler, E.; Wohland, T.; Mohn, F.-W.: Das neue Fahrsicherheitssystem Electronic Stability Program von Mercedes-Benz. ATZ Automobiltechnische Zeitschrift 96 (1994)
- [88] Müller, H. W.: Die Umlaufgetriebe – Berechnung, Anwendung, Auslegung. Konstruktionsbücher Band 28. Berlin: Springer Verlag 1971
- [89] Müller, H. W.: Kompendium Maschinenelemente, 7. Auflage; Darmstadt, 1987

- [90] N.N.: Antriebselemente und Normteile – Getriebe und Getriebemotoren, Mädler GmbH Stuttgart 2003
- [91] N.N.: ATE Bremsen-Handbuch Alfred Teves GmbH, Auflage 9.1*, Autohaus Verlag GmbH, München 1993
- [92] N.N.: Auf dem Weg zum Bordnetz der Zukunft. Elektronik Automotive, Elektronik Sonderausgabe 2000
- [93] N.N.: Bits übernehmen die Regie. mot, Nr. 2/1999
- [94] N.N.: DAP 3000 Hardware Manual – Version 5. Microstar Laboratories, Bellevue 1995
- [95] N.N.: Das Ende der Keilriemens. Elektronik Automotive, Elektronik Sonderausgabe 2000
- [96] N.N.: DasyLAB Handbücher Band I+II. Datalog-Systeme zur Messdatenerfassung GmbH, Mönchengladbach 1998
- [97] N.N.: DLR Forschungs- und Unternehmensbilanz 2003/2004. Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt e.V., Köln, Dezember 2004
- [98] N.N.: Flachkäfigführungen, Druckschrift FTF. Homburg (Saar): INA Linear-technik 1994
- [99] N.N.: Innovative Lösungen durch Technik und Design. Lemförder Schaltungssysteme GmbH. Diepholz, 2000
- [100] N.N.: kitCON-167 Hardware Manual. Phytect Messtechnik GmbH, Mainz. 1997.
- [101] N.N.: Kollmorgen Motoren der RBE(H)-Serie. Maccon GmbH München
- [102] N.N.: Linear Actuator. Produktübersicht. Gerolzhofen: Lintec Antriebstechnik GmbH
- [103] N.N.: Linearführungen, Druckschrift LIF für Linearbewegungen. Homburg (Saar): INA Lineartechnik 1997
- [104] N.N.: Matlab-Handbuch, Version Matlab 5.3. The Math Works Inc., U.S.A., Natick, 1999

- [105] N.N.: Mechanische Lineareinheiten. Waldenbuch: Fa. Neff Antriebstechnik 1999
- [106] N.N.: Nadellager/Zylinderrollenlager. Katalog Nr. 307, INA-Wälzlager Schaeffler KG Herzogenaurach 1997
- [107] N.N.: Philips Semiconductor PCA82C250 CAN Controller Interface Product. Specification. Philips Semiconductors, Eindhoven. Januar 2000.
- [108] N.N.: Praxis der Antriebstechnik. Band 7: Servo-Antriebe – Grundlagen, Eigenschaften, Projektierung. SEW Eurodrive Ausgabe 04/1997, Bruchsal 1997
- [109] N.N.: Presseunterlagen Bosch. Robert Bosch GmbH 1999
- [110] N.N.: Presseunterlagen zur 58. IAA 1999. Siemens Automotive AG
- [111] N.N.: Pressunterlagen Lancia Thesis. 71^e Salon de l'Auto de Geneve 2001
- [112] N.N.: Produktinformation Elektromechanische Hubzylinder. Fa. Lintec Antriebstechnik GmbH. Gerolzhofen, 2000
- [113] N.N.: Produktinformation Micron Line. Waldenbuch: Fa. Neff Antriebstechnik 1999
- [114] N.N.: Rollengewindetriebe und Lagerkomponenten, Druckschrift. 6. Auflage. Homburg: INA Lineartechnik
- [115] N.N.: STAR-Produktübersicht Lineare Bewegungstechnik. Mannesmann Rexroth 1997
- [116] N.N.: Stromerzeugung mit höchstem Wirkungsgrad. Der Starter-Generator ISAD von Continental. Continental AG 2005
- [117] N.N.: Summary of draft amendments to ECE R79. Intermediate Stage after discussion in the ad-hoc working group "Electronic Steering (EST)" II/2000 on 11th and 12th October 2000
- [118] N.N.: Technische Dokumentation Piezo-Instrumentation SlimLine Sensors (SLS), Typ 9131...9136. Kistler Instrumente AG Winterthur 1997
- [119] N.N.: Technisches Taschenbuch. INA Wälzlager Schaeffler KG, Herzogenaurach 1998

- [120] N.N.: transCON SERIES 700. micro-epsilon Messtechnik GmbH
- [121] N.N.: Transrol Auswahltafel für Kugel- und Rollengewindetriebe. Druckschrift 3501 T. Schweinfurt: SKF GmbH 1984
- [122] N.N.: Truck ABS/EBS. Produktinformation. Hannover: WABCO Standard GmbH
- [123] N.N.: Unterlagen zum dynamischen Rollenprüfstand AP 500 GS 60. Carl Schenck AG
- [124] N.N.: Versuchsspezifikation Verschleißdauerlauf. Continental Teves AG & Co. oHG (nicht veröffentlicht)
- [125] Neitzel, B.; Rückert, H.: Gedanken über eine wichtige Bremsenkomponente: Die Bremsscheibenentwicklung im Wandel. XVI. μ -Symposium, Bad Neuenahr 1996
- [126] Nordmann, R.; Birkhofer, H.: Skript zur Vorlesung Maschinenelemente und Mechatronik I. Shaker Verlag, Aachen 2001
- [127] Nordmann, R.; Grönsfelder, Th.: Übung zur Vorlesung Mechatronische Systeme II – Modellierung einer elektromechanischen Radbremse. Fachgebiet Mechatronik und Maschinenakustik TU Darmstadt, 2003
- [128] Oberto, G.: Drive-by-wire – der neue Trend in der Automobilkonstruktion. Zeitschrift Evolution. SKF 04/2001
- [129] Oehl, K.-H.; Paul, H.-G.: Bremsbeläge für Straßenfahrzeuge. Bibliothek der Technik Band 49. Verlag Moderne Industrie, Landsberg/Lech 1990
- [130] Padiolleau, E.: Electric-Maximum Torque Brake – 14V Brake by Wire Technology. Delphi Innovation Centre, Paris 1st June 2005
- [131] Pahl, G.; Beitz, W.; Feldhusen, J., Grote, K.-H.: Pahl/Beitz Konstruktionslehre, Berlin, Heidelberg; Springer-Verlag 2005
- [132] Patentschrift 1 163 616: Selbstverstärkende Teilbelagscheibenbremse, insbesondere für Kraftfahrzeuge, 1964
- [133] Patentschrift 1 193 320: Teilbelagscheibenbremse, insbesondere für Kraftfahrzeuge, 1966

- [134] Pickenhahn, J.: Fahrwerksmanagement – Möglichkeiten und Grenzen. GTÜ Bundeskongress München, 13. Oktober 2001
- [135] Pickenhahn, J.; Straub, Th.: Auslegung und Simulation von Pkw-Bremsanlagen. In: Breuer, B.; Bill, K.-H. (Hrsg.): Bremsenhandbuch: Grundlagen, Komponenten, Systeme, Fahrdynamik. ATZ-MTZ-Fachbuch. 2. Aufl., Wiesbaden: Vieweg, 2004
- [136] Poledna, S.; Kroiss, G.: TTP: „Drive-by-Wire“ in greifbarer Nähe. Elektronik, Nr. 14/1999
- [137] Reimpell, J.: Fahrwerktechnik: Grundlagen. 2. Auflage. Würzburg: Vogel Verlag 1988
- [138] Rieth, P.: Autonome Bremssysteme. VDI Fachtagung Reifen Fahrwerk Fahrbahn. Hannover, 21./22.10.1999
- [139] Rieth, P.: Brake-by-Wire – Zentraler Baustein einer globalen Chassisregelung für mehr Fahr- und Verkehrssicherheit. Tagung „Neue Konzepte der Fahrzeugsicherheit“ München 27./28.03.2001
- [140] Rieth, P.: Das elektronische Bremssystem – Zentraler Baustein für den umfassenden Sicherheitsschutz. Fachkonferenz „Bremssysteme im Automobil“ Karlsruhe 18./19.06.2002
- [141] Rieth, P.: Technologie im Wandel X-by-Wire. IIR Konferenz Neue Elektronik-konzepte in der Automobilindustrie. Stuttgart, 13./14.4.1999.
- [142] Roberts, R.; Gombert, B.; Hartmann, H.; Lange, D.; Schautt, M.: Testing the Mechatronic Wedge Brake. SAE 2004-01-2766
- [143] Roberts, R.; Schautt, M.; Hartmann, H.; Gombert, B.: Modeling and Validation of the Mechatronic Wedge Brake. SAE 2003-01-3331
- [144] Roloff, H.; Matek, W.: Maschinenelemente: Normung, Berechnung, Gestaltung, 13. Auflage; Braunschweig, Wiesbaden; Vieweg-Verlag 1995
- [145] Roth, K.: Konstruieren mit Konstruktionskatalogen, Band I: Konstruktionslehre, 2. Auflage + Band II: Kataloge, 2. Auflage; Berlin, Heidelberg, New York; Springer-Verlag 1994

- [146] Schäfer, H.: Starter-Generator mit Asynchronmaschine und feldorientierter Regelung. Automotive Electronics, Sonderausgabe von ATZ und MTZ, 2000
- [147] Scharnberger, P.: By-wire by SKF. Kongress „Automobil-Elektronik“ Stuttgart 26./27.11.2002
- [148] Schenk, E.; Wells, R. L.; Miller, J. E.: Intelligent Braking for Current and Future Vehicles. SAE 950762 (1995)
- [149] Schmittner, B., Rieth, P.: Das Hybrid-Bremssystem – Die Markteinführung der elektromechanischen Bremse EMB. Tagung BremsTech, München 2004
- [150] Schmittner, B.: Das Hybrid-Bremssystem – die Integration von ESP, EMB und EPB. Technologie-Kongress Autotec Baden-Baden 28.-31.01.2003
- [151] Schöttle, R.; Threin, G.: Elektrisches Energiebordnetz: Gegenwart und Zukunft. VDI-Berichte Nr. 1547, Düsseldorf, 2000
- [152] Schulze, R.: Hermes Award für Bremse. VDI Nachrichten Nr. 17, 23.04.2004
- [153] Schwarz, R.: Bremskraftrekonstruktion für elektromechanische Fahrzeugbremsen. ATZ Automobiltechnische Zeitschrift 101 (1999) 6
- [154] Schwarz, R.: Rekonstruktion der Bremskraft bei Fahrzeugen mit elektromechanisch betätigten Radbremsen. Fortschritt-Berichte VDI Reihe 12, Nr. 393, Düsseldorf 1999
- [155] Schwarz, R.; Isermann, R.; Böhm, J.; Nell, J.; Rieth, P.: Clamping Force Estimation for a Brake-by-Wire Actuator. SAE 1999-01-0482 (1999)
- [156] Schwarz, R.; Isermann, R.; Böhm, J.; Nell, J.; Rieth, P.: Modeling and Control of an Electromechanical Disk Brake. SAE 980600 (1998)
- [157] Semsch, M.: Die mechatronische Teilbelagscheibenbremse im zukünftigen Kraftfahrzeug. In: Isermann, R.; Breuer, B.; Hartnagel, H. L. (Hrsg.): Mechatronische Systeme für den Maschinenbau. Wiley-VCH, Weinheim 2002
- [158] Semsch, M.: Entwurf einer elektromechanisch betätigten Radbremse mit Selbstverstärkung. Fortschritt Berichte VDI Reihe 12. Düsseldorf: VDI-Verlag 2006

- [159] Semsch, M.: Neuartige mechatronische Teilbelagscheibenbremse. XIX. Internationales μ -Symposium. Fortschritt-Berichte VDI Reihe 12 Nr. 405, VDI-Verlag Düsseldorf 1999
- [160] Stappen, H.-J.: Watt bringt's. Auto Motor & Sport. Nr. 14 (1998)
- [161] Stoll, U.: SBC – Die elektrohydraulische Bremse von Mercedes-Benz. XX. Internationales μ -Symposium. Fortschritt-Berichte VDI, Reihe 12, Nr. 440, Düsseldorf 2000
- [162] Stölzl, S.; Schmidt, R.; King, W.; Sticher, T.; Fachinger, G.; Klein, A.; Giers, B.; Fennel, H.: Das Elektro-Hydraulische Bremssystem von Continental Teves – eine neue Herausforderung für die System- und Methodenentwicklung in der Serie. VDI-Berichte Nr. 1547, Düsseldorf, 2000
- [163] Stölzl, S.; Schwarz, R.; Isermann, R.; Böhm, J.; Nell, J.; Rieth, P.: Control and Supervision of an Electromechanical Brake System. Paris: FISIT A World Congress 1998
- [164] Straub, Th.: Die elektrohydraulische Bremse (EHB). Fachkonferenz „Bremsysteme im Automobil“ Karlsruhe 18./19.06.2002
- [165] Tschöke, H.; Heinze, H.-E.: Einige unkonventionelle Betrachtungen zum Kraftstoffverbrauch von Pkw. Magdeburger Wissenschaftsjournal 1-2/2001 TU Magdeburg, 2001
- [166] Wells, R. L.; Miller, J. E.: Electric Brake System for Passenger Vehicles -Ready for Production. Paper 93 ME 115. Aachen: International Symposium on Automotive Technology (ISATA) 1993
- [167] Wiaterek, Ch.: Reibbeläge. In: Breuer, B.; Bill, K.-H. (Hrsg.): Bremsenhandbuch. ATZ-MTZ-Fachbuch. 2. Aufl., Wiesbaden: Vieweg, 2004
- [168] Winner, H.: Skriptum zur Vorlesung Kraftfahrzeuge I, Fachgebiet Fahrzeugtechnik, Technische Universität Darmstadt, 2004
- [169] Winner, H.: Skriptum zur Vorlesung Kraftfahrzeuge II, Fachgebiet Fahrzeugtechnik, Technische Universität Darmstadt, 2004
- [170] Winner, H.; Gruber, S.; Reichel, J.; Schumann, M.; Semsch, M.; Strothjohann, Th.: Die Bremse im mechatronischen Fahrwerk. In: Breuer, B.; Bill, K.-H.

- (Hrsg.): Bremsenhandbuch. ATZ-MTZ-Fachbuch. 2. Aufl., Wiesbaden: Vieweg, 2004
- [171] Wörsdörfer, K. F.; Erben, R.; Kinder, R.; Poertzgen, G.: Die elektromechanisch betätigte Feststellbremse. 7. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motortechnik Aachen 05.-07.10.1998
- [172] Wörsdörfer, K.-F.: Die elektro-mechanisch betätigte Feststellbremse (EPB). XVII. μ -Symposium. Bad Neuenahr 1997
- [173] Zanten, A. van: Die Bremsanlage im Fahrerassistenzsystem. In: Breuer, B.; Bill, K.-H. (Hrsg.): Bremsenhandbuch: Grundlagen, Komponenten, Systeme, Fahrdynamik. ATZ-MTZ-Fachbuch. 2. Aufl., Wiesbaden: Vieweg, 2004
- [174] Zanten, A. van; Erhardt, R.; Landesfeind, K, Pfaff, G: Beherrschung der Querdynamik von Kraftfahrzeugen durch Bremseneingriff. XIX. Internationales μ -Symposium. Fortschritt-Berichte VDI, Reihe 12, Nr.405, Düsseldorf 2000
- [175] Zanten, A. van; Erhardt, R.; Pfaff, G.: FDR – Die Fahrdynamikregelung von Bosch. ATZ Automobiltechnische Zeitschrift 96 (1994)
- [176] Ziegelmeier, D.: Konzeption, Entwurf und Implementierung eines mikrocontrollerbasierten Fuzzyreglers für eine mechatronische Fahrzeugbremse sowie Umsetzung des Regelalgorithmus in VHDL. Diplomarbeit, Institut für Mikroelektronische Systeme TU Darmstadt, 2000

9.1 Betreute studentische Arbeiten

- [177] Buchenau, I.: Simulation eines Getriebes für eine mechatronisch betätigte Fahrzeugbremse
- [178] Fronemann, J.: Konstruktion eines Getriebes für eine mechatronisch betätigte Fahrzeugbremse
- [179] Hahnebuth, H.: Konstruktion, Aufbau und Inbetriebnahme einer mechatronischen Fahrzeugbremse auf dem Rollenprüfstand
- [180] Helm, M.: Erprobung des Prototyps einer mechatronischen Fahrzeugbremse auf dem Rollenprüfstand
- [181] Henein, K.: Konstruktion einer mechatronischen Radbremse mit Selbstverstärkung für den Einsatz im Versuchsfahrzeug

- [182] Hollender, O.: Literatur- und Patentrecherche zum Stand der Technik von X-by-Wire Systemen
- [183] Jörg, M.: Entwurf eines Reglers für eine mechatronisch betätigte Fahrzeugbremse
- [184] Koch, Th.: Auslegung, Berechnung und Konstruktion einer mechatronischen Fahrzeugbremse
- [185] Krohn, Ch.: Inbetriebnahme einer mechatronischen Fahrzeugbremse auf dem Rollenprüfstand
- [186] Luckhardt, B.: Analyse der Übertragbarkeit einer Prototypenbremse für den Einsatz im Pkw
- [187] Meub, H.: Analyse, Konzeption und Konstruktion zur Zugseilführung an der Rheinfähre „Johanna“
- [188] Neudörffer, Ch.: Literatur- und Patentrecherche über den Stand der Technik von Brake-by-Wire Systemen
- [189] Rüstig, A.: Developing a Switching Logic for Adjusting the Behaviour of an ACC Vehicle Depending on the Preceding Traffic Density
- [190] Sabathil, D.: Entwurf, Auslegung und Konstruktion eines nichtlinearen Getriebes für eine mechatronisch betätigte Fahrzeugbremse
- [191] Schmidt, M.: Konstruktion eines Getriebes für eine mechatronisch betätigte Fahrzeugbremse
- [192] Schneefuß, R.: Konstruktion einer mechatronischen Radbremse mit Selbstverstärkung für den Einsatz im Versuchsfahrzeug
- [193] Schroth, R.: Aufbau einer mechatronischen Fahrzeugbremse
- [194] Schumann, M.: Konstruktion eines Getriebes für eine mechatronisch betätigte Fahrzeugbremse
- [195] Schumann, M.: Konzeptionierung, Auslegung und Konstruktion einer Verschleißnachstellung für eine mechatronische Fahrzeugbremse
- [196] Spetler, F.: Validierung eines Simulationsmodells einer mechatronisch betätigten Fahrzeugbremse

- [197] Wang, Z.: Konstruktion und Simulation einer mechatronischen Fahrzeugbremse mit Selbstverstärkung
- [198] Weber, I.: Konstruktion eines Getriebes für eine mechatronisch betätigte Fahrzeugbremse

9.2 Eigene Veröffentlichungen

- [199] Breuer, B.; Dausend, U. (Ed.): Aspects of Advanced Brake Technology. R-352, SAE 2003
- [200] Breuer, B.; Dausend, U.; Fecher, N.: Global Mobility on Roads in the 21st Century. Paper F2000P413, Seoul 2000 FISITA World Automotive Congress, Seoul, Korea 2000
- [201] Dausend, U.; Halasy-Wimmer, G.; Schmitt, S.: Alternatives Kraftwandlungsgetriebe für eine elektromechanisch betätigte Scheibenbremse. Tagung Brems-Tech, München 2002
- [202] Dausend, U.; Halasy-Wimmer, G.; Schmitt, S.: Ansatz zur Optimierung einer elektromechanischen Bremse durch geeignete Getriebeauslegung. ATZ Automobiltechnische Zeitschrift 105 (2003), S. 1112ff
- [203] Semsch, M.; Bill, K.-H.; Dausend, U.; Breuer, B.: Konzeption und Auslegung des Getriebes für eine mechatronische Teilbelagscheibenbremse. Fortschritt-Berichte 743, Reihe 8, VDI-Verlag GmbH Düsseldorf 1998

Lebenslauf

Persönliche Angaben

Name	Uwe Dausend
Geburtstag	25. Januar 1971
Geburtsort	Hilden
Familienstand	verheiratet, drei Kinder
Nationalität	deutsch

Schule

1977 – 1981	Grundschule Wesel-Feldmark
1981 – 1990	Konrad-Duden-Gymnasium Wesel
1990	Allgemeine Hochschulreife

Wehrdienst

1990 – 1991	4. RaketenArtillerieBataillon 150 Wesel
-------------	---

Ausbildung

1991 – 1994	Universität Dortmund, Vordiplom in Maschinenbau
1994 – 1998	Technische Universität Darmstadt
1997 – 1998	University of California at Berkeley
1998	Diplom in Maschinenbau

Berufstätigkeit

11/1998 – 11/2003	Wissenschaftlicher Mitarbeiter am Fachgebiet Fahrzeugtechnik der Technischen Universität Darmstadt unter Prof. Dr.-Ing. B. Breuer (bis 9/2001) und Prof. Dr. rer. nat. H. Winner (ab 1/2002) Bearbeitung industriegeförderter Forschungsprojekte
seit 11/2003	Entwicklungsingenieur im Versuch „Radbremse und Komponenten“ des Geschäftsbereichs Hydraulische Bremssysteme der Continental Teves AG & Co. oHG in Frankfurt/Main