

Modellierung der Radbremse für virtuelle Prüfstandsversuche im frühen Auslegungsstadium

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

Dissertation

vorgelegt von

Dipl.-Ing. Mathias Haag

aus Frankfurt

Erstreferent:	Prof. Dr. rer. nat. Hermann Winner
Korreferent:	Univ.-Prof. Dr.-Ing. Klaus Augsburg
Tag der Einreichung:	30.04.2012
Tag der mündlichen Prüfung:	11.07.2012

Darmstadt, 2012

D 17

Erklärung

Hiermit erkläre ich, dass ich die vorliegende Arbeit, abgesehen von den in ihr ausdrücklich genannten Hilfen, selbständig verfasst habe.

Datum, Unterschrift

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Fachgebiet Fahrzeugtechnik (FZD) der Technischen Universität Darmstadt im Zeitraum von April 2008 bis Januar 2012.

Besonders danken möchte ich Herrn Prof. Dr. rer. nat. Hermann Winner, dem Leiter des Fachgebiets Fahrzeugtechnik, für die hervorragende Betreuung dieser Arbeit. Die durchgängige Bereitschaft zur tiefgehenden fachlichen Diskussion war stets anspruchsvoll sowie motivierend zugleich. Für die mir von ihm gewährten Freiheiten in der Forschung sowie in der Arbeitszeitgestaltung bin ich ihm sehr dankbar.

Herrn Prof. em. Dr.-Ing. Bert Breuer, dem ehemaligen Leiter von FZD, danke ich für die kritischen Fragen und Anregungen in den Doktorandenseminaren.

Herrn Univ.-Prof. Dr.-Ing. Klaus Augsburg danke ich für die freundliche Übernahme des Korreferats.

Die Inhalte der Dissertation wurden im Rahmen des Forschungsprojektes „Modellierungskonzept für die Auslegung von Bremssystemen“ mit der Continental Teves AG & Co. oHG erarbeitet. Für die stets vortreffliche Unterstützung möchte ich mich bedanken. Insbesondere Herrn Ulrich Ungethüm, Herrn Dr. Martin Semsch, Herrn Dr. Dirk Simon und Herrn Jaroslav Sykora danke ich für die Unterstützung hinsichtlich Simulation und Versuch.

Allen Mitarbeitern von FZD, einschließlich der Werkstätten und des Sekretariats, danke ich für die freundliche und von gegenseitigem Interesse und Hilfsbereitschaft geprägte Atmosphäre. Für mich war der lockere Umgang unter den Kollegen bei FZD immer etwas Bereicherndes.

Weiterer Dank geht an meine Kollegen im Bremsencenter, Florian Füllgrabe, Gunther Seipel und Sebastian Fischer, für die unterstützende und stets humorvolle Zusammenarbeit, was auch in schwierigen Zeiten bereichernd war.

Auch den studentischen Mitarbeitern, die im Rahmen ihrer Abschlussarbeiten und als Hilfswissenschaftler an dem Gelingen der Arbeit beteiligt waren, möchte ich vielmals danken.

Der besondere Dank gilt aber meinen Eltern Ingedore und Werner sowie meinem Bruder Christoph für die Unterstützung während meiner gesamten beruflichen Ausbildung. Meiner lieben Freundin Kathrin danke ich für Ihren aufmunternden Beistand. Auch sie musste während dem Schreiben dieser Arbeit in privater Hinsicht auf Vieles verzichten.

*„Auch aus Steinen, die einem in den Weg gelegt werden,
kann man Schönes bauen.“*

Johann Wolfgang von Goethe

Inhaltsverzeichnis

Vorwort	III
Inhaltsverzeichnis	V
Abkürzungen	VIII
Formelzeichen und Indizes	X
1 Einleitung.....	1
1.1 Entwicklungsprozess von Radbremsen	1
1.2 Anforderungen an Radbremsen	4
1.3 Motivation und Zielsetzung.....	6
2 Stand der Technik und Forschung.....	9
2.1 Grundlagen der Radbremse	9
2.2 Bekannte Modellvorstellungen.....	11
2.2.1 Leistungsfähigkeit	11
2.2.2 Temperaturverhalten.....	26
2.2.3 Verschleißverhalten	27
2.2.4 Schwingungsverhalten.....	30
2.3 Zwischenfazit.....	33
3 Zielsetzung und Methodik.....	36
3.1 Ermittlung des Forschungsbedarfs	36
3.2 Konkretisierung der Zielsetzung	38
3.3 Methodik des Vorgehens.....	38
4 Beschreibung der Wirkprinzipien an der Radbremse.....	40
4.1 Erste physikalische Modelle.....	40
4.1.1 Statischer Zuspannprozess ohne Umfangskraft.....	40
4.1.2 Dynamischer Zuspannprozess mit Umfangskraft.....	43
4.1.3 Radiale Belagbewegungen bei drehender Scheibe.....	45
4.2 Abgeleitete Modelldefizite	47
5 Experimentelle Komponentenversuche	50
5.1 Untersuchung und Entwicklung der Modellmodule.....	50
5.1.1 Kompressibilität der Bremsbeläge	50

5.1.2	Reibung zwischen Bremsenkomponenten	56
5.1.3	Bremsbelagverschleiß	61
5.1.4	Gehäusedeformation	63
5.1.5	Bremsenhalterdeformation.....	67
5.1.6	Dämpfungshülsen/Bushings	70
5.1.7	Dichtringreibung und Kolbenverkleben	73
5.2	Zwischenfazit.....	78
6	Gesamtmodell	81
6.1	Aktualisierung der physikalischen Modelle.....	81
6.1.1	Modifizierung der Halterdiskretisierung.....	81
6.1.2	Spannkraftreduzierende Modellmodule	82
6.1.3	Belagbewegungen reduzierende Effekte.....	83
6.2	Komposition zum Gesamtmodell	84
7	Prüfung des Gesamtmodells.....	88
7.1	Versuchsvorbereitungen	88
7.1.1	Untersuchtes Bremssystem	88
7.1.2	Entwickelte Messtechnik	89
7.1.3	Versuchsaufbau am Schwungmassenprüfstand.....	91
7.2	Vergleich zwischen Simulation und Versuch	93
7.2.1	Satteldeformation und Bremsmoment	93
7.2.2	Hysterese zwischen Zuspänn- und Löseprozess	95
7.2.3	Tangentialkraftabstützung.....	96
7.2.4	Belagschrägverschleiß	99
7.2.5	Radiale Belagbewegungen.....	101
7.3	Zwischenfazit.....	107
8	Analyse und Ergänzung bekannter Modellvorstellungen	112
8.1	Reduzierung der Spannkraft durch Hammerkopfreibkräfte.....	112
8.2	Beeinflussung der Spannkraftverteilung durch Hammerkopfreibkräfte.....	116
8.3	Einfluss des Belagschrägverschleißes auf die Spannkraftverteilung.....	121
8.4	Druckpunktverlagerung und Kolbenverkleben.....	125
8.5	Beeinflussung der Abstützkraftverteilung.....	128

8.6 Beeinflussungsmöglichkeiten radialer Belagbewegungen	130
9 Fazit und Ausblick	135
10 Zusammenfassung.....	140
11 Anhang.....	141
11.1 Dokumentation CAD-Baugruppe	141
11.2 Dokumentation Komponentenversuche	144
11.2.1 Restvolumenmessung	144
11.2.2 Reibwertprüfungen	145
11.2.3 DMS-Halter	145
11.2.4 K6-Ergebnisse der Versuchsbeläge.....	147
11.2.5 Belagdickenmessung (Einfluss Vorbelastung)	148
11.2.6 Belagdickenmessung (Einfluss Recovery-Zeit)	149
11.2.7 Planheit der Beläge mit Dämpfungsblechen	150
11.2.8 Verschleißfaktoren	150
11.3 Dokumentation Simulationsmodell.....	151
11.3.1 Statisches Belagmodell.....	151
11.3.2 Rechenzeiten Simulationsmodell	151
11.3.3 Definition des Übergangspunktes (TP)	152
11.3.4 Einfluss des Reibwertgradienten	152
11.4 Dokumentation Systemversuche am SMP	154
11.4.1 Oberflächenveränderungen.....	154
11.4.2 Hammerkopfbewegungen.....	155
11.4.3 Versuchsaufbau Dauerverschleißtest	156
11.4.4 Messdatenblätter SMP	157
11.4.5 Verschleißfaktoren	162
Literaturverzeichnis	163
Eigene Veröffentlichungen	170
Betreute studentische Arbeiten	171
Lebenslauf.....	172

Abkürzungen

Abkürzung	Beschreibung
ANC	Anchor (Bremsenhalter)
BUL	Bushing Leading (einlaufseitige Dämpfungshülse)
BUS	Bushing (Dämpfungshülse)
BUT	Bushing Trailing (auslaufseitige Dämpfungshülse)
CAD	Computer Aided Design
CoP	Druckmittelpunkt
CO ₂	Kohlendioxid
CS	Lokales Body-Koordinatensystem
DMS	Dehnungsmessstreifen
Exp.	Experimentell
FEM	Finite-Element Methode
FN	Faustsattel neu
FS	Faustseite (äußerer Belag)
FS-A	Faustseite Auslauf
FS-E	Faustseite Einlauf
GUI	Guide Pin (Führungsbolzen)
GUL	Guide Pin Leading (einlaufseitiger Führungsbolzen)
GUT	Guide Pin Trailing (auslaufseitiger Führungsbolzen)
HCL	Housing Clip (Gehäusehaltefeder)
Hk	Hammerkopf
HOU	Housing (Gehäuse)
ICF	Theoretische Spannkraft
IVOL	Theoretische Volumenaufnahme
K6	Kompressibilitätstest
KS	Kolbenseite (innerer Belag)
KS-A	Kolbenseite Auslauf
KS-E	Kolbenseite Einlauf
LBI	Lining Backplate Inside (Rückenplatte innerer Belag/KS)

LBO	Lining Backplate Outside (Rückenplatte äußerer Belag/FS)
LI	Leading Inside (=KS-E)
LIN	Lining Inside (innerer Belag)
LO	Leading Outside (=FS-E)
LOU	Lining Outside (äußerer Belag)
LQI	Lining Quality Inside (Reibmaterial innerer Belag/KS)
LQO	Lining Quality Outside (Reibmaterial äußerer Belag/FS)
LSI	Lining Shim Inside (Dämpfungsblech innerer Belag/KS)
LSO	Lining Shim Outside (Dämpfungsblech äußerer Belag/FS)
MEA	Mittelwert
MKS	Mehrkörper-Simulation
MOU	Mounting (Achsschenkel)
MW	Mittelwert
PIS	Piston (Bremskolben)
ROT	Rotor (Bremscheibe)
SEA	Sealing Ring (Kolbendichtring)
Sim.	Simulativ
T	Spiel
TI	Trailing Inside (=KS-A)
TO	Trailing Outside (=FS-A)
TP	Transition Point (Übergangspunkt)
VC	Geometriebeschreibendes Koordinatensystem
VR	Virtual-Reality
World	Globales Koordinatensystem

Formelzeichen und Indizes

Symbol	Einheit	Beschreibung
μ	-	Reibwert
μ_{Ab}	-	Reibwert an Abstützstelle
μ_B	-	Reibwert Belag/Scheibe
μ_G	-	Gleitreibwert
μ_H	-	Haftreibwert
μ_K	-	Reibwert Kolben/Kolbenführung
μ_R	-	Kraftschlussbeiwert Reifen/Fahrbahn
a	-	Formfaktor Reibmodell
A_B	cm ²	Belagfläche
A_{HP}	mm	Amplitude Hydropulser
A_K	cm ²	Kolbenfläche
a_K	mm	Kolbenoffset
b	-	Formfaktor Reibmodell
C^*	-	Bremsenkennwert
C_V	-	Verschleißkoeffizient
d_B	mm	Dicke Reibelag
d_K	mm	Kolbendurchmesser
F_{HOU}	N	Gehäusekraft
f_{HP}	Hz	Frequenz Hydropulser
F_K	N	Kolbenkraft
F_N	N	Normalkraft
f_N	N	Normalkraftinkrement
F_R	N	Reibkraft
$F_{R,Ab}$	N	Reibkraft an Abstützstelle
$F_{R,B}$	N	Bremskraft
f_R	N	Reibkraftinkrement
F_{Sp}	N	Spannkraft
F_U	N	Umfangskraft
g	m/s ²	Erdbeschleunigung
k	N/m	Druckfedersteifigkeit
k_{ANC}	Nm/°	Drehfedersteifigkeit Bremsenhalter

Symbol	Einheit	Beschreibung
k_{HOU}	Nm/°	Drehfedersteifigkeit Gehäuse
$k_{Tx,D}$	Nm/°	Drehfedersteifigkeit um x -Achse an unterer Feder
$k_{Tx,U}$	Nm/°	Drehfedersteifigkeit um x -Achse an oberer Feder
l_B	mm	Länge Reibmaterial am Belag
l_{Hk}	mm	Hammerkopfabstand
l_K	mm	Länge Bremskolben
$l_{K,in}$	mm	Eintauchlänge Kolben im Gehäuse
M_A	Nm	Ausdrehmoment
M_{ab}	Nm	Moment durch Abstützung
M_{ANC}	Nm	Anschraubreibmoment Halter
M_B	Nm	Bremsmoment
M_{Dp}	Nm	Moment durch Druckpunktverlagerung
m_f	-	Erhöhungsfaktor der Verschiebekraft
M_K	Nm	Verkippmoment Kolben/Kolbenführung
M_R	Nm	Moment durch Reibkraft
M_{Res}	Nm	Resultierendes Moment
M_S	Nm	Stützendes Moment durch Dämpfungsblechreibung
n	min ⁻¹	Drehzahl
p	bar	Druck
r	m	Radius
v	mm/s	Geschwindigkeit
v_T	mm/s	Übergangsgeschwindigkeit
W	mm	Verschleiß
$x(t)$	mm	Wegvorgabe
Δd_B	mm	Verkürzung Belagfeder
Δx_{CoP}	mm	Verlagerung CoP in x -Richtung
Δz_{CoP}	mm	Verlagerung CoP in z -Richtung
η_{BUS}	-	Wirkungsgrad Dämpfungshülse
η_{ges}	-	Gesamtwirkungsgrad Bremsattel
η_{SEA}	-	Wirkungsgrad Kolbendichtring
ρ_B	kg/m ³	Dichte Reibbelag
σ	indiv.	Standardabweichung

Symbol	Einheit	Beschreibung
<i>a</i>		außen
<i>A</i>		Auslauf
<i>aus</i>		Ausgang
<i>E</i>		Einlauf
<i>eff</i>		effektiv
<i>ein</i>		Eingang
<i>fs</i>		Faustseite
<i>HP</i>		Hydropulser
<i>hyd</i>		hydraulisch
<i>i</i>		innen
<i>ks</i>		Kolbenseite
<i>L</i>		Einlaufseite (leading)
<i>LD</i>		Einlauf-unten
<i>LU</i>		Einlauf-oben
<i>max</i>		maximal
<i>med</i>		mittlere
<i>MI</i>		Mitte
<i>rad</i>		radial
<i>T</i>		Auslaufseite (trailing)
<i>tan</i>		tangential
<i>TD</i>		Auslauf-unten
<i>TU</i>		Auslauf-oben

1 Einleitung

1.1 Entwicklungsprozess von Radbremsen

Mit dem Fortschritt der Kraftfahrzeuge haben sich die Bremsanlagen kontinuierlich weiterentwickelt.¹ Für die Leistungsfähigkeit der Gesamtanlage stellt der Bremssattel einen wesentlichen Bestandteil dar. Sein Verhalten entscheidet über die Belastungsfähigkeit der Radbremse.² Der anfängliche Bereich im Entwicklungsprozess der Radbremsen ist der Produktkonfigurationsprozess.

Der Produktkonfigurationsprozess von Radbremsen unterteilt sich, wie in Abbildung 1-1 dargestellt, in die drei Bereiche Parameterfestlegung, Konstruktion und Simulation.

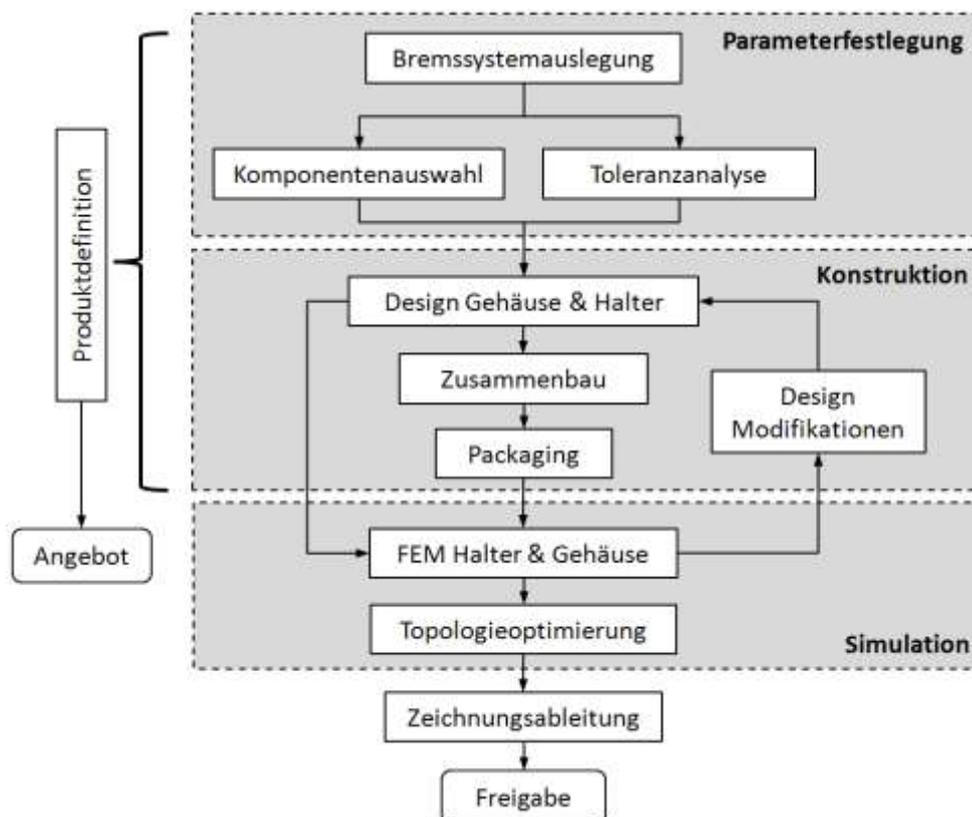


Abbildung 1-1: Bereiche der Produktkonfiguration von Radbremsen.³

Im ersten Bereich der Parameterfestlegung erfolgen Vorauslegungsrechnungen zur Dimensionierung und zur Adaption an das Fahrzeug. Die Komponentenauswahl der zu

¹ Breuer, Bill: Bremsenhandbuch, 2004, S. 62

² Burckhardt: Fahrwerktechnik, 1991, S. 195

³ Continental: Produktkonfiguration Hydraulische Bremssysteme, 2008

entwickelnden Radbremse erfolgt auf Basis der Bremsleistungsanforderungen. In der Toleranzanalyse werden die den Konstrukteur in seiner Gestaltungsfreiheit eingrenzenden Randbedingungen durch umgebende Bauteile und Baugruppen am Fahrzeug festgelegt. Diese Randbedingungen werden auch als „Non-Design-Space“ bezeichnet. Beispiele sind der zur Verfügung stehende Felgeninnenraum sowie die Anschraubungen der Radbremse am Federbein im Fahrzeug.³

Der zweite Bereich der Produktkonfiguration ist die Konstruktion. In dieser werden die Bauteile der Radbremse im CAD-System entworfen. Im Anschluss erfolgt der Zusammenbau zur Baugruppe. Um dem Konstrukteur die Variantenverwaltung zu erleichtern, werden datenbankorientierte Systeme eingesetzt. Diese unterstützen zum einen bei der Geometrierzeugung, zum anderen wird die Positionierbarkeit der Bauteile der Radbremse in der Baugruppe sichergestellt.

Das Packaging beinhaltet alle weiteren Informationen, die zur Erstellung eines ersten Angebotes erforderlich sind. Beispiele dafür sind die Festlegung der zur Produktion benötigten Werkzeuge und Nachbearbeitungsschritte.³

Sind die CAD-Modelle erstellt, werden Simulationsmodelle zur Analyse des Verformungsverhaltens unter Last abgeleitet. Dazu wird das Verfahren der Finite-Element Methode⁴ (FEM) eingesetzt. Ein typisches FEM-Modell einer Schwimmsattelbremse ist in Abbildung 1-2 dargestellt.

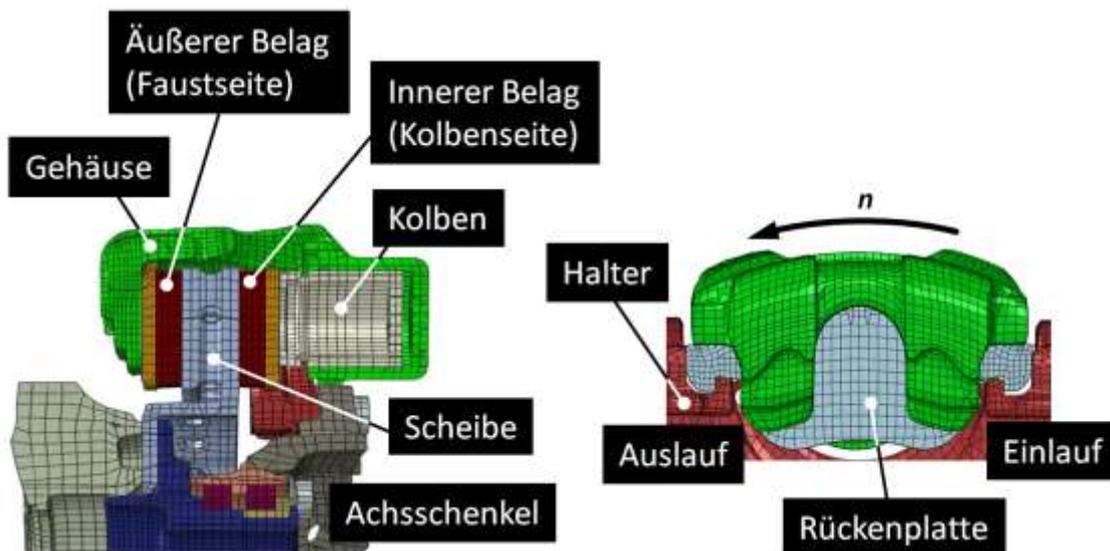


Abbildung 1-2: FEM-Modell der Radbremse.⁵

Ein vollständiges Radbremsenmodell besteht aus über 15 verschiedenen Modellkomponenten. Diese stehen miteinander über Kontaktbeziehungen in Verbindung. Zur Modell-

⁴ Breuer, Bill: Bremsenhandbuch, 2004, S. 103

⁵ Continental: FEM-Modell der Radbremse, 2008

simplifizierung werden teilweise Segmentmodelle verwendet. Diese bestehen aus einem halben Bremssattel und einem Segment der Brems Scheibe.⁶

Bei der Berechnung wird der statische vom dynamischen Lastfall unterschieden. Der statische Lastfall bezeichnet das Aufbringen einer reinen Druckbeanspruchung ohne Drehung der Brems Scheibe. Der dynamische Lastfall erweitert den statischen Lastfall um die Scheibendrehung und die Umfangskraftentstehung.⁵

Zwei Modellkomponenten im Gesamtmodell der Radbremse sind das Bremsengehäuse und der Bremsenhalter. Das Gehäuse dient vornehmlich der Aufnahme der hydraulisch erzeugten Spannkraft. Der Bremsenhalter nimmt die Umfangskraft auf.

Eine Zielsetzung bei der Entwicklung des Bremsengehäuses ist eine hohe Steifigkeit zur Verringerung der Volumenaufnahme an Bremsflüssigkeit. Des Weiteren wird auch eine gleichförmige Flächenpressung zwischen den Belägen und der Scheibe beabsichtigt.

Eine Zielsetzung bei der Entwicklung des Bremsenhalters ist eine geringe Verformung der Halterarme unter den einwirkenden Abstützkräften der Beläge. Zur Kraftübertragung der Beläge auf den Bremsenhalter existieren unterschiedliche Abstützkonzepte⁷. Bei der Schwimmsattelbremse der FN-Bauart⁸ erfolgt die Übertragung der Abstützkräfte auf die Halterarme über Hammerköpfe (vgl. Abbildung 1-2). Das Zusammenspiel zwischen der Halterverformung unter Umfangslast und dem fertigungstechnisch beabsichtigten Spiel der Hammerköpfe zu den Halterarmen wird als Pull/Push-Auslegung⁸ bezeichnet.

Zur abschließenden Optimierung der Bauteile Halter und Gehäuse bezüglich Masseneinsparung bei gleicher Bauteilsteifigkeit, werden in einer letzten Simulationsdurchführung Topologieoptimierer eingesetzt.⁹

Treffen die Simulationsergebnisse die Erwartungen an das Verhalten der Radbremse, werden Fertigungszeichnungen erstellt und die Freigabe zur Herstellung eines Prototyps erteilt.

Der Prototyp wird im Anschluss in einer Vielzahl von experimentellen Untersuchungen geprüft. Sowohl die Komponenten der Radbremse, als auch die gesamte Radbremse, müssen die in Kapitel 1.2 dargestellten Anforderungen in Prüfstandsversuchen erfüllen. Einen Bereich bilden experimentelle Komponentenversuche im statischen Prüffeld. Den zweiten Bereich bilden Systemversuche (mit der kompletten Radbremse) im dynamischen Prüffeld am Schwungmassenprüfstand (SMP).¹⁰

⁶ Continental: FE-Analysis Hydraulic Brake Systems, 2008

⁷ Burckhardt: Fahrwerktechnik, 1991, S. 196 ff.

⁸ Breuer, Bill: Bremsenhandbuch, 2004, S. 103

⁹ Continental: Produktkonfiguration Hydraulische Bremssysteme, 2008

¹⁰ Breuer, Bill: Bremsenhandbuch, 2004, S. 360

1.2 Anforderungen an Radbremsen

Moderne Radbremsen müssen funktionelle Anforderungen erfüllen. Die Hauptanforderungen werden grundsätzlich in vier Bereiche unterteilt:¹¹

- Leistungsfähigkeit
- Temperaturverhalten
- Lebensdauer/Verschleiß
- Komfort

Die Anforderungen hinsichtlich der Leistungsfähigkeit werden bei Entwicklungsbeginn in den Lastenheften festgehalten und lassen sich weiter detaillieren:¹²

- Erreichbares Bremsmoment
- Volumenaufnahme/Systemsteifigkeit
- Bauteilverformungen und Bewegungen
- Sattelführung und Dosierbarkeit
- Restbremsmomente

Die Mindestverzögerungswerte, die sich auch aus den gesetzlichen Richtlinien¹³ ergeben, müssen eingehalten werden. Zur Absicherung dieser, auch in unterschiedlichen Temperaturbereichen, werden Lastkollektive am SMP simuliert. Ausgewählte Lastkollektive sind der AMS-Test¹⁴, der Großglockner-Test, der Stifser-Joch-Test, der HFT-Test und der AK-Master¹⁵.

Eine hohe Systemsteifigkeit und eine dafür notwendige geringe Volumenaufnahme¹⁶ sind weitere Entwicklungsziele. Dadurch wird der Bremspedalweg für den Fahrer verkürzt und ein direktes Ansprechen ermöglicht. Untersuchungsschwerpunkt ist ebenso das Bremspedalgefühl¹⁷. Zum Erreichen der Systemsteifigkeit werden auch die Einzelkomponenten hinsichtlich ihres Verformungsverhaltens untersucht. Ausgewählte Untersuchungen sind die Verformung des Bremsengehäuses¹⁸ sowie die des Bremsenhalters¹⁹ und der Kompressibilitätstest der Beläge²⁰.

¹¹ Breuer, Bill: Bremsenhandbuch, 2004, S. 72

¹² Continental: Spezifikationen Statisches und Dynamisches Prüffeld, 2008

¹³ vgl. § 41 StVZO

¹⁴ Breuer, Bill: Bremsenhandbuch, 2004, S. 70

¹⁵ Breuer, Bill: Bremsenhandbuch, 2004, S. 363

¹⁶ Evans, Oakwood: Fluid Displacement on Dynamometer, 2007

¹⁷ Augsburg, Trutschel: Beschreibung des Bremspedalgefühls, 2002

¹⁸ Breuer, Bill: Bremsenhandbuch, 2004, S. 82

¹⁹ Druschitz, Sochor, Reneau: Component Testing of Brake Anchors, 2002

²⁰ Wegmann, Stenkamp, Dohle: Compressibility of a Brake Pad, 2009

Neben den Verformungen werden auch maximal zulässige Bewegungen von Bremsenkomponenten spezifiziert. Gemessen werden die maximalen radialen Bewegungen der Beläge und des Gehäuses im Hochlastbereich. Sind diese zu groß, können unerwünschte Kontakte zu umgebenden Bauteilen entstehen.²¹

Eine widerstandsarme Sattelführung muss sichergestellt sein. Dazu werden die maximal zulässigen Verschiebekräfte der gesamten Radbremse sowie die Verschiebekräfte der Führungselemente und der Kolbendichtringe²² begrenzt. Um die Dosierbarkeit abzusichern, d.h. die Proportionalität zwischen dem aufgebrachtten Bremsdruck und dem mit der Radbremse erzielten Bremsmoment, wird die maximal zulässige Hysterese²³ definiert.

Entstehende Restbremsmomente²⁴, im unbetätigten Zustand nach der Bremsung, dürfen Grenzwerte auch nach unterschiedlichen Lastkollektiven und Temperaturbereichen nicht überschreiten. Dies stellt, im Hinblick auf die Reduktion von CO₂-Emissionen, eine an Brisanz zunehmende Thematik dar.

Neben den Anforderungen an die Leistungsfähigkeit werden auch Anforderungen an das Temperaturverhalten definiert. Es muss sichergestellt sein, dass die Rissbeständigkeit der Bremsscheibe und der Bremsbeläge bei thermomechanischer Beanspruchung vorhanden ist. Die zulässige Scheibenschirmung²⁵ wird spezifiziert, da unerwünschter Kontakt der Beläge zur Scheibe zu Scheibendickenschwankungen^{26 27} führen kann. Auch ein schnelles Abkühlverhalten der Radbremse und ihrer Komponenten nach der thermischen Beanspruchung²⁸ muss sichergestellt sein.

Hinsichtlich der Lebensdauer entstehen Anforderungen an die Anzahl der Betätigungszyklen des Sattels. Ergänzend werden der maximal zulässige Bremsscheiben- und Bremsbelagverschleiß²⁸ bei vorgegebenem Lastkollektiv spezifiziert. Neben dem absoluten Verschleiß wird der radiale Schrägverschleiß der Bremsscheibe und beim Bremsbelag zusätzlich der tangentielle Schrägverschleiß²⁹ begrenzt.

Weitere Anforderungen bestehen an den Bremskomfort³⁰. Auch bei unterschiedlichen Lastkollektiven dürfen keine den Fahrer störenden Schwingungen beim Bremsen ent-

²¹ Continental: Spezifikationen Statisches und Dynamisches Prüffeld, 2008

²² Awana, Cai, Chang: Analysis of Brake Caliper Seal Groove Design, 2002

²³ Tretsiak, Ivanov: Investigation on Hysteresis Losses into Disk Brake, 2006

²⁴ Tao, Chang: Drag Performance of Disc Brake Caliper, 2000

²⁵ Breuer, Bill: Bremsenhandbuch, 2004, S. 106

²⁶ Engel: Bremserregte Lenkunruhe, 1998, S. 11 ff.

²⁷ Schumann: Analysemethode zur Beurteilung des Bremsscheibenverschleißes, 2006

²⁸ Breuer, Bill: Bremsenhandbuch, 2004, S. 72

²⁹ Continental: Spezifikationen Statisches und Dynamisches Prüffeld, 2008

³⁰ Breuer, Bill: Bremsenhandbuch, 2004, S. 334

stehen. Zwei wesentliche Bereiche sind das Bremsenquietschen³¹ und das Bremsrubbeln^{32 33 34 35}. Zur Vermeidung des Bremsenquietschens werden in der experimentellen Eigenformanalyse³¹ Anforderungen an die Schwingformen der Einzelkomponenten gestellt. Zur Vermeidung des Bremsrubbels werden die maximal zulässigen Brems-scheibendickenschwankungen³⁶ vorgeschrieben. Zudem dürfen die im Prüfstandsversuch gemessenen Bremsdruck- und Bremsmomentschwankungen zulässige Grenzwerte nicht überschreiten.

1.3 Motivation und Zielsetzung

Um die Qualität der Radbremsen im Pkw zu gewährleisten, werden seitens der Bremsenhersteller Anforderungen (vgl. Kapitel 1.2) an das zu generierende Entwicklungsergebnis gestellt.

Zur Absicherung der Anforderungen werden Versuchsspezifikationen abgeleitet, die die einzuhaltenden Kenngrößen definieren. Experimentelle Untersuchungsmethoden, zur Ermittlung der Kenngrößen, sind neben dem Versuch im Gesamtfahrzeug der Komponentenversuch sowie der Systemversuch am Schwungmassenprüfstand.

Ergänzt werden die experimentellen Methoden durch die Simulation basierend auf der Finite-Element Methode (FEM).

Trotz dieser verschiedenen Untersuchungsmethoden können im Entwicklungsprozess Rekursionen entstehen. Diese sind besonders belastend, wenn sie im späten Bereich der Produktentwicklung auftreten.

Aktuell werden in der Produktkonfiguration der Radbremse (vgl. Abbildung 1-1) nur Simulationsmethoden eingesetzt, die auf vollparametrierten CAD-Modellen basieren. Da in der frühen Phase der Auslegung keine parametrischen Informationen einer Radbremse vorhanden sind, können Simulation und Analyse durch digitale Bremsenmodelle nicht so früh wie möglich in die Konzeptphase einfließen. Dies ist aber notwendig, um Produktentscheidungen frühzeitig, im Sinne eines Frontloadings, durch virtuelle Versuche abzusichern.

Des Weiteren ist der Zeitaufwand für die FEM-Modellerstellung (Vernetzung und Kontaktmodellierung) sowie für die Durchführung der Berechnung oftmals erheblich. Dies führt unter ungünstigen Umständen zu einer parallel zum Versuch stattfindenden

³¹ Marschner, Reckwerth, Steger: Innovative Schwingungsmesstechnik, 2008

³² Sardá: Wirkungskette der Entstehung von Hotspots und Heißrubbeln, 2009

³³ Schumann: Analysemethode zur Beurteilung des Brems-scheibenverschleißes, 2006

³⁴ Engel: Bremserrregte Lenkunruhe, 1998

³⁵ Steffen: Hotspotbildung, 1998

³⁶ Breuer, Bill: Bremsenhandbuch, 2004, S. 335

Simulationdurchführung, wodurch Rekursionen aber nicht mehr vermieden werden können.

Im Rahmen dieser Arbeit wird eine Methode zur Simulation und Analyse vorgestellt, durch die bereits im frühen Auslegungsstadium virtuelle Prüfstandsversuche ermöglicht werden. Dadurch stehen dem Konstrukteur frühzeitig mehr Informationen über das Verhalten des späteren Produktes zur Verfügung. Somit können Produktentscheidungen risikoärmer getroffen und Entwicklungskosten frühzeitig reduziert werden.

Zur Integration virtueller Prüfstandsversuche im frühen Auslegungsstadium ist ein Ansatz erforderlich der keine CAD-Modelle benötigt (vgl. Produktkonfiguration aus Abbildung 1-1). Um eine geringe Rechenzeit und eine einfache Parametrisierung zu erreichen, wird die mindest notwendige Modellkomplexität gewählt. Dazu werden die notwendigen Wirkprinzipien definiert und modelliert. Zur Einbindung bekannter physikalischer Wirkungsketten wird die White-Box-Modellerstellung³⁷ beabsichtigt.

In Abbildung 1-3 ist die vorgesehene Integration virtueller Prüfstandsversuche, basierend auf der Produktkonfiguration, dargestellt.

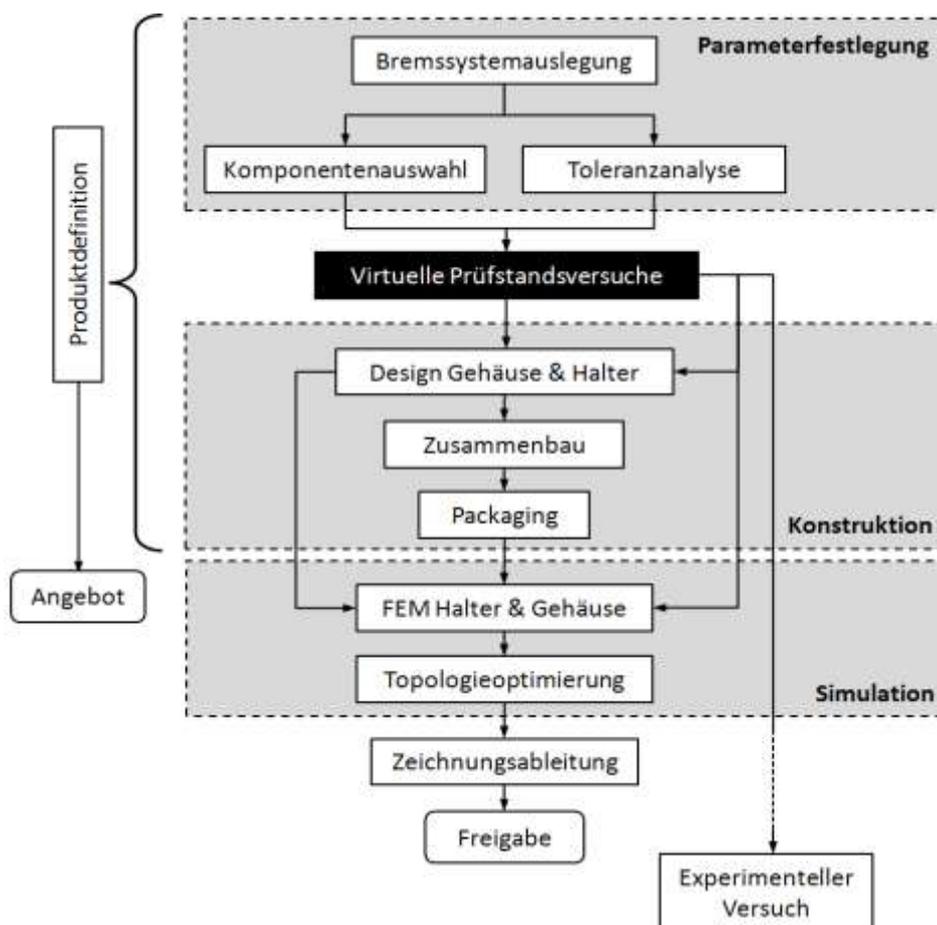


Abbildung 1-3: Vorgesehene Integration virtueller Prüfstandsversuche.

³⁷ Isermann: Mechatronische Systeme, 2008, S. 50

Die Durchführung virtueller Prüfstandsversuche wird nach der Parameterfestlegung, aber vor dem Bereich der Konstruktion, beabsichtigt. Dadurch stehen vor der Definition vollparametrierter Geometriedaten bereits Informationen, zum Verhalten der Radbremse im späteren Prüfstandsversuch, zur Verfügung. Diese Informationen beeinflussen alle nachfolgenden Bereiche.

- Bezüglich der Konstruktion lassen sich Gestaltungsentscheidungen risikoärmer treffen.
- Die FEM kann zielgerichteter zur Optimierung eingesetzt werden.
- Die Spezifikationen im experimentellen Versuch können präzisiert werden.

2 Stand der Technik und Forschung

2.1 Grundlagen der Radbremse

Zur Verzögerung eines Kraftfahrzeuges sind Längskräfte entgegen der Fahrzeugbewegungsrichtung erforderlich. Die auf ein Kraftfahrzeug in Längsrichtung wirkenden Kräfte lassen sich grundlegend in zwei verschiedene Gruppen unterteilen. Die erste Gruppe besteht aus Kräften, die direkt auf das Kraftfahrzeug wirken, die zweite Gruppe aus Bremskräften, die durch den Kraftschluss zwischen den Reifen und der Fahrbahn auf das Kraftfahrzeug wirken, wie in Abbildung 2-1 dargestellt.

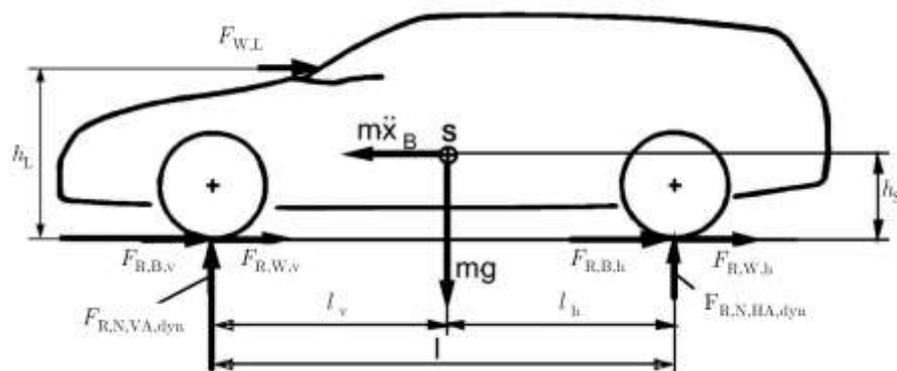


Abbildung 2-1: Auf ein Kraftfahrzeug wirkende Kräfte bei einer Abbremsung.

Die Luftwiderstandskraft $F_{W,L}$ ergibt sich aus dem Luftwiderstandsbeiwert c_w , der Projektionsfläche A in Längsrichtung, der Luftdichte ρ_L und aus der Relativgeschwindigkeit v_{rel} zwischen der Fahrzeuggeschwindigkeit und der Luftgeschwindigkeit wie folgt:³⁸

$$F_{W,L} = c_w \cdot A \cdot \frac{\rho_L}{2} \cdot v_{rel}^2 \quad (2-1)$$

Am Radumfang greifen die Radwiderstandskräfte $F_{R,W,v}$ und $F_{R,W,h}$ an. Die Radwiderstandskraft $F_{R,W}$ allgemein ergibt sich aus der Rollwiderstandskraft $F_{W,Roll}$, der Fahrbahnwiderstandskraft $F_{R,W,Fahrbahn}$ und der Kurven- und Vorspurwiderstandskraft $F_{R,W,Kurve}$ wie folgt:³⁹

$$F_{W,R} = F_{W,Roll} + F_{W,R,Fahrbahn} + F_{W,R,Kurve} \quad (2-2)$$

Des Weiteren greifen am Radumfang die Kräfte des übertragenen Motorschleppmomentes sowie die Bremskräfte $F_{R,B,v}$ und $F_{R,B,h}$ an. Die Bremskräfte sind Reibungskräfte, die den Kraftschlussbeiwert μ_R zwischen den Reifen und der Fahrbahn nutzen.

³⁸ Winner: Vorlesung Kraftfahrzeugtechnik, WS 2010/11, S. 29

³⁹ Winner: Vorlesung Kraftfahrzeugtechnik, WS 2010/11, S. 28

Wird der Kraftfluss am Rad weiter detailliert, ergeben sich nach Abbildung 2-2 die Kräfte am stationär gebremsten Rad wie folgt:

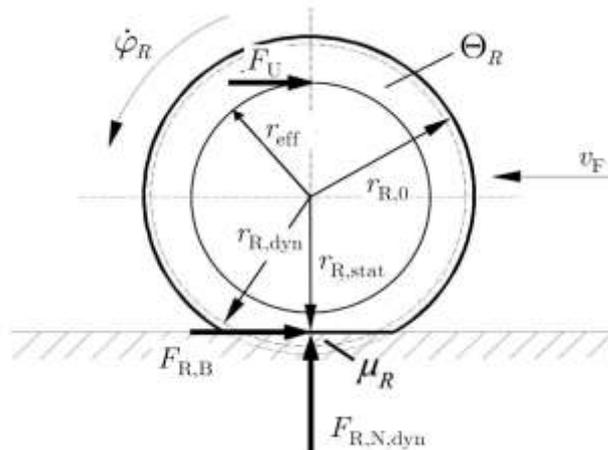


Abbildung 2-2: Kräfte am stationär gebremsten Rad.⁴⁰

Wird die Momentenbilanz um die Rotationsachse des Rades gebildet, ergibt sich folgender Zusammenhang:

$$F_{R,B} \cdot r_{R,dyn} = F_U \cdot r_{eff} \quad (2-3)$$

Momentengleichgewicht besteht somit zwischen dem Produkt aus der Bremskraft $F_{R,B}$ und dem dynamischen Reifenhalbmesser $r_{R,dyn}$ sowie dem Produkt der Umfangskraft F_U und dem effektiven Reibradius r_{eff} an der Radbremse.

Bei weiterer Detaillierung ergibt sich für die Teilbelagscheibenbremse der in Abbildung 2-3 dargestellte Zusammenhang.

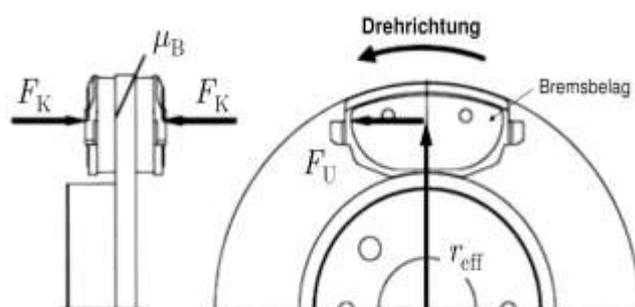


Abbildung 2-3: Kräfte an einer Teilbelagscheibenbremse.⁴¹

Die Anpressung der Bremsbeläge an die Bremsscheibe führt bei Ausnutzung des Reibwertes μ_B und bei drehender Bremsscheibe zur Umfangskraft F_U . Mit dem effektiven Reibradius r_{eff} ergibt sich das Bremsmoment M_B wie folgt:

$$M_B = F_U \cdot r_{eff} \quad (2-4)$$

⁴⁰ Winner: Vorlesung Kraftfahrzeugtechnik, WS 2010/11, S. 433

⁴¹ Winner: Vorlesung Kraftfahrzeugtechnik, WS 2010/11, S. 427

Zwischen der Spannkraft F_{Sp} und der Umfangskraft F_U gilt folgender Zusammenhang:

$$F_U = C^* \cdot F_{Sp} \quad (2-5)$$

Über den dimensionslosen Bremsenkennwert C^* werden in obiger Gleichung vorhandene Selbstverstärkungsmechanismen zusammengefasst. Radbremsen ohne Selbstverstärkung weisen ein C^* von $2\mu_B$ auf, es gilt:

$$F_U = 2 \cdot \mu_B \cdot F_{Sp} \quad (2-6)$$

Die Spannkraft an der Radbremse ergibt sich durch den hydraulischen Druck p_{hyd} , die geometrische Kolbenfläche A_K und den Wirkungsgrad η_{ges} der Radbremse wie folgt:

$$F_{Sp} = \eta_{ges} \cdot p_{hyd} \cdot A_K \quad (2-7)$$

Eingesetzt in vorherige Gleichungen stellt sich der Zusammenhang zwischen dem hydraulischen Druck p_{hyd} und dem erzielbaren Bremsmoment M_B wie folgt dar:

$$M_B = 2 \cdot \mu_B \cdot p_{hyd} \cdot \eta_{ges} \cdot r_{eff} \quad (2-8)$$

2.2 Bekannte Modellvorstellungen

2.2.1 Leistungsfähigkeit

2.2.1.1 Bremsbelagdeformation

Tirovic⁴² ⁴³ et al. berechnen die Anpressung und Deformation eines Belages mittels der FEM. Sie erstellen ein einfaches Modell eines Bremsbelages, der durch einen Bremskolben belastet wird, und variieren die Belagkompressibilität. Mit zunehmendem E-Modul des Belagmaterials stellen sie eine Erhöhung der maximalen Flächenpressung fest, da sich der Belag verformt, wie in Abbildung 2-4 dargestellt.

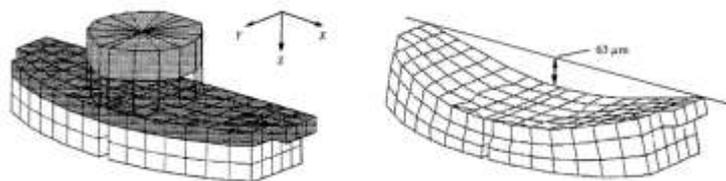


Abbildung 2-4: FEM-Modell zur Berechnung der Deformation des Bremsbelages.

Unter Annahme des experimentell gemessenen E-Moduls liegen nur 75 % der Belagfläche an. Ein- und auslaufseitig entsteht keine Anpressung. Die Verringerung des

⁴² Tirovic, Day: Disc Brake Interface Pressure Distribution, 1991

⁴³ Tirovic, Todorovic: Analysis of Interface Pressure Distribution, 1990

E-Moduls führt zu einer größeren Anlagefläche und einer geringeren maximalen Flächenpressung. Die Erhöhung des E-Moduls führt zum gegenteiligen Effekt.

Augsburg⁴⁴ et al. beschreiben das Deformationsverhalten von Bremsbelägen mittels der in Abbildung 2-5 dargestellten Modellvorstellung.

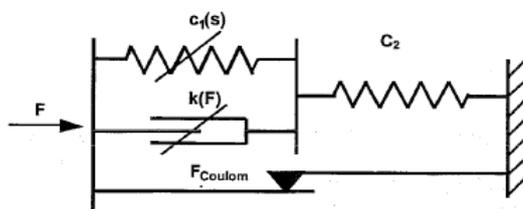


Abbildung 2-5: Visko-elastisches Belagmodell.

Das visko-elastische Deformationsverhalten lässt sich demnach durch eine Kopplung von Federelementen mit einem Dämpfer und einem Reibelement beschreiben. Verwendung findet obige Modellbeschreibung im Bereich des Bremsrubbels und bei der Berechnung des Bremspedalgeföhls.

Tonchev⁴⁵ et al. führen Untersuchungen zum Belagdeformationsverhalten durch und geben an, dass Bremsbeläge visko-elastische Körper sind. Werden diese einer sinusförmigen Belastung ausgesetzt, ist die Phasenverschiebung der resultierenden Dehnung ein Maß für die umgewandelte Dissipationsenergie. Zur Beschreibung eignet sich ein komplexer Elastizitätsmodul. Sie stellen das in Abbildung 2-6 gezeigte Modell vor.

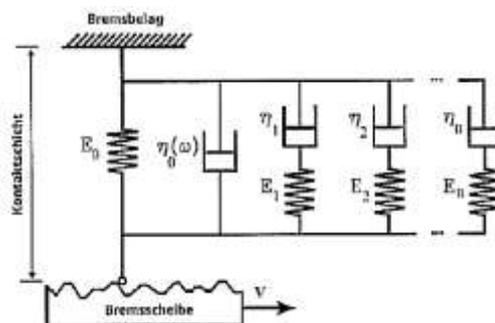


Abbildung 2-6: Erweitertes Modell zur Beschreibung des Deformationsverhaltens.

Grundlage dieses Modells bildet die Beschreibung von Gummideformation. Ergänzt wird diese durch ein zusätzliches Element zur Implementierung der inneren Dämpfung.

Experimentelle Untersuchungen zum visko-elastischen Deformationsverhalten der Bremsbeläge werden von Sanders⁴⁶ et al. durchgeführt. Sie verwenden einen Spezialprüfstand, belasten den Belag und messen die Verformung mit kapazitiven Sensoren. Für die Parametervariationen Temperatur, Normalkraft und Frequenz berechnen sie die

⁴⁴ Augsburg, Günther, Abendroth, Wernitz: Dynamic Brake Pad Behavior, 2003

⁴⁵ Tonchev, Hirschberg, Sextro: Modellierung der Hystereseeffekte, 2007

⁴⁶ Sanders, Dalka, Hartsock: Friction Material Compressibility, 2008

Steifigkeiten und untersuchen die Sensitivität. Demnach führt eine Vorbelastungsveränderung von 4 kN auf 8 kN zu einer Erhöhung der mittleren Steifigkeit von 250 auf 500 N/ μ m. Bei der Erhöhung der Temperatur von 20 °C auf 300 °C stellen sie fest, dass sich die Ausgangssteifigkeit um 50 % reduziert. Nach der thermischen Belastung besitzen die Beläge meist eine geringere Steifigkeit. Der geringste Einfluss entsteht durch die Frequenz der Beanspruchung. Durch die Erhöhung dieser von 1 Hz auf 20 Hz entsteht nur eine Steifigkeitserhöhung von 10 bis 15 %.

Wegmann⁴⁷ et al. verwenden zur Untersuchung des Belages das K6-Verfahren. Eine Erkenntnis ist, dass das Verhalten der Beläge nicht allein durch ein visko-elastisches Materialverhalten beschrieben werden kann, sondern komplexer ist. Bei dem Belastungsvorgang handelt es sich um eine plastische und eine elastische Verformung. Zudem besteht eine Abhängigkeit von der Last und der Anzahl der Zyklen. Bei bestehender Belastung deformiert sich der Belag mit zunehmender Haltezeit weiter. Nach der Lastwegnahme stellt sich eine elastische Rückfederung ein. Eine anschließende Ruhephase führt dazu, dass sich die durch die Haltezeit eingestellte plastische Verformung wieder abbaut. Diesen Vorgang bezeichnen sie als Recovery-Prozess. Zur Untersuchung dieses führen sie den K6-Test an drei aufeinander folgenden Tagen durch. Sie beobachten, dass sich der jeweils erste Belastungszyklus von dem darauf folgenden unterscheidet. Die Gründe dafür geben sie in Veränderungen der Belagoberflächenrauigkeit an. Basierend auf den Versuchsergebnissen leiten sie das in Abbildung 2-7 dargestellte rheologische Modell des Bremsbelages ab.

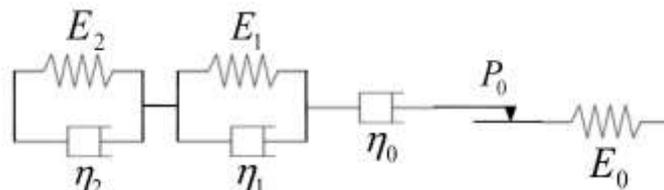


Abbildung 2-7: Rheologisches Modell des Bremsbelages.

Das Ersatzschaltbild besteht aus elastischen Hooke-Elementen (E), viskosen Newton-Elementen (η) und einem plastischen St. Venant-Element (P). Der abschließende Vergleich, der berechneten maximalen Deformation mit den Versuchsergebnissen, zeigt eine Abweichung von 20 %.

In der heutigen Bremsenentwicklung werden Bremsbeläge grundsätzlich mit zwei Verfahren hinsichtlich ihres Verformungsverhaltens untersucht. Zur Erfassung des dynamischen Verhaltens wird die ETEK-Messung⁴⁸ verwendet. Dabei werden der E-Modul sowie der Schubmodul des Belagmaterials für unterschiedliche Raumrichtungen mess-

⁴⁷ Wegmann, Stenkamp, Dohle: Compressibility of a Brake Pad, 2009

⁴⁸ Lou, Lee, Malott: Introduction of Anisotropic Lining Elastic Constants, 2007

technisch erfasst. Das zweite Messverfahren ist das in Abbildung 2-8 skizzierte K6-Verfahren^{49 50}.

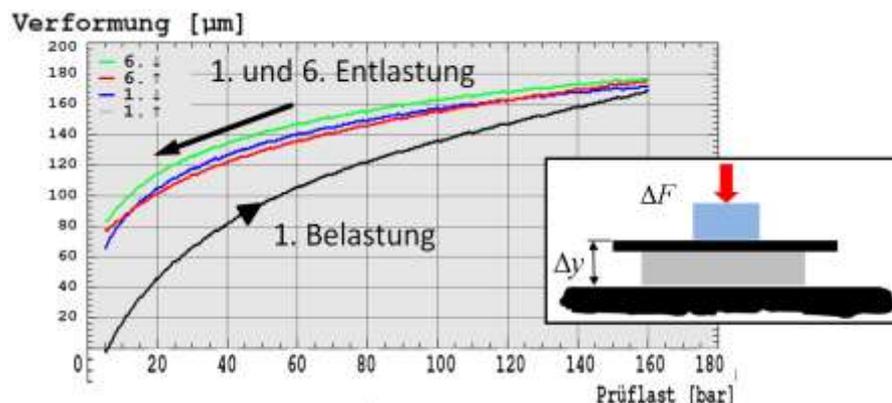


Abbildung 2-8: Deformationsverhalten der Bremsbeläge im K6-Versuch.

Dabei wird der Belag über ein Kolbenersatzstück mit einem Druck von 160 bar belastet. Insgesamt erfolgen sechs Be- und Entlastungsvorgänge. Aufgezeichnet werden die Belagdeformationen des ersten und des sechsten Zyklus (wie dargestellt). Grundsätzlich zeigt sich, dass sich die Kurven des Zuspännprozesses von denen des Löseprozesses unterscheiden. Zudem ändert sich der Deformationsverlauf mit zunehmender Zyklenanzahl.

2.2.1.2 Sattelaufweitung und statische Belaganpressung

Tumbrink⁵¹ misst die Druckverteilung zwischen den Belägen und der Scheibe bei stehender Brems Scheibe. Mittels des Kugeldruckverfahrens stellt er fest, dass sich durch den Zuspännprozess das Zentrum der Flächenpressung radial nach außen verschiebt. Die radiale Druckverteilung gibt er als hyperbolisch an.

Burckhardt⁵² beschreibt diesen Effekt als die Auswirkung einer zu geringen Steifigkeit des Bremsgehäuses. Dieses verformt sich durch den hydraulischen Druck, so dass die Flächenpressungsverteilung zwischen den Belägen und der Scheibe ungleichförmig wird.

Samie⁵³ et al. verwenden die FEM zur Berechnung der Flächenpressungsverteilung im statischen Fall. Den Berechnungsergebnissen nach entsteht erhöhte Flächenpressung an den ein- und auslaufseitigen Kanten der Beläge. Die Ursachen geben sie in einem steifen Gehäuse und zwei Bremskolben, bei der berechneten Bremse, an.

⁴⁹ Honeywell: Kompressibilitätsmessgerät, 2006

⁵⁰ Wegmann, Stenkamp, Dohle: Compressibility of a Brake Pad, 2009

⁵¹ Tumbrink: Measurement of Load Distribution, 1989

⁵² Burckhardt: Fahrwerktechnik, 1991, S. 196 ff.

⁵³ Samie, Sheridan: Contact Analysis for a Car Disc Brake, 1990

Tirovic⁵⁴ et al. verwenden ebenfalls die FEM zur Berechnung der Flächenpressung zwischen den Belägen und der Scheibe. Das Modell besteht aus einem halben Bremsgehäuse mit zwei Belägen und dem Kolben. Die Bremsscheibe wird als Starrkörper modelliert. Die Berechnungsergebnisse in Abbildung 2-9 zeigen, dass beim äußeren Belag, im Vergleich zum inneren Belag, eine geringere maximale Flächenpressung entsteht.

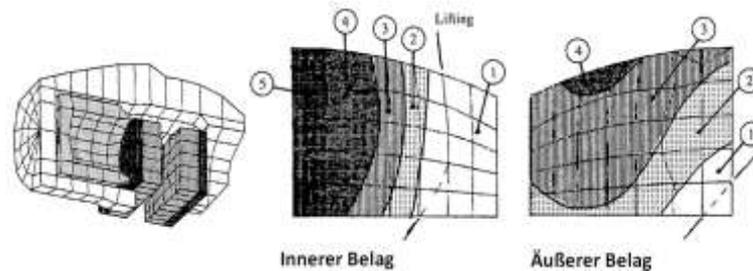


Abbildung 2-9: FEM-Teilmodell des Bremssattels und Verlagerung der Flächenpressung.

Durch die Belastung bei 80 bar verschiebt sich der effektive Reibradius beim inneren Belag um 1,6 mm radial nach außen. Beim äußeren Belag fällt die radiale Verschiebung mit 4,5 mm größer aus. Zudem besteht ein Einfluss des Spiels zwischen dem Kolben und dem Gehäuse auf die Flächenpressungsverteilung. Wird das Spiel von 0,2 mm auf 0,1 mm reduziert, verlagert sich der Reibradius beim inneren Belag um 1,2 mm und beim äußeren um 1,1 mm radial nach außen. Zur Verbesserung der Gleichförmigkeit der Flächenpressung verschieben sie das Gehäuse radial nach innen. Eine Verschiebung von 4 mm führt dazu, dass sich der innere Reibradius um 0,8 mm und der äußere um 1,1 mm verringern. Der Vergleich zwischen der als Starrkörper angenommenen Scheibe und einer verformbaren Scheibe zeigt nur geringe Unterschiede in der Belaganpressung.

Auch Zhao⁵⁵ et al. verwenden ein FEM-Modell zur Analyse des Einflusses der Sattelaufweitung auf die Flächenpressungsverteilung. Das Belagmaterial modellieren sie als homogen, linear und isotrop. Den Autoren nach handelt es sich dabei um vereinfachte Annahmen des Materialverhaltens, die meist nicht mit Versuchswerten übereinstimmen. Die berechneten Spannungen am Gehäuse vergleichen sie mit den per Dehnungsmessstreifen (DMS) gemessenen. Die Abweichungen geben sie mit weniger als 10 % an.

Von Degenstein⁵⁶ wird das Prinzip der Sattelaufweitung und Reibradiusvergrößerung erläutert und experimentell belegt. Demnach führt der hydraulische Druck, wie in Abbildung 2-10 dargestellt, zu einem Aufweiten des Bremsgehäuses auf beiden Seiten. Als Folge werden die Beläge ungleich verformt und der effektive Reibradius vergrößert sich.

⁵⁴ Tirovic, Day: Disc Brake Interface Pressure Distribution, 1991

⁵⁵ Zhao, Li, Anger: Disc Brake Caliper System Modelling, 2001

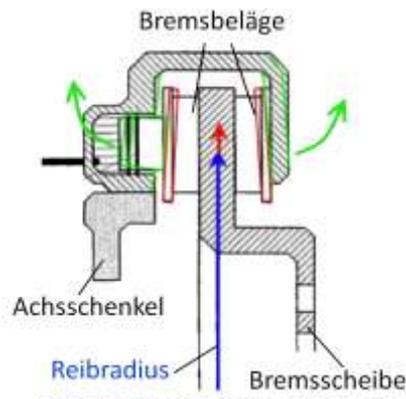


Abbildung 2-10: Modellvorstellung der Sattelaufweitung und Reibradiusveränderung.

Moderne Alternativen zur Messung der Spannkraftverteilung stehen in der Bremsentwicklung durch konventionelle⁵⁷ und elektrische Druckmessfolien⁵⁸ zur Verfügung.

2.2.1.3 Belaganpressung mit drehender Scheibe

Tirovic⁵⁹ et al. nutzen ein FEM-basiertes Teilmodell eines Sattels zur Berechnung des dynamischen Zuspannprozesses bei drehender Bremssscheibe. Für die berechnete Bremsung mit einem Bremsdruck von 80 bar und einem Reibwert von 0,38 zwischen Belägen und Scheibe, verstärkt sich die Flächenpressung an der jeweiligen Einlaufseite. An den Auslaufseiten beider Beläge verringert sich die maximale Flächenpressung. Die Ungleichförmigkeit führt dazu, dass beide Beläge an den Auslaufseiten zu 20 % ihrer Belagfläche von der Scheibe abheben. Dieser Effekt wird durch die Reduzierung der Reibwerte (zwischen Scheibe und Belägen) verringert. Einen Einfluss auf den effektiven Reibradius stellen sie nicht fest.

Zhao⁶⁰ et al. treffen bei ihrem FEM-Modell für die Befestigung des Halters die Annahme von Drehgelenken, die kein Drehmoment aufnehmen können. Sie vergleichen die gemessenen mit den simulierten Spannungen im Halter und stellen fest, dass die Spannungen mit der Belastung linear ansteigen. Die Abweichungen zwischen den gemessenen und den berechneten Spannungen geben sie mit weniger als 10 % an.

Von Abu Baker⁶¹ et al. werden ebenfalls Berechnungen zur Flächenpressungsverteilung mit der FEM durchgeführt. Dazu verwenden sie ein Gesamtmodell der Radbremse, bestehend aus Gehäuse, Scheibe und Halter. Die an der Radbremse vorhandenen Dämpfungsbleche modellieren sie nicht. Der Bremsenhalter wird starr am Achsschenkel

⁵⁶ Degenstein: Kraftmessung in Scheibenbremsen, 2007, S. 21

⁵⁷ Internetquelle: <http://www.fuji.de>, besucht am 12.09.2008

⁵⁸ Internetquelle: <http://www.tekscan.com>, besucht am 02.07.2011

⁵⁹ Tirovic, Day: Disc Brake Interface Pressure Distribution, 1991

⁶⁰ Zhao, Li, Anger: Disc Brake Caliper System Modelling, 2001

⁶¹ Abu Bakar, Ouyang, Cao: Interface Pressure Distributions, 2003

befestigt. In unterschiedlichen Berechnungen variieren sie unter anderem die Rückenplattendicke und die Kontaktstelle zwischen dem Kolben und dem inneren Belag. Sie stellen ebenfalls fest, dass sich eine ungleichförmige Flächenpressungsverteilung einstellt. Der Schwerpunkt der Flächenpressungsverteilung verschiebt sich bei beiden Belägen in Richtung Einlauf, wie in Abbildung 2-11 dargestellt.

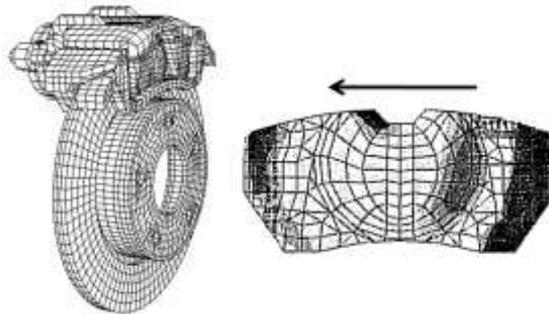


Abbildung 2-11: Berechnete dynamische Flächenpressungsverlagerung.⁶¹

Die Verkürzung der Belaglänge kann zu einer gleichförmigeren Anpressung der Beläge führen. Die maximale Flächenpressung bleibt dabei gleich. Die Erhöhung der Rückenplattendicke führt ebenfalls zu einer gleichmäßigeren Flächenpressungsverteilung.

Ein alternativer Ansatz zur Berechnung der Belaganpressung wird von Swift⁶² et al.^{63 64} vorgestellt. Ausgehend von den Bauteilen der Radbremse entwickeln sie ein Mehrkörper-Simulationsmodell (MKS). Das Modell einer Lkw-Radbremse besteht aus zwölf verschiedenen Einzelkomponenten. Die Geometriedaten sowie die Massen und Trägheitstensoren der Einzelkomponenten werden aus dem CAD-System entnommen. Die Beschreibung eines Bremsbelages erfolgt, wie in Abbildung 2-12 dargestellt, durch zwölf an den Belagkanten verteilte Kontaktpunkte zur Scheibe.

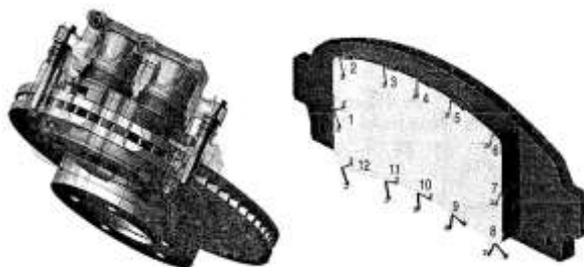


Abbildung 2-12: MKS-Modell des Bremssattels.⁶⁵

Über 150 physikalische, geometrische und operative Parameter sind veränderlich. Die Berechnungsergebnisse zeigen ebenfalls, dass an den Einlaufseiten beider Beläge eine verstärkte Anpressung entsteht.

⁶² Swift: Modeling of Automotive Disc Brakes, 2003

⁶³ Swift, Walmsley: Multi-body Simulation of Disc brake, 2001

⁶⁴ Penninger, Swift: Disc Brake Lining Shape Optimization, 2004

Zur Verbesserung der Anpressung optimieren sie die Belagform mit dem Modell. Dazu werden die Positionen der Kontaktpunkte der Beläge zur Scheibe variiert und der Einfluss auf die Anpressung ausgewertet. Die somit optimierte Belagform besitzt an der Einlaufseite mehr Reibmaterial, an der Auslaufseite ist dieses entfernt. Folglich kann die ungleiche Anpressung in Umfangsrichtung durch eine Verlagerung von Reibmaterial von der Auslaufseite zur Einlaufseite reduziert werden.

Zur Untersuchung des Bremsenquietschens führen Fieldhouse^{66 67} et al. Messungen der Flächenpressungsverteilung durch. Sie verwenden zweigeteilte Rückenplatten, zwischen denen elektrische Druckmessfolien angebracht sind. Ihre Beobachtungen zeigen, dass sich der Schwerpunkt der Flächenpressungsverteilung bei leichten Bremsungen in Richtung Einlauf verlagert. Als Einflussgrößen auf diese Verlagerung geben sie den Reibwert, die Belagführung und den Sattel an. Einen Einfluss der Scheibengeschwindigkeit auf die Verlagerung stellen sie nicht fest. Mit zunehmendem Druck verschiebt sich der Schwerpunkt der Flächenpressung des inneren Belages von der Einlaufseite in Richtung Belagmitte und gleichzeitig radial nach innen. Beim äußeren Belag entsteht die gleiche Schwerpunktverschiebung in Umfangsrichtung, die radiale Verschiebung entsteht dagegen nicht.

Degenstein⁵⁶ stellt ein Verfahren zur Messung des Spannkraftangriffspunktes vor. Die Beläge werden in vier Quadranten zerteilt, die Anpresskraft in jedem Quadranten mittels Piezosensoren gemessen und der Angriffspunkt der Spannkraft berechnet. Für eine statische und eine dynamische Messung bei 20, 40 und 60 bar ist die ausgewertete Kraftangriffspunktverschiebung in Abbildung 2-13 dargestellt.

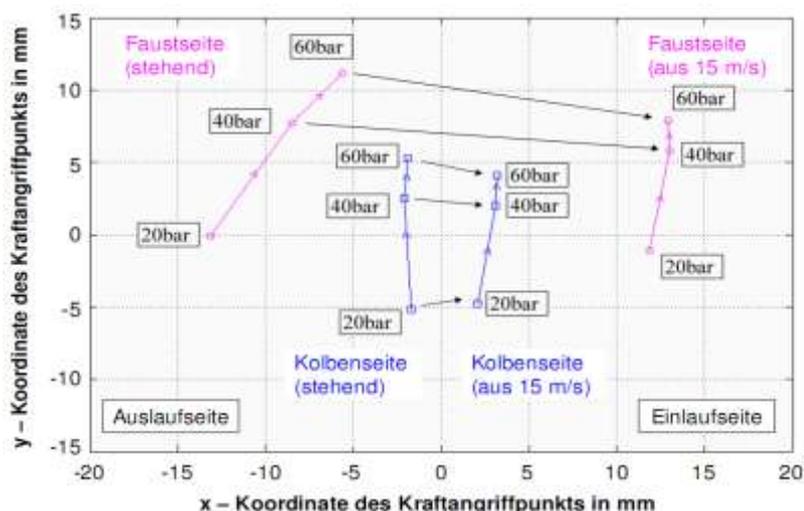


Abbildung 2-13: Gemessene Kraftangriffspunktverschiebung.⁶⁸

⁶⁵ Swift, Walmsley: Multi-body Simulation of Disc brake, 2001

⁶⁶ Fieldhouse, Ashraf, Talbot: Measurement of the Dynamic Center of Pressure, 2006

⁶⁷ Fieldhouse: Observation of the Disc/Pad Interface Pressure, 2007

⁶⁸ Degenstein: Kraftmessung in Scheibenbremsen, 2007, S. 96

Festgestellt wird, dass sich mit zunehmendem Bremsdruck eine Verschiebung beider Kraftangriffspunkte radial nach außen ergibt. In Umfangsrichtung entsteht bei beiden Belägen eine Verschiebung in Richtung Einlauf. Die Verschiebung der Faustseite fällt größer aus als die der Kolbenseite.

2.2.1.4 Gehäuseverdrehung

Samie⁶⁹ et al. verwenden die FEM zur Analyse der Bauteildeformationen. Die Berechnungen zeigen, dass bei einem starren Bremshalter und keiner Reibung an den Rückenplatten die Umfangskraft komplett vom Bremshalter aufgenommen wird. Wird dieser nachgiebig modelliert, entsteht eine Gehäuseverdrehung in Umfangsrichtung.

Tamari⁷⁰ et al. berechnen mit einem FEM-Modell das Verformungsverhalten des Sattels bei dynamischer Beanspruchung. Die Anbindung des Gehäuses modellieren sie nachgiebig. Die Berechnungen zeigen, dass sich das Gehäuse zum Halter verdreht, was in Abbildung 2-14 dargestellt ist.

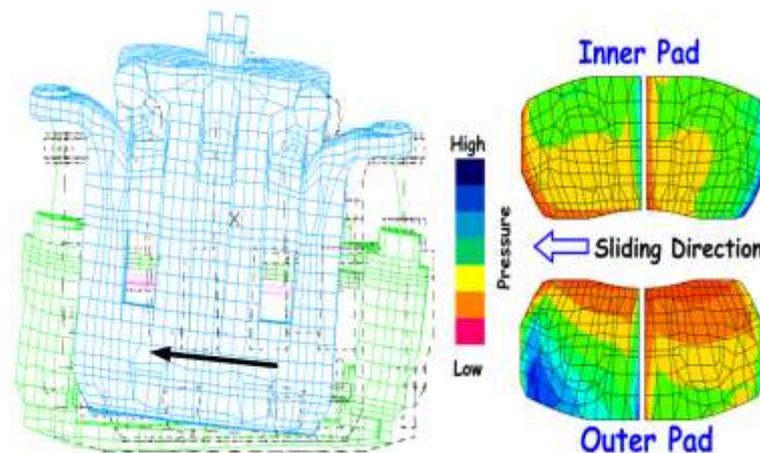


Abbildung 2-14: FEM-Modell mit Bremshalter und Gehäuseverdrehung.⁷⁰

Das Zentrum der Flächenpressung verlagert sich durch die Gehäuseverdrehung nicht bei beiden Belägen in Richtung Einlaufseite, wie von den zuvorigen Autoren festgestellt. Beim inneren Belag entsteht eine Verschiebung in Richtung Einlaufseite, beim äußeren Belag dagegen eine Verschiebung in Richtung Auslaufseite.

2.2.1.5 Abstützkräfte zur Beeinflussung der Anpressung

Die Ursachen für die in Umfangsrichtung ungleichförmige Anpressung der Beläge, bei drehender Bremsscheibe, wird in mehreren Modellvorstellungen von Burckhardt⁷¹ präzisiert. Er beschreibt zunächst den grundlegenden Zuspannprozess. Dabei drückt der

⁶⁹ Samie, Sheridan: Contact Analysis for a Car Disc Brake, 1990

⁷⁰ Tamari, Doi, Tamasho: Contact Pressure of Disc Brake Pad, 2000

⁷¹ Burckhardt: Fahrwerktechnik, 1991, S. 196 ff.

Kolben beim Aufbringen des hydraulischen Druckes auf die Rückenplatte des Bremsbelages. Dadurch wird der Belag, wie in Abbildung 2-15 veranschaulicht, gegen die drehende Bremsscheibe gepresst.

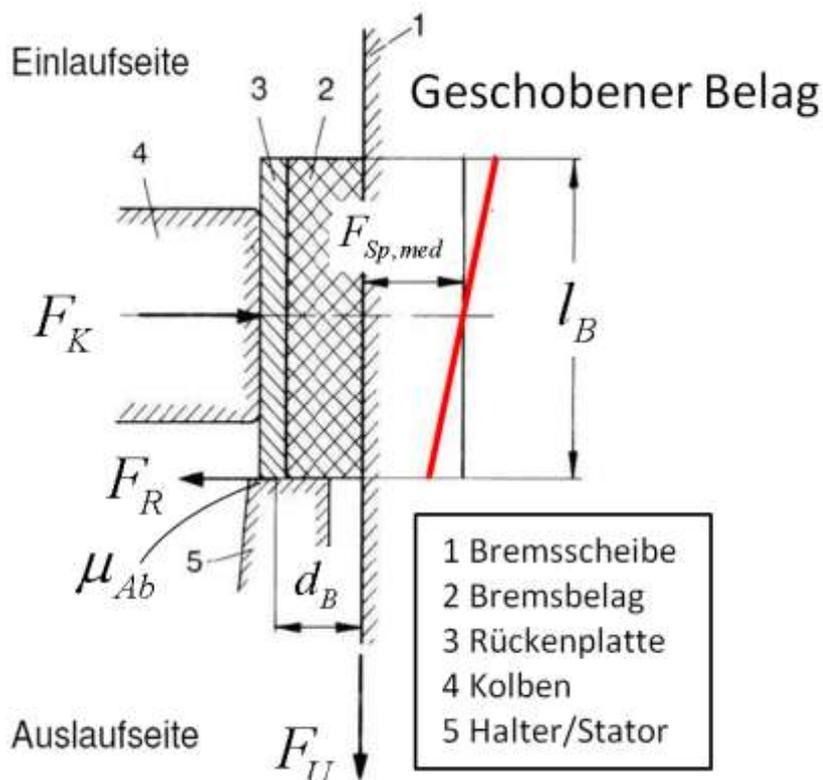


Abbildung 2-15: Darstellung der Kräfte am geschobenen Belag.

Bei einer reibungslosen Abstützung des Bremsbelages am Halter wird durch die Kolbenkraft F_K die nach dem Coulombschen Gesetz proportionale Umfangskraft F_U hervorgerufen. Diese führt zu einem auf die Belagmitte bezogenen rechtsdrehenden Moment M_R wie folgt:

$$M_R = F_U \cdot d_B \quad (2-9)$$

Bei einer reibungsbehafteten Abstützung entsteht an der Kontaktstelle zwischen dem Bremsbelag und dem Halter eine Reibkraft F_R :

$$F_R = F_U \cdot \mu_{Ab} \quad (2-10)$$

Die an der Abstützstelle auf den Bremsbelag wirkende Reibkraft F_R ergibt sich aus der Umfangskraft F_U und dem Reibwert μ_{AB} . Die Reibkraft F_R wirkt der Belagbewegung entgegen und reduziert die Spannkraft F_{Sp} wie folgt:

$$F_{Sp} = F_K - F_R \quad (2-11)$$

Des Weiteren entsteht durch die Reibkraft F_R an der Abstützstelle ein rechtsdrehendes Moment M_{Ab} (vgl. Abbildung 2-15):

$$M_{Ab} = F_R \cdot \frac{l_B}{2} \quad (2-12)$$

Durch die Momentenbilanz um die geometrische Belagmitte ergibt sich ein insgesamt rechtsdrehendes Moment M_{Res} wie folgt:

$$M_{Res} = F_U \cdot d_B + F_R \cdot \frac{l_B}{2} \quad (2-13)$$

Dieses Moment führt zu einer Erhöhung der Pressung am Einlauf des Belages.

Unterschieden wird gegenüber dem geschobenen Belag der gezogene Belag, dessen schematische Darstellung in Abbildung 2-16 gegeben ist.

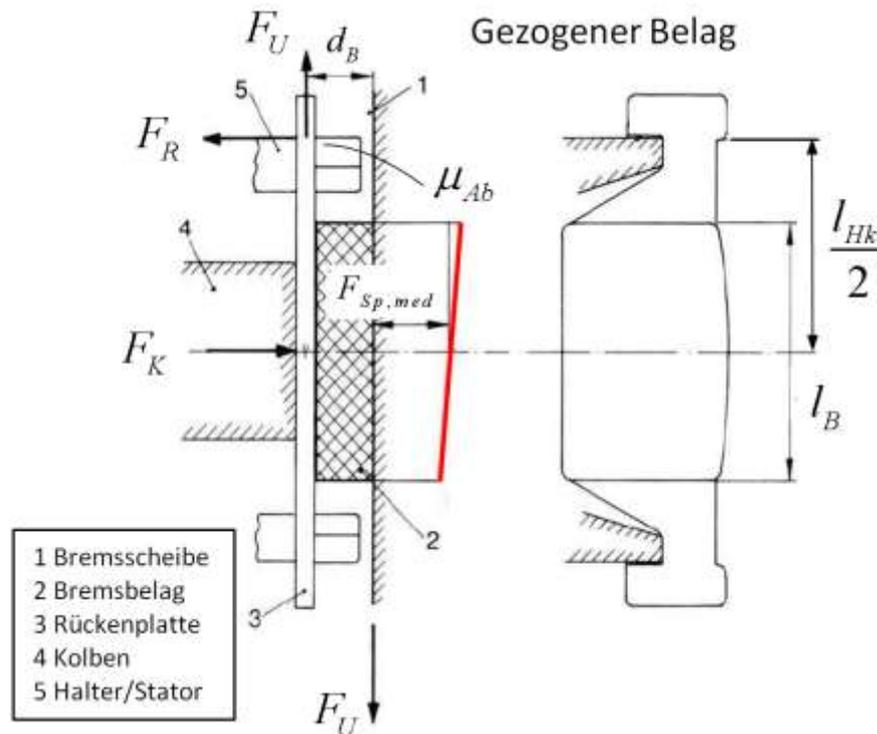


Abbildung 2-16: Darstellung der Kräfte am gezogenen Belag.

Im Unterschied zum geschobenen Belag stützt sich dieser nicht am Halter ab, sondern hängt mit den Hammerköpfen in der Belagführung. Das auf die geometrische Belagmitte wirkende Moment M_{Res} ergibt sich somit zu:

$$M_{Res} = F_U \cdot d_B - F_R \cdot \frac{l_{Hk}}{2} \quad (2-14)$$

Die Umfangskraft F_U und der geometrische Abstand d_B führen ebenfalls, wie beim geschobenen Belag, zu einem auf die geometrische Belagmitte wirkenden rechtsdrehenden Moment. Die Reibungskraft an der Abstützstelle, die im Abstand des Hammerkopfes wirkt, führt dagegen zu einem linksdrehenden Moment. Wird die Momentenbilanz betrachtet, entsteht eine gleichmäßigere Belaganpressung. Burckhardt gibt zudem an, dass die Auslegung als gezogene Beläge zur Erzielung eines geringeren Belagschrägverschleißes geeigneter ist.

2.2.1.6 Druckpunktverlagerung

Zum Ausgleich der zur ungleichförmigen Flächenpressungsverteilung führenden Momente am Belag, werden von Burckhardt⁷² und Limpert⁷³ Maßnahmen vorgeschlagen. Beispiele sind die Entfernung des Belagmaterials, eine abgesetzte Kolbenfläche und eine Druckmittelpunktverlagerung (auch Kolbenoffset genannt). Das Wirkprinzip des Kolbenoffsets ist in Abbildung 2-17 dargestellt.

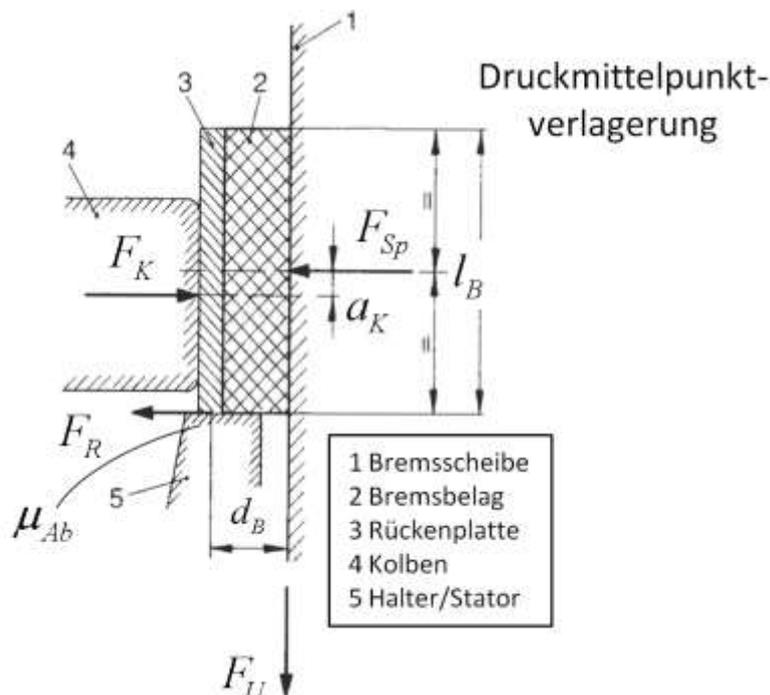


Abbildung 2-17: Druckmittelpunktverlagerung durch Kolbenoffset.

Angegeben wird, dass dadurch ein weitgehender Ausgleich der ungleichförmigen Flächenpressung möglich ist. Bei konstanter Flächenpressung greift die Belaganpresskraft F_{Sp} in der Mitte des Belages an. Durch den Abstand a_K ergibt sich bei einer Druckmittelpunktverlagerung ein linksdrehendes Moment M_{Dp} zu:

$$M_{Dp} = F_{Sp} \cdot a_K \quad (2-15)$$

Dieses Moment geht in die bestehende Momentenbilanz am Belag aus Formel (2-13) ein. Wird eine gleichförmige Flächenpressungsverteilung beabsichtigt, d.h. das resultierende Moment M_{Res} ist Null, ergibt sich folgender Zusammenhang für die benötigte Druckmittelpunktverlagerung a_K :

$$a_K = \frac{F_U \cdot d_B + F_R \cdot \frac{l_B}{2}}{F_K} \quad (2-16)$$

⁷² Burckhardt: Fahrwerktechnik, 1991, S. 198

⁷³ Limpert: Brake Design and Safety, 1999, S. 58

Alternativen zur Verschiebung der Kolbenachse bestehen bei Mehrkolbenbremsen durch die Auslegung unterschiedlicher Kolbendurchmesser. Dabei wird der Kolbendurchmesser der Einlaufseite kleiner gewählt als der der Auslaufseite. Dadurch wird der den Belag eindrehende Effekt (durch die Umfangskraft) reduziert.

Zur Untersuchung des tangentialen Kolbenoffsets führen Kim⁷⁴ et al. Untersuchungen mittels eines FEM-Modells durch. Sie stellen bei der Simulation ohne Kolbenoffset und drehender Scheibe ebenfalls fest, dass sich der Flächenpressungsschwerpunkt in Richtung Einlauf verlagert. Durch die Verlagerung des Kolbens um bis zu 30 mm in Richtung Auslauf zeigen sie, dass die simulierte Flächenpressungsverteilung (bei Bremsungen mit 30 bar) wieder symmetrisch ist.

2.2.1.7 Ungleiche Abstützkraftverteilung

Samie⁷⁵ et al. führen FEM-Berechnungen zur Flächenpressungsverteilung durch. Eine Erkenntnis ist, dass der Reibwert der Rückenplatten zum Kolben und zum Gehäuse einen Einfluss auf die Belagabstützkraft besitzt. Sie beschreiben zwei Fälle. Im ersten Fall wird von einem Reibwert an den Rückenplatten von Null ausgegangen. Dabei nimmt der Halter die komplette Umfangslast auf. Im zweiten Fall gehen sie von einem hohen Reibwert an den Rückenplatten aus. Dadurch wird die komplette Umfangskraft vom Gehäuse aufgenommen.

Ballinger⁷⁶ nutzt ein FEM-Modell einer Zweikolben-Faustsattelbremse zur Untersuchung konstruktiver Auslegungsparameter. Ein Schwerpunkt der Veröffentlichung ist die Untersuchung unterschiedlicher Beanspruchung der Radbremse auf der inneren und der äußeren Seite. Ausgewertet werden jeweils die maximale Spannung im einlaufseitigen Führungsbolzen sowie die Halterverformung an der äußeren Auslaufseite in Umfangsrichtung. Das Modell sowie die Analysepositionen sind in Abbildung 2-18 dargestellt.

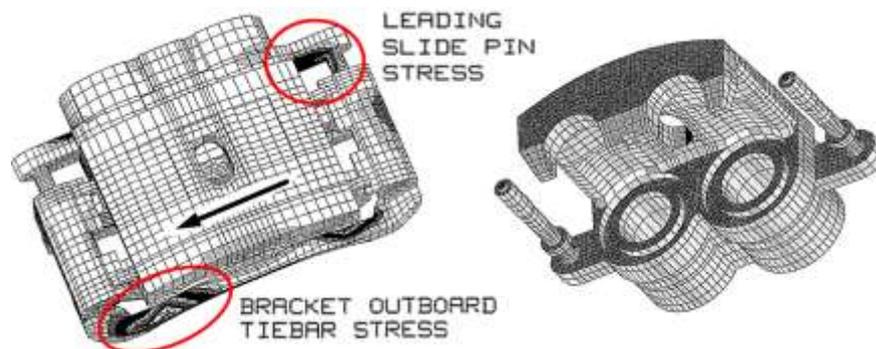


Abbildung 2-18: Unterschiedliche Spannungen auf beiden Sattelseiten in der FEM.

⁷⁴ Kim, Cho, Yeo: Offset on Pressure Distribution, 2005

⁷⁵ Samie, Sheridan: Contact Analysis for a Car Disc Brake, 1990

⁷⁶ Ballinger: Disc Brake Corner System Modeling, 1999

Kolbendichtringe sowie eine Bremsscheibe werden nicht modelliert. Den Belägen wird per Randbedingung nur eine Parallelverschiebung in Umfangsrichtung, aber keine Belagverkipfung, ermöglicht. Zwischen der kolbenseitigen Rückenplatte und den Bremskolben, sowie zwischen der faustseitigen Rückenplatte und dem Gehäuse, wird Reibung modelliert. Es werden geschobene Beläge berechnet. Die Simulationen führt Ballinger für zwei unterschiedliche Befestigungen des Halters am Achsschenkel durch. Bei den ersten Berechnungen modelliert er Festgelenke, bei den zweiten Drehgelenke. In der Basisvariante nimmt er für die Rückenplattenreibung Reibwerte von 0,2 an, die weiteren Berechnungen bezieht er auf die Basisvariante. Die Berechnungsergebnisse belegen, dass die Reibwerterhöhung zwischen beiden Rückenplatten und den Kolben bzw. dem Gehäuse, zu einer Zunahme der Spannungen im einlaufseitigen Führungsbolzen führt. Dadurch entsteht eine geringere Halterverformung. Als Erklärung wird angegeben, dass mit zunehmender Reibkraft mehr Kraft in das Gehäuse eingeleitet wird und sich dieses am Führungsbolzen abstützt. Gleichzeitig wirkt weniger Kraft auf den Bremsenhalter, dessen Verformung abnimmt. Mit zunehmendem Push-Spiel erhöhen sich die Spannungen im Führungsbolzen. Als Erklärung gibt er an, dass das größere Spiel dazu führt, dass die Beläge das Gehäuse (aufgrund der Rückenplattenreibkräfte) stärker verschieben. Die Spannungen im Führungsbolzen nehmen dadurch zu und der Halter wird entlastet. Wird dagegen das Spiel zwischen dem Führungsbolzen und der Aufnahme dessen im Gehäuse vergrößert, reduzieren sich die Spannungen im Führungsbolzen. Als Folge nimmt die Halterverformung zu. Die Simulationsergebnisse mit der Halterbefestigung als Drehgelenk unterscheiden sich qualitativ nicht von denen mit fester Anbindung, die Effekte sind aber stärker ausgeprägt.

2.2.1.8 Radiale Belagbewegungen

Wie in den vorherigen Kapiteln dargestellt, werden die verschiedenen Komponenten der Radbremse bei der Betätigung deformiert. Die unterschiedlichen Wirkprinzipien können dabei zu einer ungleichförmigen Anpressung der Beläge an die Scheibe führen.

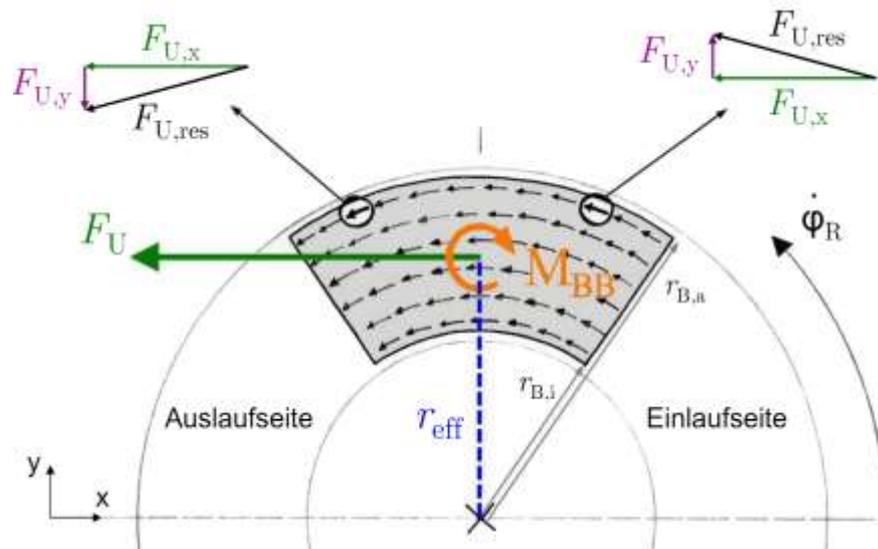
In den Modellvorstellungen nach Burckhardt⁷⁷ und Limpert⁷⁸ wird die Umfangskraft F_U idealisiert dargestellt.

Eine physikalische Modellvorstellung der Reibkraftverteilung zwischen den Belägen und der drehenden Scheibe wird von Degenstein⁷⁹ gegeben. Demnach entsteht durch die unterschiedlichen Wirkrichtungen der Reibkräfte in der Reibebene ein Drehmoment, wie in Abbildung 2-19 dargestellt.

⁷⁷ Burckhardt: Fahrwerktechnik, 1991, S. 196 ff.

⁷⁸ Limpert: Brake Design and Safety, 1999, S. 58

⁷⁹ Degenstein: Kraftmessung in Scheibenbremsen, 2007, S. 37

Abbildung 2-19: Modellvorstellung der Umfangskraft.⁷⁹

Dieses Drehmoment (entgegen dem Reaktionsmoment M_{BB}) wird zum einen über den Bremshalter und das Gehäuse abgestützt, zum anderen kann eine Verschiebung und Verdrehung der Bremsbeläge nicht ausgeschlossen werden. Um die Bewegungen der Bremsbeläge unter Last zu untersuchen, führt Degenstein⁸⁰ Bremsungen bei 40 bar durch und erfasst die Hammerkopfbewegungen mittels eines optischen Verfahrens. Die vektoriellen Bewegungen der Hammerköpfe, zwischen dem unbelasteten und dem belasteten Zustand, sind in Abbildung 2-20 dargestellt.

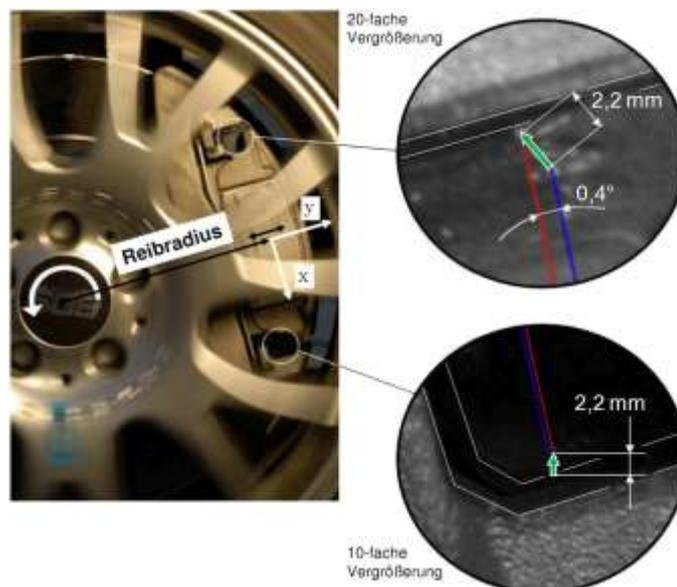


Abbildung 2-20: Optische Vermessung der Hammerkopfbewegungen beim Bremsen.

Er stellt fest, dass die Positionsänderung der Hammerköpfe bei einer 40 bar Bremsung im Vergleich zum Stillstand 2,2 mm in Umfangsrichtung beträgt, und dass eine Ver-

⁸⁰ Degenstein: Kraftmessung in Scheibenbremsen, 2007, S. 83

drehung des Belages um $0,4^\circ$ in Bezug zur Radachse entsteht. Dadurch verschiebt sich der auslaufseitige Hammerkopf radial um etwa 1 mm nach innen.

2.2.2 Temperaturverhalten

Simulationsmodelle zur Berechnung der Bremsscheibentemperatur werden von Limpert⁸¹ vorgestellt. Er verwendet ein Finite-Differenzen-Verfahren am Profilquerschnitt der Bremsscheibe. Der Profilquerschnitt wird aus 36 Knotenpunkten zusammengesetzt. An der Scheibenoberfläche werden Konvektion und Wärmestrahlung berücksichtigt. Angegeben wird eine tendenzielle Übereinstimmung zwischen der gemessenen Temperatur und den Berechnungsergebnissen, für den Aufheizprozess und den Abkühlprozess.

Von Fukano⁸² et al. wird ein Verfahren zur Berechnung der Scheibentemperatur, auf Grundlage der Energiebilanz, vorgestellt. Sie definieren die wesentlichen Einflussparameter und stellen die formelmäßigen Zusammenhänge für die kinetische Energie des Fahrzeugs und die Wärmeströme auf. Bezüglich der Anströmung der Bremse stützen sie sich auf die grundlegenden Formeln der Thermodynamik. Für den Einfluss der Fahrzeugschwindigkeit und der Drehbewegung des Rades hinsichtlich der Konvektion treffen sie speziellere Annahmen. Sie geben an, dass eine qualitative Übereinstimmung zwischen den Simulationsergebnissen und den Versuchsergebnissen gegeben ist.

Von Sheridan⁸³ et al. werden genauere Angaben zum Anteil der Bremsenergie gemacht, der der Scheibe und den Belägen zukommt.

Eine ähnliche Form der Beschreibung auf Basis der Energieerhaltung stellen Artus⁸⁴ et al. vor. Die analytische Beschreibung des Energieflusses basiert auf der Methode der Bondgraphen. Sie betonen den Vorteil dieser Methode darin, dass verschiedene physikalische Disziplinen wie Thermodynamik, Hydraulik und Tribologie koppelbar sind. Abschließend wird angegeben, dass die Temperaturberechnung an der Bremse durch die Methode möglich ist. Allerdings basiert das Modell auf vereinfachten Annahmen ohne Wärmeleitungs- und Wärmestrahlungsmodellierung.

Das in der heutigen Bremsenentwicklung vorwiegend eingesetzte Verfahren, zur rechnerischen Analyse des thermischen Verhaltens der Radbremse, ist die FEM. Meist werden bei Themen wie der Temperaturverteilung und der Scheibenschirmung⁸⁵ Segmentmodelle der Bremsscheibe eingesetzt.

⁸¹ Limpert: Thermal Performance of Automotive Disc Brake, 1975

⁸² Fukano, Matsui: Development of Disc-Brake Design Methods, 1986

⁸³ Sheridan, Kutchev, Samie: Thermal Modeling of Disk Brakes, 1988, S. 2

⁸⁴ Artus, Hayat, Staroswiecki: Brake Discs Temperature Estimation Module, 2003

⁸⁵ Breuer, Bill: Bremsenhandbuch, 2003, S. 82

Jüttner⁸⁶ beispielsweise verwendet die FEM zur Simulation eines Segmentes der Bremsscheibe. In dem vorgestellten Simulationsmodell werden die sich während der Brems- und Beschleunigungsphasen ändernden Randbedingungen, wie die Wärmeübergangszahlen und die Umgebungstemperaturen, zu jedem Zeitschritt neu berechnet und in die Simulation integriert. Der Temperaturgradient in tangentialer Richtung wird im Modell vernachlässigt, was einer in Umfangsrichtung homogen eingeleiteten Wärmemenge entspricht. Die Annahmen werden für die Konvektion, Strahlung und Wärmeleitung getroffen. Er gibt abschließend an, dass die Versuchsergebnisse mit den Messergebnissen übereinstimmen.

Experimentell wird die Scheibentemperatur in heutigen Prüfstandsversuchen vorwiegend mit Schleifthermoelementen⁸⁷ erfasst, da dies ein kostengünstiges Verfahren darstellt. Zur Messung in der Scheibe sowie im Belag werden Einstemmthermoelemente⁸⁷ eingesetzt. Dies wird auch schon von Burckhardt, als das Verfahren nach Bargende und Pütter⁸⁸, vorgestellt. Um berührungslos die Temperatur der Reibpartner zu messen eignen sich Pyrometer⁸⁹. Den Verfahren ist gemeinsam, dass sie die Temperatur nur an einer lokalen Stelle pro Sensor erfassen. Um die Temperatur flächig zu erfassen, was speziell bei Phänomenen wie Hotbanding⁹⁰ und Hotspotting⁹¹ durchgeführt wird, eignen sich Thermographiesysteme⁹².

2.2.3 Verschleißverhalten

Von Burckhardt⁹³ wird bereits die radial und tangential ungleichförmige Flächenpressung mit einem erhöhten Belagschrägverschleiß in Verbindung gebracht. Die Effekte auf die Anpressung der Beläge an die Scheibe sind bereits zuvor (vgl. Kapitel 2.2.1.3 bis 2.2.1.6) beschrieben.

Neben dem Verschleiß an der Radbremse ist das grundlegende Verschleißverhalten zwischen Materialpaarungen in vielen Bereichen Gegenstand der Forschung.

Erste Modellvorstellungen zum Mechanismus des Verschleißes werden von Holm⁹⁴ gegeben. Die Vorstellungen basieren auf der Wahrscheinlichkeit des Zusammentreffens von Atomen beider Reibpartner.

⁸⁶ Jüttner: Berechnung der Thermischen Belastung einer Pkw-Bremsscheibe, 1988

⁸⁷ Internetquelle: <http://www.tcdirect.de>, besucht am 20.08.2011

⁸⁸ Burckhardt: Fahrwerktechnik, 1991, S. 209

⁸⁹ Internetquelle: <http://www.maurer-ir.de>, besucht am 22.08.2011

⁹⁰ Unno, Inoue, Hara: Decrease of Friction Coefficient of Disc Pads, 2005

⁹¹ Sardá: Wirkungskette der Entstehung von Hotspots und Heißrubbeln, 2009

⁹² Internetquelle: <http://www.infratec.de>, besucht am 02.08. 2011

⁹³ Burckhardt: Fahrwerktechnik, 1991, S. 198

⁹⁴ Holm: The Friction Force over the real Area of Contact, 1938, S. 38 ff.

Archard⁹⁵ et al. zeigen, dass der Verschleiß in erster Näherung von der Last abhängig ist. Sie begründen dies mit der Entfernung von Partikeln an den Kontaktflächen, da plastische Deformationen entstehen. Auf Basis der Reibarbeit stellen sie das folgende Verschleißgesetz vor:

$$w = \frac{k \cdot l \cdot d}{h} \quad (2-17)$$

Darin ist w der absolute Verschleiß, k eine dimensionslose im Versuch ermittelte Anpassungsgröße, d die zurückgelegte Distanz, l die Belastung durch eine Normalkraft und h die Härte des Materials.

Burwell⁹⁶ vergleicht die Verschleißgleichung mit Experimenten. Er stellt zwischen dem mechanischen Verschleiß und den Versuchsparametern zurückgelegter Weg, Geschwindigkeit, Belastung und Oberflächeneigenschaften Zusammenhänge auf.

Fleischer⁹⁷ erlangt die Erkenntnis, dass bei Reibungsprozessen die Reibungsenergie die wichtigste und prozessbewirkende Größe ist. Basierend auf experimentell gemessenen Abriebswerten ermittelt er Reibungsenergiedichten für verschiedene Reibpaarungen.

Der Zusammenhang zwischen der Materialhärte und dem Verschleiß eines Werkstoffes wird von Habig⁹⁸ untersucht. Er zeigt, dass die Härte meist die wichtigste den Verschleiß beeinflussende Werkstoffgröße ist.

Gassmann⁹⁹ gibt an, dass sich bei wiederholter Beanspruchung mit gleicher Last der Verschleiß unterscheiden kann. Er begründet dies mit einer Veränderung des Oberflächenzustandes.

Ein alternativer Ansatz zur Berechnung des Verschleißes wird von Sadowski¹⁰⁰ et al. gezeigt. Sie verwenden zur Berechnung den ersten Hauptsatz der Thermodynamik auf Basis der Energiebilanz.

Viele Autoren wie beispielsweise Chekina¹⁰¹ et al. und Karmakar¹⁰² et al. entwickeln Modelle des Verschleißes auf Basis von Messwerten. Diese Verschleißgesetze sind ausschließlich von einzelnen Parametern abhängig, ohne die Zusammenhänge genauer zu erläutern.

⁹⁵ Archard, Hirst: *Wear of Materials*, 1958, S. 70 ff.

⁹⁶ Burwell: *Survey of Possible Wear Mechanism*, 1957, S. 119 ff.

⁹⁷ Fleischer: *Energetische Aspekte der Reibung*, 1969

⁹⁸ Habig: *Verschleiß und Härte von Werkstoffen*, 1980

⁹⁹ Gassmann: *Reib- und Verschleißverhalten der Bremsbeläge*, 1979

¹⁰⁰ Sadowski, Fleischer: *Betrachtung zur Reibung- und Verschleißenergetik*, 1983, S. 107 ff.

¹⁰¹ Chekina, Goryacheva, Krasnik: *The Model for Tool Wear in Rock Cutting*, 1996

¹⁰² Karmakar, Rao, Sethuramiah: *An Approach towards Fatigue Wear Modelling*, 1996, S. 242

Der abrasive und adhäsive Verschleiß wird von Popov¹⁰³ beschrieben. Für das abrasive Verschleißvolumen V gibt er den folgenden Zusammenhang an:

$$V = k \cdot \frac{W}{h} \quad (2-18)$$

Darin ist W die Reibarbeit, h die Härte des Materials und k der Verschleißkoeffizient. Grundsätzlich ist dieser Ansatz somit dem von Archard et al. vorgestellten ähnlich.

Duboka¹⁰⁴ et al. treffen für den Bremsbelagverschleiß die Annahmen der linearen Verschleißhypothese. Demnach verhält sich der Verschleiß bei konstanter Temperatur proportional zum eingebrachten Lastkollektiv.

Harding¹⁰⁵ führt eine Untersuchung zum Belagverschleiß durch und stellt einen auf einer Exponentialfunktion basierenden Berechnungsansatz vor. Als Argument der Berechnung verwendet er den gemessenen Belagverschleiß, Berechnungsergebnis ist die projizierte Belaglebensdauer.

Hohmann¹⁰⁶ et al.¹⁰⁷ gibt an, dass speziell die Wechselwirkung zwischen dem Verschleiß, der mechanischen Belastung und der Temperatur zur Berechnung des Belagverschleißes wichtig ist. Zur Berechnung der Belaganpressung, bei gleichzeitig geringem Rechenaufwand, entwickelt er ein zweidimensionales FEM-Modell. Er führt experimentelle Untersuchungen zum Verschleiß durch und formuliert auf der Basis der Kontaktkraft der Beläge sowie der Kontakttemperatur den folgenden Verschleißansatz:

$$W_z = \sum_{i,y} (c_{ij} \cdot P_{Reib}^i \cdot T^j) \cdot \frac{t_B}{A_B} \quad (2-19)$$

Darin sind W_z der Belagdickenverschleiß, T die Temperatur und P_{Reib} die Reibleistung im jeweiligen mittels des FEM-Modells berechneten Zeitschritt. Bei den Parametern c_{ij} handelt es sich um Korrekturparameter, die sich aus experimentellen Versuchsergebnissen ergeben. Des Weiteren fließen noch die Anfangstemperatur t_B sowie die Belagfläche A_B mit in die Berechnung ein. In Abhängigkeit dieses berechneten Verschleißes werden die Knotenpunkte im FEM-Modell zu jedem Zeitschritt verschoben. Unterschiedlicher Verschleiß über die Länge des Belages (Umfangsrichtung) ist mit dem Ansatz nicht berechenbar. Abschließend wird angegeben, dass die Übereinstimmung zwischen dem Simulationsansatz und dem gemessenen Verschleiß gegeben ist.

¹⁰³ Popov: Kontaktmechanik und Reibung, 2009, S. 270

¹⁰⁴ Duboka, Todorovic: Linear Wear Hypotheses of Brake Lining Life, 1983

¹⁰⁵ Harding: Wear Life of Disc Brake Pads, 1983

¹⁰⁶ Hohmann: Simulation von Verschleiß an Scheibenbremsbelägen, 1999

¹⁰⁷ Hohmann, Schiffner, Brecht: Pad Wear Simulation Model, 1999

Ein komplexeres dreidimensionales FEM-Modell zur Simulation des Verschleißverhaltens von Bremsbelägen wird von Bajer¹⁰⁸ et al. vorgestellt. Sie verwenden einen einfachen Verschleißansatz, der keine Temperatur berücksichtigt. In Abhängigkeit des berechneten Verschleißes werden die Belagflächen während der Berechnung verändert. Angegeben wird, dass die Berechnungsergebnisse mit denen des Versuchs übereinstimmen.

Von Riefe¹⁰⁹ et al. werden ein weiterer Ansatz zur Vorhersage des Belagverschleißes vorgestellt. Die Grundlage bildet dabei die analytische Temperaturberechnung der Bremsbeläge. Der mathematische Berechnungsansatz wird nicht angegeben.

2.2.4 Schwingungsverhalten

Das Schwingungsverhalten von Radbremsen lässt sich grundlegend nach der Frequenz der entstehenden Schwingung¹¹⁰ in die Bereiche Rubbeln, Knarzen, Muhen, Heulen und Quietschen unterteilen. Zu den verschiedenen Thematiken bestehen unterschiedlichste Berechnungsansätze. Einige werden im Folgenden dargestellt.

Von Augsburg¹¹¹ et al. und Grochowicz¹¹² werden Untersuchungen zur Vorhersage der Bremsdruck- und Bremsmomentschwankungen, wie sie beim Rubbeln entstehen, vorgestellt. Zur Berechnung entwickeln sie ein MKS-Modell der Radbremse. Die Teilkomponenten der Radbremse sind über Kopplungen zu einem Schwingungssystem verbunden. Der Sattel wird durch zwei per Feder gekoppelte Massen beschrieben. Die Feder bildet die Längssteifigkeit des Sattels ab. Die Beläge werden als Federn, Bremsflüssigkeit, Bremsleitung, Bremsschläuche und Hauptbremszylinder als volumenaufnehmende Elemente modelliert. Das Schwingungssystem wird über zwei in Gegenphase liegende sinusförmige Wegverläufe angeregt, die die Dickenschwankungen der Bremsscheibe nachbilden. Neben den Bewegungen der Modellbestandteile werden die entstehenden Bremsdruck- und Bremsmomentschwankungen berechnet. Die Beschreibung der dynamischen Belagsteifigkeit ist bei dem Modellierungsansatz wichtig. Angegeben wird, dass die berechneten Ergebnisse qualitative und quantitative Übereinstimmung zu den Versuchsergebnissen aufweisen.

Tao¹¹³ et al. stellen einen eindimensionalen analytischen Ansatz zur Berechnung der Restbremsmomente vor. Neben den schwingfähigen Komponenten der Radbremse modellieren sie das Verhalten des Kolbendichtringes als Federelement. Sie gelangen zu

¹⁰⁸ Bajer, Belsky, Kung: Friction-induced Damping and Nonlinear Effects, 2004

¹⁰⁹ Riefe, Yen: Prediction of Brake Lining Life, 2007

¹¹⁰ Breuer, Bill: Bremsenhandbuch, 2003, S. 335

¹¹¹ Augsburg, Brunner, Grochowicz: Untersuchung zum Rubbelverhalten, 1999

¹¹² Grochowicz: Bremsdruck- und Bremsmomentschwankungen, 1995

¹¹³ Tao, Chang: Drag Performance of Disc Brake Caliper, 2000

der Erkenntnis, dass eine hohe Sattelsteifigkeit dazu führt, dass der Kolbenverschiebeweg geringer und die Rückfederung des Kolbendichtringes stärker ist. Die nichtlineare Belagkennlinie wird dem experimentellen Versuch entnommen und im Modell hinterlegt. Beim Vergleich mit den Versuchsergebnissen stellen sie sowohl bei der Volumenaufnahme, als auch bei den Restbremsmomenten Korrelation fest.

Ein weiterer Ansatz zur Berechnung der Bremsmomentschwankungen, aufgrund bestehender Scheibendickenschwankungen, wird von Leslie¹¹⁴ vorgestellt. Er entwickelt ein MKS-Modell des Bremssattels aus konzentrierten Feder-Masse-Elementen. Das Modell mit sechs Freiheitsgraden besteht aus den Bestandteilen Sattelgehäuse, Beläge, Bremskolben und Bremsenhalter. Die mathematische Beschreibung erfolgt mit dem Lagrange-Formalismus. Es wird die Annahme getroffen, dass die vollständige Umfangslast vom Halter aufgenommen wird. Eine Kraftübertragung auf das Gehäuse erfolgt nicht.

Analytische Modelle zur Untersuchung niederfrequenter Schwingungen werden auch von Schmalfuß¹¹⁵ vorgestellt. Sie entwickelt drei Modelle der Radbremse mit verschiedener Freiheitsgradanzahl. Beim einfachsten Ansatz mit einem Freiheitsgrad wird die horizontale Belagbewegung über eine viskoelastische Verbindung, bestehend aus einer Feder und einem geschwindigkeitsproportionalen Dämpfer, modelliert. Beim zweiten Ansatz sind ein axialer Freiheitsgrad und die hydraulisch erzeugte Bremskraft ergänzt. Beim dritten Ansatz wird das Modell auf zwei Beläge erweitert, so dass sich jeweils ein axialer und ein tangentialer Freiheitsgrad pro Belag ergeben. Generell wird bei allen Modellen Coulombsche Reibung zwischen den Belägen und der Scheibe angenommen. Angegeben wird, dass die Berechnungsergebnisse in Teilen Übereinstimmung mit den gemessenen Bremsmomentschwankungen aufweisen. Dafür ist aber im Modell die Erweiterung der statischen Vorspannung der Beläge erforderlich. Ebenfalls sind Prüfstandsmessungen notwendig, um den Achsschenkel und die Scheibentemperatur auch zu berücksichtigen.

Ein ähnlicher Ansatz, ebenfalls auf Basis der MKS, wird von Schumann¹¹⁶ vorgestellt. Einen Schwerpunkt bilden die Berechnung der Gehäusebewegungskräfte sowie die Simulation der Belaganpresskräfte nach dem Bremsprozess. Die Bauteile der Radbremse werden als gekoppelte Starrkörper über ihre Massen, die Schwerpunktlage sowie den Trägheitstensor beschrieben. Das Gehäuse besitzt sechs Bewegungsfreiheitsgrade. Die Beläge und deren Kompressibilität werden mit jeweils sechs Verbindungsstellen zur Bremsscheibe modelliert. Die Führung des Gehäuses sowie der Kolbendichtring besitzen Reibungseigenschaften und Steifigkeiten. In Abbildung 2-21 ist das physikalische Modell des Sattels dargestellt.

¹¹⁴ Leslie: Mathematical Model of Brake Caliper, 2004

¹¹⁵ Schmalfuß: Theoretische und Experimentelle Untersuchung von Scheibenbremsen, 2002

¹¹⁶ Schumann: Analysemethode zur Beurteilung des Bremsscheibenverschleißes, 2006

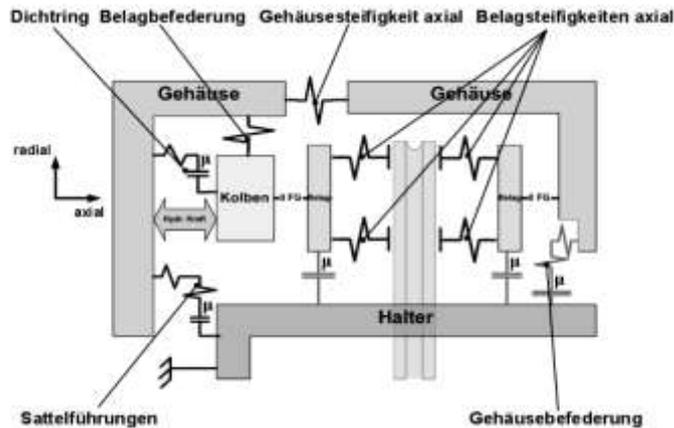


Abbildung 2-21: Mehrkörpersimulationsmodell zur Berechnung der Verschiebekräfte.¹¹⁶

Die Geometrie Größen werden den Fertigungsunterlagen entnommen, Fertigungstoleranzen und Serienstreuungen werden nicht berücksichtigt. Die Simulationsergebnisse werden mit den Versuchsergebnissen verglichen und stimmen tendenziell überein. Die Validität des Simulationsmodells wurde geprüft.

Zur Untersuchung des Bremsenquietschens werden von Von Wagner¹¹⁷ et al.^{118 119} unterschiedliche analytische Modelle vorgestellt. Einer ersten Veröffentlichung¹¹⁷ ist ein nichtlineares Modell der Radbremse zu entnehmen. In diesem Modell besteht die Scheibe aus einer Kreisringplatte, die mit definierter Winkelgeschwindigkeit rotiert. Der Sattel besteht aus zwei per Drehfedern gekoppelten Starrkörpern. Die Beläge werden aus nichtlinearen elastischen Federelementen, in Kombination mit linearen Dämpfern, modelliert. Die Gleichungen mit 14 Freiheitsgraden werden nach dem Hamiltonprinzip aufgestellt. In späteren Veröffentlichungen wird ein erweitertes und in Abbildung 2-22 dargestelltes Modell vorgestellt.

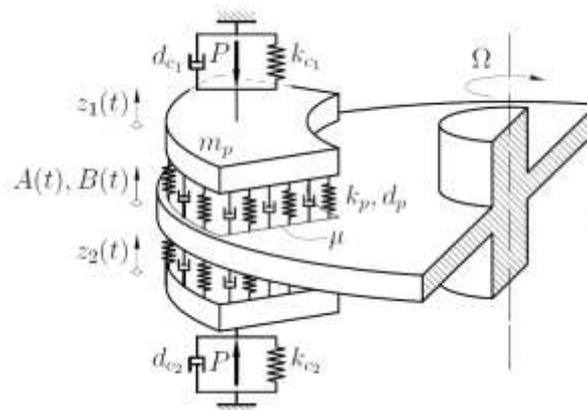


Abbildung 2-22: Erweitertes Modell der Radbremse zur Simulation des Bremsenquietschens.¹²⁰

¹¹⁷ Von Wagner, Jearsiripongkul, Vomstein: Brake Squeal Modeling and Experiments, 2003

¹¹⁸ Jearsiripongkul: Floating Disc Brake Model, 2004

¹¹⁹ Hochlehnert: Mathematische Modellbildung von Bremsenquietschen, 2006

¹²⁰ Jearsiripongkul: Floating Disc Brake Model, 2004

Die Modelle werden ausschließlich zur Simulation von Bremsenquietschen eingesetzt, die Simulationsergebnisse werden mit den gemessenen Eigenfrequenzen einer Radbremse verglichen.

Von Kang¹²¹ et al. werden ein Modell zur Berechnung der Bremsmomentschwankungen, auf Basis bestehender Scheibendickenschwankungen, vorgestellt. Die Bewegungen in Zuspansrichtung der Bremsenkomponenten Beläge, Scheibe und Gehäuse werden in Gleichungsform beschrieben. Der Reibwert wird als Kennfeld mit der Abhängigkeit Geschwindigkeit, Druck und Temperatur hinterlegt. Die Belagsteifigkeit wird als nicht-lineare Kennlinie integriert.

2.3 Zwischenfazit

In der Literatur existieren eine Vielzahl an Modellvorstellungen und Simulationsansätzen der Radbremse.

Zur Berechnung der Temperatur an der Radbremse existieren unterschiedliche Modellansätze. Einen Bereich bilden Ansätze auf Basis der FEM, wie beispielsweise der von Jüttner¹²². Daneben finden sich unterschiedliche Ansätze auf Basis der Energieerhaltung, wie beispielsweise der von Fukano¹²³ et al..

Zum Verschleiß der Bremsbeläge sind der Literatur nur wenige Modellvorstellungen zu entnehmen, wie beispielsweise der Ansatz von Hohmann¹²⁴. Viele Ansätze beschreiben den grundsätzlichen Verschleiß, losgelöst von dem Bezug zur Radbremse.

Hohmann verwendet die FEM zur Berechnung der Flächenpressung und integriert zur Verschleißberechnung eine angepasste Funktion. Die meisten grundsätzlichen Verschleißansätze basieren auf der Reibarbeit, wie beispielsweise der Ansatz von Archard¹²⁵ et al..

Einen großen Bereich bilden Verfahren zur Berechnung des Schwingungsverhaltens der Radbremse. Dabei wird die Radbremse als vereinfachtes MKS-Modell beschrieben, wodurch sich ein schwingfähiges System ergibt. Beispiele für diese Modelle sind die Ansätze von Von Wagner¹²⁶ et al., Jearsiripongkul¹²⁷ und Schumann¹²⁸.

¹²¹ Kang, Choi: Brake Dynamometer Model Predicting Brake Torque Variation, 2007

¹²² Jüttner: Berechnung der Thermischen Belastung einer Pkw-Bremsscheibe, 1988

¹²³ Fukano, Matsui: Development of Disc-Brake Design Methods, 1986

¹²⁴ Hohmann: Simulation von Verschleiß an Scheibenbremsbelägen, 1999

¹²⁵ Archard, Hirst: Wear of Materials, 1958, S. 70 ff.

¹²⁶ Von Wagner, Jearsiripongkul, Vomstein: Brake Squeal Modeling and Experiments, 2003

¹²⁷ Jearsiripongkul: A Nonlinear Floating Disc Brake Model, 2004

¹²⁸ Schumann: Analyseverfahren zur Beurteilung des Bremsscheibenverschleißes, 2006

Zur Berechnung der Leistungsfähigkeit der Radbremse bestehen Modellansätze auf unterschiedlicher Komplexitätsstufe. Teilmodelle bilden das Deformationsverhalten der Bremsbeläge ab. Beispiele sind der analytische Ansatz von Wegmann¹²⁹ et al. und der FEM-Ansatz von Tirovic¹³⁰ et al..

Zur Berechnung des Effektes der Sattelaufweitung, und der dadurch erzielten ungleichförmigen Anpressung der Beläge an die Scheibe, finden Modellerweiterungen um das Bremsengehäuse statt. Tirovic¹³⁰ et al. stellen die durch die Sattelaufweitung erzeugte radiale Verlagerung des Kraftangriffspunktes schon in frühen Berechnungen fest. Degenstein¹³¹ stellt einfache Modellvorstellungen zum Aufweiten des Bremssattels vor.

Um auch die Verlagerung des Kraftangriffspunktes in Umfangsrichtung zu untersuchen, werden beispielsweise von Abu Baker¹³² et al. FEM-Berechnungen vorgestellt. Dazu erweitern sie das Modell um den Bremsenhalter und führen es auch nicht als Teilmodell aus. Alternativen zur FEM werden durch den Ansatz von Swift¹³³, auf Basis der MKS, vorgestellt. Swift und Abu Baker et al. stellen fest, dass die Scheibendrehung bei beiden Belägen zu einer Verlagerung der Flächenpressungsverteilung in Richtung Einlauf führt. Degenstein¹³⁴ stellt diesen Zusammenhang mit dem entwickelten Messtechnikkonzept in experimentellen Untersuchungen fest. Burckhardt¹³⁵ zeigt mit seinen Modellvorstellungen die Ursachen für dieses Verhalten.

Samie¹³⁶ et al. zeigen Modellvorstellungen zur Belagabstützung und stellen eine bei nachgiebigem Halter entstehende Gehäuseverdrehung fest. Tamari¹³⁷ et al. untersuchen zu diesem Wirkprinzip die Flächenpressungsverteilung mittels der FEM. Sie erlangen die Erkenntnis, dass sich die Flächenpressung bei drehender Scheibe nicht immer bei beiden Belägen in Richtung Einlaufseite verschiebt. Beim äußeren Belag entsteht eine Verschiebung in Richtung Auslaufseite.

Ballinger¹³⁸ verwendet die FEM und stellt eine ungleichförmige Kraftaufteilung zwischen dem inneren und dem äußeren Teil der Radbremse fest.

Nur wenige Modellvorstellungen finden sich zu den Abstützkräften an der Radbremse und zum Entstehungsmechanismus von radialen Belagbewegungen. Degenstein¹³⁴ zeigt

¹²⁹ Wegmann, Stenkamp, Dohle: Compressibility of a Brake Pad, 2009

¹³⁰ Tirovic, Day: Disc Brake Interface Pressure Distribution, 1991

¹³¹ Degenstein: Kraftmessung in Scheibenbremsen, 2007

¹³² Abu Bakar, Ouyang, Cao: Interface Pressure Distributions, 2003

¹³³ Swift: Modeling of Automotive Disc Brakes, 2003

¹³⁴ Degenstein: Kraftmessung in Scheibenbremsen, 2007

¹³⁵ Burckhardt: Fahrwerktechnik, 1991

¹³⁶ Samie, Sheridan: Contact Analysis for Car Disc Brake, 1990

¹³⁷ Tamari, Doi, Tamasho: Contact Pressure of Disc Brake Pad, 2000

¹³⁸ Ballinger: Disc Brake Corner System Modeling, 1999

einfache Modellvorstellungen zur Reibkraftverteilung zwischen den Belägen und der Scheibe. Die unterschiedlichen Wirkrichtungen der Reibkräfte an den Belägen führen demnach zu einem den Belag ausdrehenden Moment. Als Folge dieses Momentes ist eine Verschiebung und Verlagerung der Beläge möglich. Die Bewegung stellt er auch experimentell fest. Näher wird nicht auf die Thematik der Belagbewegungen eingegangen.

Grundlegend lässt sich festhalten, dass nach der Durchführung der Recherche keine Ansätze gefunden werden konnten, die für eine Berechnung der Leistungsfähigkeit der Radbremse geeignet sind und keine vollparametrierten CAD-Modelle benötigen.

3 Zielsetzung und Methodik

3.1 Ermittlung des Forschungsbedarfs

Dem Stand der Technik ist zu entnehmen, dass es eine Vielzahl von Modellvorstellungen zum Verhalten von Teilen der Radbremse sowie zum Gesamtsystem gibt. Je nach Untersuchungsziel werden Modelle unterschiedlicher Abstraktion eingesetzt.

Werden die Modellansätze nach ihrem Abstraktionsgrad unterteilt, bilden die analytischen Modelle zur Temperaturberechnung die erste Ebene. Da der Energiefluss beschrieben wird und nicht die Bremsenkomponenten, können bei Modellierungsansätzen, wie dem von Fukano¹³⁹ et al., Geometrieinformationen weitgehend vermieden werden. Ähnliches gilt für die grundlegenden Verschleißansätze, wie dem von Archard¹⁴⁰ et al..

Die zweite Ebene bilden Modelle der Radbremse, die die Bewegungen einzelner Bremsenkomponenten in einer Wirkrichtung zueinander abbilden. Geometrieinformationen sind begrenzt beinhaltet, vielmehr wird ein schwingungsfähiges System über die Beschreibung der Bauteilmassen und Trägheiten aufgestellt. Beispiele hierfür sind Modelle zur Analyse des Bremsenquietschens oder des Bremsrubbels von Jearsiripongkul¹⁴¹ und Schmalfuß¹⁴².

Wird die örtliche Verteilung der Anpresskräfte, der Temperatur oder des Verschleißes bei der Berechnung beabsichtigt, werden die grundlegenden mathematischen Ansätze mit einem Verfahren zur Berechnung der Belaganpressung kombiniert. Die dritte Ebene bilden somit Verfahren, mit denen sich eine Belaganpressung, d.h. eine Verkipfung eines Belages um zwei Drehachsen, berechnen lässt. Ein solcher Ansatz wird beispielsweise von Tirovic¹⁴³ et al. vorgestellt.

Die vierte Ebene bilden Modelle zur Berechnung der Belaganpressung um zwei Drehachsen, bei gleichzeitiger Integration weiterer Komponenten der Radbremse. Diese Berechnungen werden immer mit der FEM durchgeführt. Meistens wird die gesamte Baugruppe im Modell abgebildet, wie von Abu Baker¹⁴⁴ et al. und Tamari¹⁴⁵ et al. vorgestellt. Eine Ausnahme bildet der Ansatz von Swift¹⁴⁶, der die MKS auf Basis von

¹³⁹ Fukano, Matsui: Development of Disc-Brake Design Methods, 1986

¹⁴⁰ Archard, Hirst: Wear of Materials, 1958, S. 70 ff.

¹⁴¹ Jearsiripongkul: A Nonlinear Floating Disc Brake Model, 2004

¹⁴² Schmalfuß: Theoretische und Experimentelle Untersuchung von Scheibenbremsen, 2002

¹⁴³ Tirovic, Day: Disc Brake Interface Pressure Distribution, 1991

¹⁴⁴ Abu Bakar, Ouyang, Cao: Interface Pressure Distributions, 2003

¹⁴⁵ Tamari, Doi, Tamasho: Contact Pressure of Disc Brake Pad, 2000

¹⁴⁶ Swift: Modeling of Automotive Disc Brakes, 2003

CAD-Daten verwendet. Allen Modellen der vierten Ebene ist gemeinsam, dass sie immer vollparametrierte CAD-Modelle einzelner Komponenten der Radbremse oder der gesamten Baugruppe benötigen.

Werden die vier Bereiche der Anforderungen¹⁴⁷ an Radbremsen (vgl. Kapitel 1.2) betrachtet, erscheint die Integration von Modellen zum Temperaturverhalten, zum Verschleißverhalten (keine Verschleißverteilung) und zum Schwingungsverhalten, an der beabsichtigten Stelle in der Produktkonfiguration (vgl. Abbildung 1-3), möglich. Die Gründe liegen darin, dass Geometrieinformationen für diese Modelle der ersten und zweiten Abstraktionsebene nicht zwingend notwendig sind, sondern vielmehr die Beschreibung der physikalischen Eigenschaften.

Für die Modelle zur Beschreibung der Leistungsfähigkeit, speziell für den Bereich der Bauteilverformungen und Bauteilbewegungen, ist dies schwieriger. Dies dürfte auch der Grund dafür sein, dass sich in der Literatur ausschließlich Berechnungsmethoden auf Basis der CAD-Daten finden. Da die FEM-Modelle direkt aus den Volumenmodellen abgeleitet werden, besitzen sie nicht die mindest notwendige Anzahl an Freiheitsgraden, was auch die Rechenzeit erhöht. Die Komplexität der Modelle führt zudem dazu, dass Wirkzusammenhänge oftmals schwerer analysierbar sind.

Inhaltlich besteht, nach den Erkenntnissen der Recherche, Potenzial zur Untersuchung des dynamischen Zuspannprozesses der Radbremse. Zum statischen Zuspannprozess und der radialen Verlagerung der Flächenpressungsverteilung sind die Erkenntnisse der Autoren einheitlich. Für den dynamischen Zuspannprozess ist dies nicht immer gegeben.

Abu Baker¹⁴⁸ et al. und andere Autoren zeigen, dass sich die Flächenpressungsschwerpunkte beider Beläge in Richtung Einlauf verlagern, Tamari¹⁴⁹ et al. zeigen Gegenseitliches für den Belag der Faustseite. Ballinger¹⁵⁰ zeigt, dass die Kräfte am Bremsattel ungleich verteilt werden, erläutert aber nur in Ansätzen die Ursachen. Unklar bleibt, welche Wirkprinzipien diese ungleiche Kraftverteilung an der Radbremse beeinflussen.

Degenstein¹⁵¹ zeigt, wie sich der Kraftangriffspunkt unter dynamischer Beanspruchung verändert und dass ein den Bremsbelag ausdrehendes Moment entsteht. Dadurch können Belagbewegungen auftreten. Welche Erscheinungsform diese Bewegungen haben, was die Wirkprinzipien und Einflussgrößen diesbezüglich sind, bleibt offen.

¹⁴⁷ Breuer, Bill: Bremsenhandbuch, 2004, S. 72

¹⁴⁸ Abu Bakar, Ouyang, Cao: Interface Pressure Distributions, 2003

¹⁴⁹ Tamari, Doi, Tamasho: Contact Pressure of Disc Brake Pad, 2000

¹⁵⁰ Ballinger: Disc Brake Corner System Modeling, 1999

¹⁵¹ Degenstein: Kraftmessung in Scheibenbremsen, 2007

3.2 Konkretisierung der Zielsetzung

Im Rahmen dieser Arbeit wird eine Methode zur Simulation und Analyse vorgestellt, durch die bereits im frühen Auslegungsstadium Aussagen zum späteren Systemverhalten der Radbremse im statischen und dynamischen Prüfstandsversuch möglich werden. Den Themenfokus bildet das Verhalten der Radbremse im Leistungsbereich, mit den Schwerpunkten der Belagbewegungen unter Last. Unterschieden wird, nach der Wirkrichtung der entstehenden Belagbewegungen, in die Zuspansrichtung (axiale Richtung), die Umfangsrichtung (tangentielle Richtung) sowie in die radiale Richtung.

3.3 Methodik des Vorgehens

Die Methodik des Vorgehens im Rahmen dieser Arbeit ist in Abbildung 3-1 dargestellt.

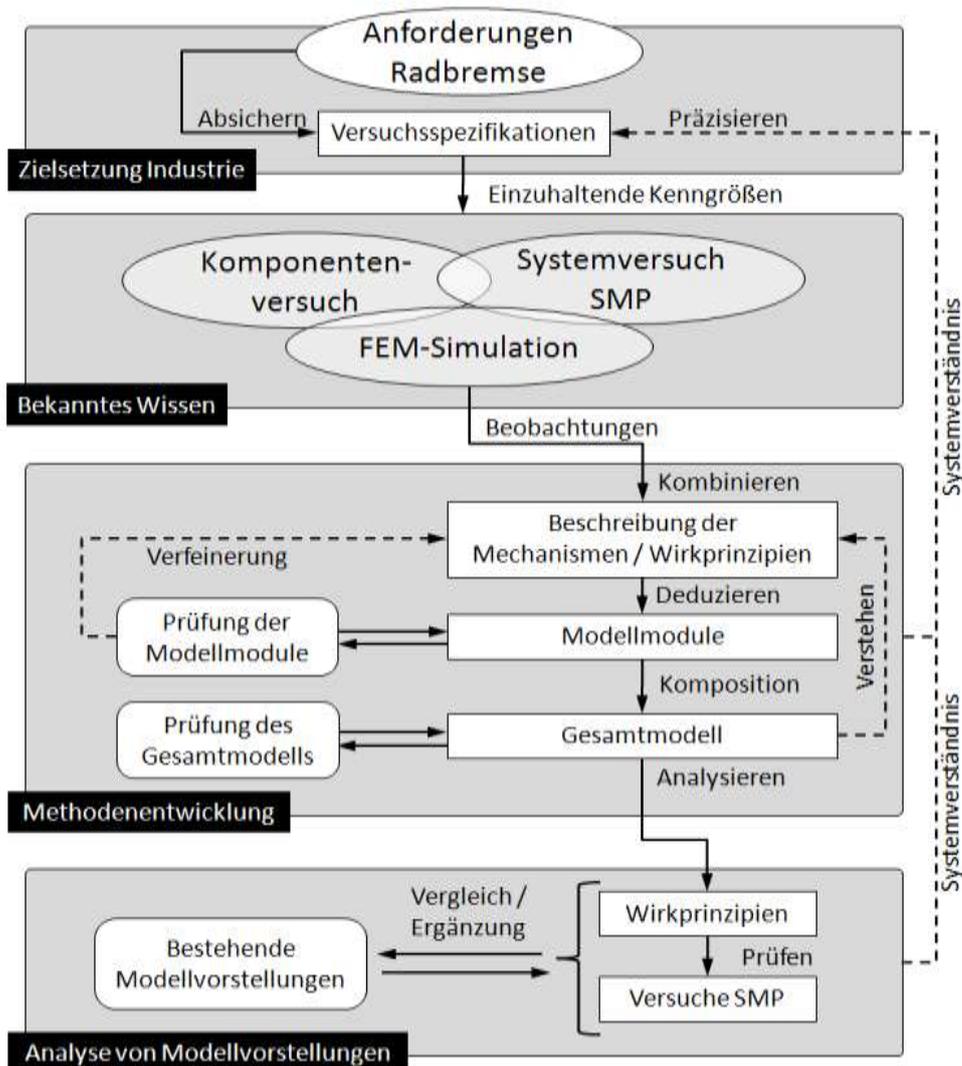


Abbildung 3-1: Methodik der Arbeit.

Die Grundlage bilden die Anforderungen an die Radbremse, die zu Versuchsspezifikationen führen und die einzuhaltenden Kennwerte definieren. Die im Stand der Technik

zum Themenfokus vorhandenen Modellvorstellungen und Untersuchungsmethoden wurden dargestellt (vgl. Kapitel 2.2). Durch diese entstehen erste Vorstellungen der zur Modellerstellung benötigten Wirkprinzipien. Das Verhalten der Radbremse unter Last wird in Form physikalischer Modellvorstellungen beschrieben und lässt sich in benötigte Modellmodule unterteilen.

Die Modellmodule werden in verschiedenen Komponentenversuchen analysiert. Durch die entstehenden Erkenntnisse werden präzisere Vorstellungen der notwendigen Wirkprinzipien ermöglicht. Die Lücke zwischen dem vorhandenen und dem zum Modellaufbau benötigten Wissen wird geschlossen.

Die entwickelten Modellmodule werden zu einem Gesamtmodell der Radbremse verschaltet. Das Gesamtmodell liefert Simulationsergebnisse, die basierend auf Ergebnissen einer Versuchsserie am SMP geprüft werden. Die Machbarkeit der Durchführung virtueller Prüfstandsversuche im frühen Auslegungsstadium, ohne die Kopplung an vollparametrierte CAD-Modelle, wird gezeigt. Abweichungen zwischen Versuch und Simulation werden dargestellt.

Die Simulationsergebnisse des geprüften Gesamtmodells werden mit bestehenden Wirkprinzipien aus dem Stand der Technik verglichen (vgl. Kapitel 8). Die Wirkprinzipien werden unter Anwendung des Simulationsmodells, sowie unterlegt durch Versuchsergebnisse, analysiert. Vorhandene Widersprüche sowie Ergänzungen der bekannten Wirkprinzipien aus dem Stand der Technik werden aufgezeigt.

Die analysierten Wirkprinzipien, die durch Versuchsergebnisse gestützt werden, führen zu einem erweiterten Systemverständnis zum Verhalten der Radbremse unter Last. Dieses kann bei zukünftigen Radbremsenentwicklungen zur Präzisierung der Versuchsspezifikationen eingesetzt werden.

4 Beschreibung der Wirkprinzipien an der Radbremse

4.1 Erste physikalische Modelle

Der Stand der Technik aus Kapitel 2.2 führt zu unterschiedlichen Vorstellungen der Wirkprinzipien an der Radbremse. Basierend auf diesen werden in den folgenden Kapiteln erste physikalische Modelle abgeleitet.

4.1.1 Statischer Zuspansprozess ohne Umfangskraft

Eine erste physikalische Modellvorstellung zum statischen Zuspansprozess ist in Abbildung 4-1 dargestellt.

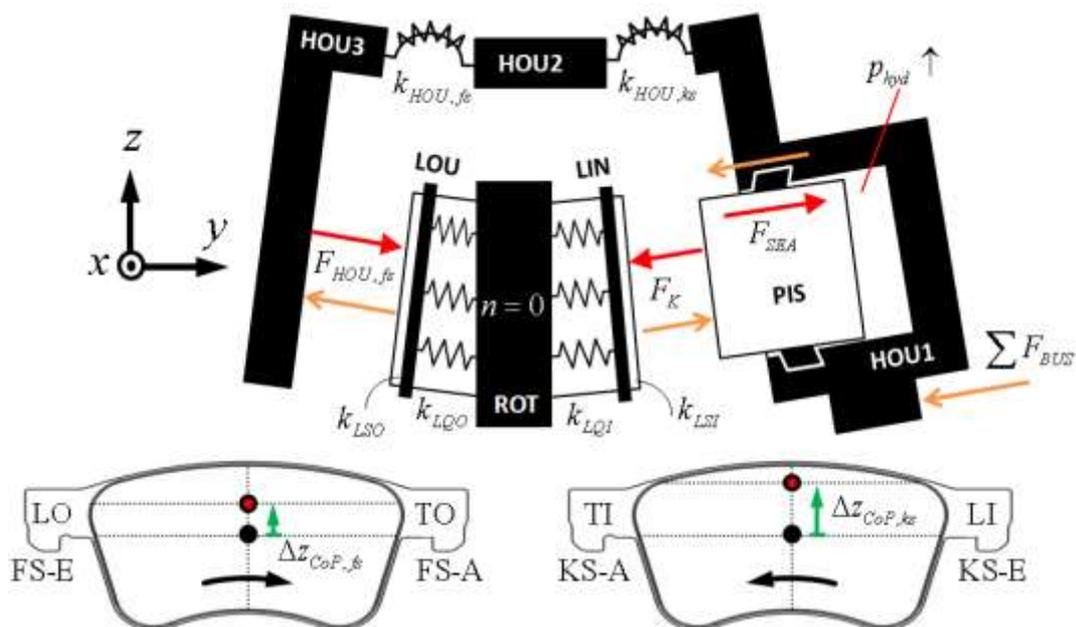


Abbildung 4-1: Modellvorstellung des statischen Zuspansprozesses.

Der hydraulische Druck p_{hyd} wirkt auf den Kolben (PIS) und führt abzüglich der Reibkräfte F_{SEA} im Dichtring (SEA) zu der Kolbenkraft F_K , die den inneren Belag (LIN) an die Scheibe drückt. Ein vorhandenes Lüftspiel zwischen dem inneren Belag und der Scheibe wird überwunden. Die durch den hydraulischen Druck auf den Gehäuseboden (HOU3) wirkende Kraft $F_{HOU,fs}$ führt zu einer Bewegung des Gehäuses (HOU1/HOU2/HOU3) in positive y -Richtung. Die Bewegung bleibt bestehen, bis das Lüftspiel auf der äußeren Seite durchfahren ist und auch der äußere Belag (LOU) an der Bremsscheibe anliegt. Der zurückgelegte Kolbenweg entspricht der Lüftspielsumme beider Beläge. Entgegen der Verschieberichtung des Gehäuses wirken die Verschiebekräfte beider Bushings ΣF_{BUS} . Auf beiden Scheibenseiten bilden sich bei aufgebrauchtem Lüftspiel und weiterer Druckerhöhung Gegenkräfte aus, die zu einer Deformation

aller im Kraftfluss liegenden Bauteile führen. Aufgrund der Gehäuseaufweitung verändert sich die Pressungsverteilung zwischen dem Kolben (PIS) und dem inneren Belag (LIN) sowie zwischen dem faustseitigen Gehäuseteil (HOU3) und dem äußeren Belag (LOU). Als Folge verschieben sich die Kraftangriffspunkte zwischen den Belägen und der Scheibe um $\Delta z_{CoP,ks}$ sowie um $\Delta z_{CoP,fs}$ in positive z -Richtung. Das Gehäuse ist in drei Starrkörper unterteilt, die über zwei Drehfedern gekoppelt sind. Dadurch besitzt sowohl der innere als auch der äußere Teil einen eigenen Drehfreiheitsgrad mit einer Drehfedersteifigkeit. Die Gründe für diese Diskretisierung sind aus den Simulationsergebnissen von beispielsweise Tirovic¹⁵² et al. abgeleitet. Diese stellen fest, dass sich beim statischen Zuspansprozess beide effektiven Reibradien unterschiedlich vergrößern (vgl. Kapitel 2.2.1.2). Die Bremsbeläge werden über Federn modelliert. Es wird von einem nichtlinearen Kraft-Deformations-Verhalten ausgegangen, was aus den experimentellen Versuchen von Sanders¹⁵³ et al. und Wegmann¹⁵⁴ et al. hervorgeht. Zudem ist dem beobachteten Deformationsverhalten¹⁵² zu entnehmen, dass die Beläge radial außen stärker deformiert werden. Dementsprechend wird in der Modellvorstellung aus Abbildung 4-1 eine Belagverkipfung um die x -Achse ermöglicht. An den Rückenplatten der Beläge sind zudem Dämpfungsbliche, sogenannte Shims¹⁵⁵, befestigt. Diese stellen Sekundärmaßnahmen zur Reduzierung von Bremsenquietschen dar und sind bei heutigen Belägen meist vorhanden.

Von Degenstein¹⁵⁶ wird der Zusammenhang zwischen dem an der Radbremse aufgetragenen Druck und der erzielten Spannkraft wie folgt gegeben:

$$F_{Sp} = \eta_{ges} \cdot A_K \cdot p_{hyd} \quad (4-1)$$

Der Wirkungsgrad η_{ges} beschreibt darin die Übersetzung zwischen der rechnerischen Kolbenkraft und der erzeugten Spannkraft an der Radbremse. Für die Schwimmsattelbremse lässt sich dieser Zusammenhang anhand der sich im Kraftfluss befindlichen Komponenten Dichtring¹⁵⁷ und Dämpfungshülsen (sog. Bushings)¹⁵⁷ weiter detaillieren.

Die Spannkraft $F_{Sp,ks}$ des inneren Belages (LIN) wird durch den Wirkungsgrad η_{SEA} des Kolbendichtringes wie folgt reduziert:

$$F_{Sp,ks} = p_{hyd} \cdot A_K \cdot \eta_{SEA} \quad (4-2)$$

Die Spannkraft $F_{Sp,fs}$ des äußeren Belages (LOU) wird durch den Wirkungsgrad η_{SEA} des Dichtringes und den der Dämpfungshülsen η_{BUS} reduziert:

¹⁵² Tirovic, Day: Disc Brake Interface Pressure Distribution, 1991

¹⁵³ Sanders, Dalka, Hartsock: Friction Material Compressibility, 2008

¹⁵⁴ Wegmann, Stenkamp, Dohle: Compressibility of a Brake Pad, 2009

¹⁵⁵ Mignery, Nahif: Prediction of Damping to a Brake Shoe and Lining, 1999

¹⁵⁶ Degenstein: Kraftmessung in Scheibenbremsen, 2007, S. 10

¹⁵⁷ Breuer, Bill: Bremsenhandbuch, 2004, S. 102 ff.

$$F_{Sp,fs} = p_{hyd} \cdot A_K \cdot \eta_{SEA} \cdot \eta_{BUS} \quad (4-3)$$

Mögliche Reibungskräfte an den Auflagerpunkten der Rückenplatten zum Halter sind für diesen statischen Fall ohne Umfangskräfte vernachlässigt, da diese nur durch die Gewichtskraft der Beläge auf die Halterarme entstehen.

Von Anwana¹⁵⁸ et al. wird, wie in Abbildung 4-2 dargestellt, der Einfluss der Lüftspielphase auf das Dichtringrückfederverhalten gezeigt.

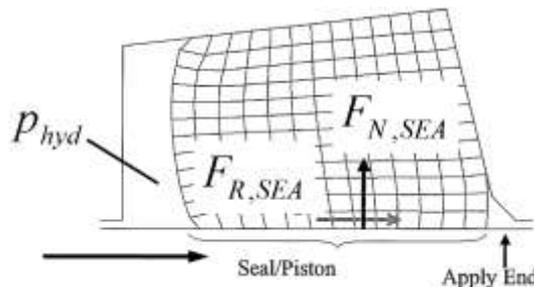


Abbildung 4-2: Reduzierung der Kolbenkraft durch die Dichtringreibkraft.¹⁵⁸

Der hydraulische Druck p_{hyd} drückt den Dichtring in die Lüftspielphase. Der Modellvorstellung nach entsteht durch die Querkontraktion eine Anpresskraft $F_{N,SEA}$, die radial auf den Kolben wirkt. Als Auswirkung entsteht eine Reibkraft $F_{R,SEA}$, die der Verschiebewegung des Kolbens entgegenwirkt und druckabhängig ist.

Bezüglich einer möglichen Verkipfung der Beläge um die x -Achse stellen Tirovic¹⁵⁹ et al. fest, dass neben der Gehäuse- und Belagdeformation auch das Spiel zwischen dem Kolben und der Kolbenführung entscheidend ist. Bei der Vergrößerung des Kolbenführungsspiels stellen sie einen zur gleichmäßigeren Flächenpressungsverteilung führenden Effekt fest. Der effektive Reibradius verkleinert sich. Diese Modellvorstellung ist in Abbildung 4-3 präzisiert.

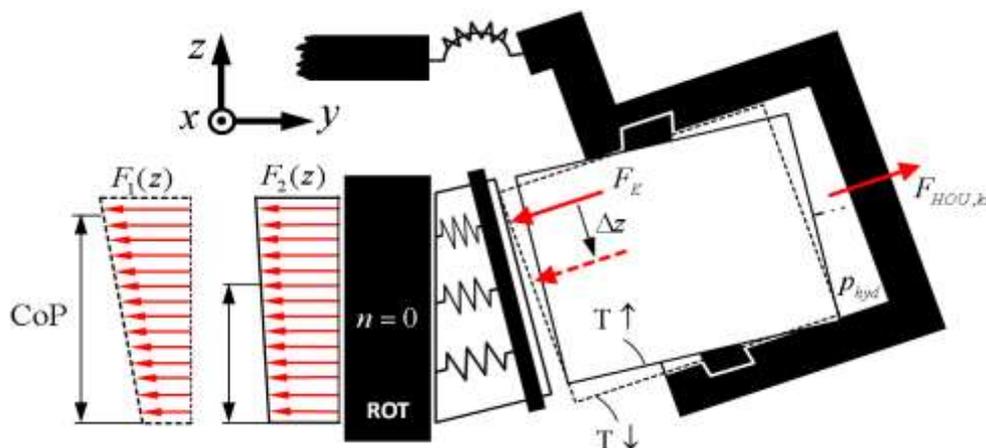


Abbildung 4-3: Verkippen des Bremskolbens durch Kolbenführungsspiel.

¹⁵⁸ Anwana, Cai, Chang: Analysis of Brake Caliper Seal-Groove Design, 2002

¹⁵⁹ Tirovic, Day: Disc Brake Interface Pressure Distribution, 1991

x -Richtung beschleunigt werden. Für den ausgewählten Fall von gezogenen Belägen (vgl. Kapitel 2.2.1.5) hängen die Rückenplatten der Beläge mit den Hammerköpfen in dem einlaufseitigen Halterarm, wodurch die Abstützkräfte $F_{U,LI}$ und $F_{U,LO}$ entstehen. Aufgrund dieser Abstützkräfte werden die von Burckhardt¹⁶¹ dargestellten Reibkräfte $F_{R,LI}$ und $F_{R,LO}$ an den Hammerköpfen induziert. Diese wirken der Zuspansbewegung jedes Belages entgegen. Eine Folge sind die von Burckhardt beschriebenen Momente $M_{Res,ks}$ und $M_{Res,fs}$, die zu einer Verschiebung der Flächenpressung führen. Dadurch werden die Kraftangriffspunkte beider Beläge, die bereits durch die Verformung des Sattels in z -Richtung verlagert sind, auch in Umfangsrichtung um $\Delta x_{CoP,ks}$ und $\Delta x_{CoP,fs}$ verschoben.

Eine bereits von Burckhardt¹⁶¹ beschriebene Auswirkung der Hammerkopfreibkräfte ist eine Reduktion der Spannkraft. Da heutige Bremsbeläge Reibwerte¹⁶² im Bereich von 0,3 bis 0,5 aufweisen, und die Haftreibwerte¹⁶³ zwischen Stahl und Guss (für den Kontakt zwischen den Hammerköpfen und den Halterarmen) in der Größenordnung von 0,2 liegen, kann ein möglicher Spannkraftverlust bei 10 % liegen.

Tamari¹⁶⁴ et al. stellen die Gehäuseverdrehung fest. Somit verschiebt sich der äußere Belag stärker in negative x -Richtung als der innere Belag. Dies wird in der Modellvorstellung aus Abbildung 4-4 erreicht, indem das Gehäuse in fünf Starrkörper, die über vier Drehfedern gekoppelt sind, diskretisiert ist. Dadurch können die Aufhängepunkte beider Beläge im Halter unterschiedliche Steifigkeiten besitzen.

Zwischen dem Kolben und dem inneren Dämpfungsblech wirkt die Reibkraft $F_{R,LSI}$ und zwischen dem Gehäuse und dem äußeren Dämpfungsblech die Reibkraft $F_{R,LSO}$. Bereits Samie¹⁶⁵ et al. beschreiben, dass die Reibung an diesen beiden Stellen einen Einfluss darauf hat, welcher Anteil der Umfangskraft vom Halter und welcher vom Gehäuse aufgenommen wird. Ballinger¹⁶⁶ stellt erweiternd fest, dass eine ungleiche Abstützung entsteht.

Wird die Umfangskraft vom Gehäuse aufgenommen, muss diese auch wieder abgestützt werden. Eine Möglichkeit dazu sind die Dämpfungshülsen, die durch die Kräfte $F_{N,BUL}$ und $F_{R,BUT}$ (vgl. Abbildung 4-4) belastet werden und sich in negative x -Richtung deformieren. Der Deformation in Umfangsrichtung ist gleichzeitig eine Verdrehung des Gehäuses überlagert. Diese führt zu einer Verkipfung zwischen den Führungsbolzen

¹⁶¹ Burckhardt: Fahrwerktechnik, 1991, S. 196 ff.

¹⁶² Breuer, Bill: Bremsenhandbuch, 2004, S. 325

¹⁶³ Kuchling: Taschenbuch der Physik, 1995

¹⁶⁴ Tamari, Doi, Tamasho: Contact Pressure of Disc Brake Pad, 2000

¹⁶⁵ Samie, Sheridan: Contact Analysis for a Car Disc Brake, 1990

¹⁶⁶ Ballinger: Disc Brake Corner System Modeling, 1999

und dem Halter (um die z -Achse). Eine mögliche Auswirkung ist eine Erhöhung der Verschiebekräfte $F_{R,BUL}$ und $F_{R,BUT}$, wodurch die Spannkkräfte beeinflusst werden.

Der Einfluss des Kolbenführungsspiels wird von Tirovic¹⁶⁷ et al. nur für den statischen Fall untersucht. Der Modellvorstellung nach besitzt dieses auch beim dynamischen Fall einen Einfluss, wie in Abbildung 4-5 dargestellt.

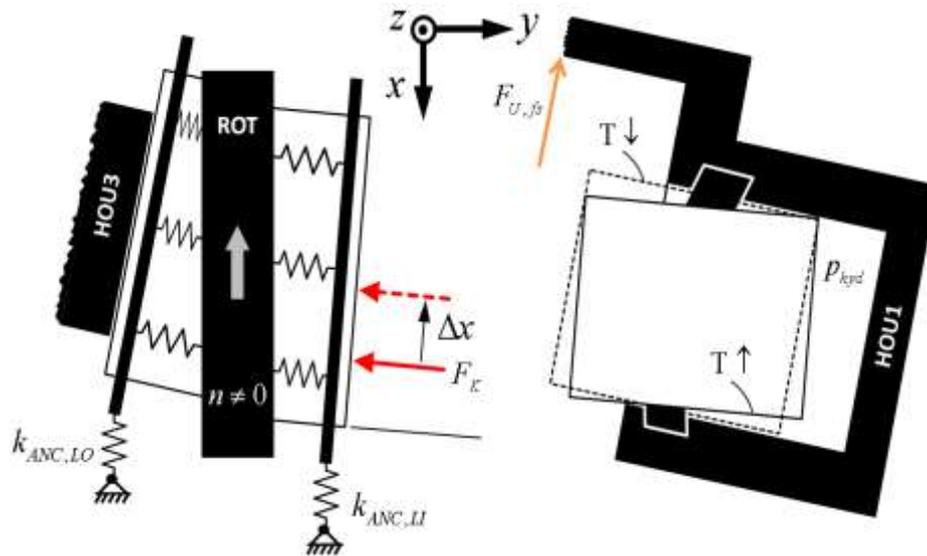


Abbildung 4-5: Einfluss des Kolbenführungsspiels auf die tangentialen Flächenpressung.

Abgebildet sind beide Beläge und ein Teil des Gehäuses mit dem Kolben (in der Draufsicht). Die Beläge hängen im Halterarm, der an den Kontaktstellen die Steifigkeit $k_{ANC,LI}$ und $k_{ANC,LO}$ besitzt. Die Umfangskraft $F_{U,fs}$ der FS wird auf das Gehäuse übertragen und verursacht eine Verdrehung um die negative z -Achse. Durch die Verdrehung verschiebt sich der Kraftangriffspunkt des inneren Belages in Richtung der positiven x -Achse, was auch die Autoren^{168 169 170} feststellen. Die Vergrößerung des Kolbenführungsspiels ($T↑$) führt zu einer gleichförmigeren tangentialen Flächenpressung. Ein Verklemmen des Kolbens ist ebenfalls nicht ausgeschlossen (vgl. Kapitel 4.1.1).

4.1.3 Radiale Belagbewegungen bei drehender Scheibe

Modellvorstellungen zur Entstehung der Umfangskraft, aufgrund des Reibprozesses, werden von Degenstein¹⁷¹ gegeben. Diese sind in Abbildung 4-6 präzisiert.

¹⁶⁷ Tirovic, Day: Disc Brake Interface Pressure Distribution, 1991

¹⁶⁸ Fieldhouse: Observation of the Disc/Pad Interface Pressure, 2007

¹⁶⁹ Abu Bakar, Ouyang, Cao: Interface Pressure Distributions, 2003

¹⁷⁰ Swift: Modeling of Automotive Disc Brakes, 2003

¹⁷¹ Degenstein: Kraftmessung in Scheibenbremsen, 2007, S. 37

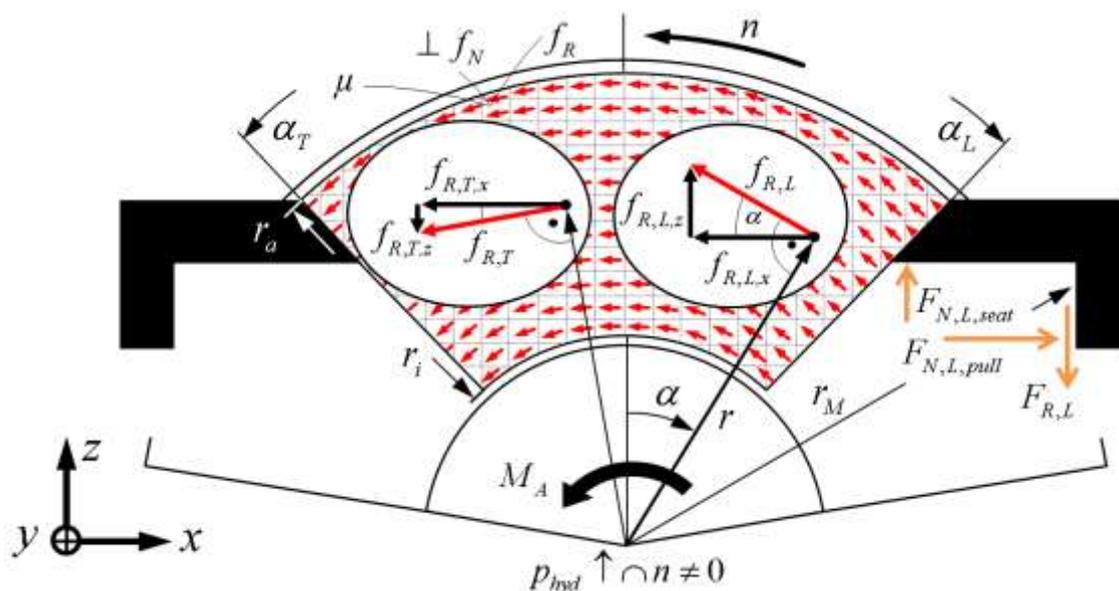


Abbildung 4-6: Modellvorstellung der Umfangskraftentstehung durch den Reibprozess.

Dargestellt ist die Reibfläche des kolbenseitigen Bremsbelages (aus Sicht der Bremscheibe) mit den beiden Hammerköpfen, von denen bei einem gezogenen Belag nur der einlaufseitige mit dem Halter in Verbindung steht. Die Flächenpressungsverteilung ergibt sich durch den statischen und dynamischen Zuspannprozess sowie durch alle auf die Beläge einwirkende Kräfte, wie in Kapitel 4.1.1 und 4.1.2 dargestellt.

In Abbildung 4-6 ist die Flächenpressungsverteilung über der Belagfläche in j Flächenelemente diskretisiert, von denen zwei ausgewählt dargestellt sind. Für die auf den Belag wirkenden Kräfte in y -Richtung gilt:

$$F_{Sp} - F_{R,L} = \int_{r_i}^{r_a} \int_{\alpha_L}^{\alpha_T} f_N \cdot d\alpha \cdot dr \quad (4-4)$$

Die Spannkraft F_{Sp} reduziert sich, wie von Burckhardt angegeben (vgl. Kapitel 2.2.1.5), um die Reibungskraft $F_{R,L}$ am Hammerkopf und steht mit den Normalkräften f_N aller Zellen im Gleichgewicht. Durch jede Normalkraft f_N wird, bei drehender Scheibe und vorhandenem Reibwert μ , eine auf den Rotationsmittelpunkt der Scheibe tangential wirkende Reibkraft f_R generiert. Letztere multipliziert mit dem jeweiligen Reibradius r führt zu einem auf den Drehmittelpunkt der Scheibe bezogenen Bremsmoment m_B . Für das gesamte Bremsmoment M_B (einer Scheibenseite) ergibt sich:

$$M_B = \int_{r_i}^{r_a} \int_{\alpha_L}^{\alpha_T} (f_N \cdot \mu \cdot r) \cdot d\alpha \cdot dr \quad (4-5)$$

Durch Kräftezerlegung der Reibkräfte f_R jeder Zelle in die x - und z -Richtung zu $f_{R,x}$ und $f_{R,z}$, mit ihrem auf die Drehachse bezogenen Winkel α , ergibt sich die absolute Abstützkraft des Belages im Halter in x -Richtung zu:

$$F_{N,L,pull} = \int_{r_i}^{r_a} \int_{\alpha_L}^{\alpha_T} (f_R \cdot \cos \alpha) \cdot d\alpha \cdot dr \quad (4-6)$$

Der Anteil, durch den radiale Belagbewegungen entstehen können, ergibt sich entsprechend aus den Reaktionskräften in z -Richtung:

$$F_{N,L,seat} = \int_{r_i}^{r_a} \int_{\alpha_L}^{\alpha_T} (f_R \cdot \sin \alpha) \cdot d\alpha \cdot dr \quad (4-7)$$

Unter der idealisierten Annahme einer gleichförmigen Verteilung der Normalkräfte f_N jeder Zelle, zeigen die Anteile $f_{R,L,z}$ an der Einlaufseite in positive z -Richtung und an der Auslaufseite als $f_{R,T,z}$ in negative z -Richtung. Das bereits von Degenstein¹⁷² beschriebene Moment (im Folgenden als Ausdrehmoment M_A bezeichnet) ergibt sich wie folgt:

$$M_A = \int_{r_i}^{r_a} \int_{\alpha_L}^{\alpha_T} (\mu \cdot f_R \cdot r \cdot \sin \alpha \cdot (r \cdot \sin \alpha - r_{M,x})) \cdot d\alpha \cdot dr \\ + \int_{r_i}^{r_a} \int_{\alpha_L}^{\alpha_T} (\mu \cdot f_R \cdot r \cdot \cos \alpha \cdot (r \cdot \cos \alpha - r_{M,z})) \cdot d\alpha \cdot dr \quad (4-8)$$

Darin ist r_M die Position (Vektor vom Drehzentrum der Scheibe zu beliebigem Punkt) auf die das Ausdrehmoment bezogen wird. Das Ausdrehmoment M_A führt dazu, dass eine Verschiebung und Verdrehung der Beläge nicht ausgeschlossen werden kann.

Von Burckhardt¹⁷³ wird das Wirkprinzip der Hammerkopfreibkräfte dargestellt, allerdings nur in Bezug zur Anpressung der Beläge, was in Abbildung 4-6 einer Verkippung um die z -Achse entspricht. Diese Reibkräfte führen auch zu einem Moment um die y -Achse, das dem Ausdrehmoment M_A entgegenwirkt und den Belag stützt.

4.2 Abgeleitete Modelldefizite

Im Kapitel 2.2.1 sind die in der Literatur bekannten Modellvorstellungen zur Leistungsfähigkeit der Radbremse zusammengefasst. Einen Schwerpunkt bilden der statische und dynamische Zuspannprozess und die Beeinflussungsmöglichkeiten auf diesen.

Anhand der bekannten Modellvorstellungen sind in den Kapiteln 4.1.1 bis 4.1.3 erste physikalische Modelle zum statischen und dynamischen Zuspannprozess abgeleitet. Zwischen den dargestellten und für die Modellerstellung benötigten Inhalten und dem Stand der Technik entnehmbaren Modellansätzen bestehen aber Defizite. Diese werden im Folgenden erläutert.

¹⁷² Degenstein: Kraftmessung in Scheibenbremsen, 2007, S. 37

¹⁷³ Burckhardt: Fahrwerktechnik, 1991, S. 196 ff.

Die eindimensionalen Beschreibungen der Belagdeformation (vgl. Kapitel 2.2.1.1) kann analytisch formuliert werden. Unklar ist, welche Beschreibung bei einem räumlichen Bremsbelag, der neben der reinen Translation auch Verkippen kann, geeignet ist. In der räumlichen Beschreibung der Bremsbeläge mit der FEM wird von isotropem elastischen Materialverhalten ausgegangen. Festgestellt wird auch, dass diese Annahmen¹⁷⁴ oftmals nicht das reale Deformationsverhalten wiedergeben.

Des Weiteren zeichnen sich Bremsbeläge auch durch Sekundärmaßnahmen auf den Rückenplatten, den Dämpfungsblechen¹⁷⁵ (auch sogenannte Shims) aus. Welchen Anteil diese am Deformationsverhalten der Beläge besitzen, kann den Modellvorstellungen nicht entnommen werden.

Bei der Analyse des statischen Zuspansprozesses bleibt unklar, ob sich das Gehäuse durch einen linearen oder einen nichtlinearen Kraft-Deformations-Zusammenhang auszeichnet und ob die gewählte Diskretisierung in drei gekoppelte Starrkörper geeignet ist.

Angegeben wird in der Literatur, dass der Gesamtwirkungsgrad an der Radbremse die durch den Druck erzielbare Spannkraft beeinflusst. Unklar ist die Größe dieses Gesamtwirkungsgrades und ob der vermutete Effekt der druckabhängigen Verschiebekraft-erhöhung des Dichtringes entsteht.

Der Literatur ist auch zu entnehmen, dass das Spiel zwischen dem Kolben und der Kolbenführung im Gehäuse einen Einfluss auf die Flächenpressung hat. Der Modellvorstellung nach führt dieses Spiel zu erhöhten Kontaktkräften zwischen dem Kolben und der Kolbenführung im Gehäuse. Eine mögliche Folge sind erhöhte Verschiebekräfte, die zu einem Verklemmen des Kolbens führen können. Unklar ist, ob dieser Effekt entsteht und wie stark die Spannkraft dadurch reduziert wird.

Bezüglich des dynamischen Zuspansprozesses bleibt offen, ob der Halter geeignet diskretisiert ist (vgl. Modellvorstellungen aus Abbildung 4-4). Auch ist unklar, ob dieser ein lineares oder nichtlineares Kraft-Deformations-Verhalten besitzt.

Den Modellvorstellungen ist auch nicht entnehmbar, wie stark die Spannkraft durch die Hammerkopfreibkräfte reduziert wird.

Des Weiteren ist anhand der bekannten Modellansätze der Literatur nur zu vermuten, wie der Kraftfluss an der Radbremse verläuft, der zu ungleichen Abstützkraftverteilungen führt. Für den Fall, dass ein Teil der Umfangskraft über das Gehäuse abgeleitet wird, wie von Samie¹⁷⁶ festgestellt, ergeben sich offene Fragen bezüglich der Kraftabstützung. Eine Möglichkeit der Abstützung sind die Dämpfungshülsen

¹⁷⁴ Zhao, Li, Anger: Disc Brake Caliper System Modelling, 2001

¹⁷⁵ Mignery, Nahif: Prediction of Damping to a Brake Shoe and Lining, 1999

¹⁷⁶ Samie, Sheridan: Contact Analysis for a Car Disc Brake, 1990

(Bushings). Diese werden dann stärker deformiert, so dass erhöhte Verschiebekräfte zu erwarten sind. Deren Einfluss auf den Gesamtwirkungsgrad ist unklar.

Werden über die Dämpfungsbleche Reibkräfte übertragen, werden diese zum Kolben weitergeleitet. Dadurch entstehen Radialkräfte zwischen dem Kolben und der Kolbenführung, die zu erhöhten Kolbenverschiebekräften führen. Wie groß diese Verschiebekräfte werden und ob ein Verklemmen des Kolbens entstehen kann, bleibt zu untersuchen.

Zur Entstehung von radialen Belagbewegungen ist dem Stand der Technik nur wenig zu entnehmen. Bekannt ist die Modellvorstellung der Reibkraftverteilung, unbekannt sind der Entstehungsprozess, das Erscheinungsbild und die Beeinflussungsmöglichkeiten der radialen Belagbewegungen.

5 Experimentelle Komponentenversuche

In den folgenden Kapiteln werden, ausgehend von den offenen Fragestellungen aus Kapitel 4.2, die Ergebnisse experimenteller Versuche mit Komponenten der Radbremse vorgestellt. Untersuchungsobjekt ist die im Rahmen dieser Arbeit verwendete Radbremse der FN3-Bauform (vgl. Kapitel 7.1.1).

5.1 Untersuchung und Entwicklung der Modellmodule

5.1.1 Kompressibilität der Bremsbeläge

Zur Untersuchung des Deformationsverhaltens von Bremsbelägen wird in der Bremsentwicklung das standardisierte K6-Verfahren eingesetzt. Dabei wird der Belag in sechs aufeinanderfolgenden Zyklen mit bis zu 160 bar (entspricht bei dem Referenzsystem einer Kolbenkraft von 40,8 kN) belastet und die Verformung gemessen. Die Krafteinleitung erfolgt wie in Abbildung 5-1 dargestellt über ein Kolbenersatzstück. Dieses besitzt die gleiche Fläche wie der in der Radbremse verwendete Bremskolben.

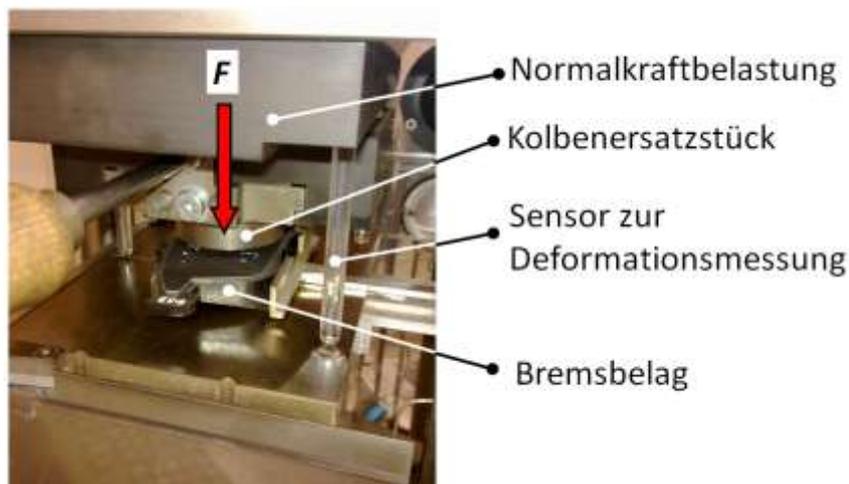


Abbildung 5-1: K6-Versuch mit Kolbenersatzstück und Bremsbelag.

Zielsetzung der ersten Untersuchung ist das Deformationsverhalten, die Reproduzierbarkeit und das bereits von Wegmann¹⁷⁷ et al. beobachtete Recovery-Verhalten. Untersucht werden neun Belagsätze der gleichen Charge. Um Einflüsse der Oberflächenrauigkeit zu minimieren, sind die Beläge beidseitig geschliffen und besitzen zunächst keine Dämpfungsbleche (die gemessenen Belagdicken sind in Anhang Kapitel 11.2.5 aufgeführt).

¹⁷⁷ Wegmann, Stenkamp, Dohle: Compressibility of a Brake Pad, 2009

Im ersten Vorgehen werden die neuen und unvorbelasteten Beläge untersucht, danach die bereits mehrfach beanspruchten und somit vorbelasteten Beläge (nur im K6-Versuch beansprucht). Nach einer Recovery-Zeit wird der gleiche Vorgang wiederholt. In Abbildung 5-2 sind die Kraft-Deformations-Verläufe (Druckanstieg) der 18 Beläge für vier unterschiedliche Fälle dargestellt (Hinweis: Der Übersichtlichkeit halber sind (3) und (4) im negativen Bereich dargestellt).

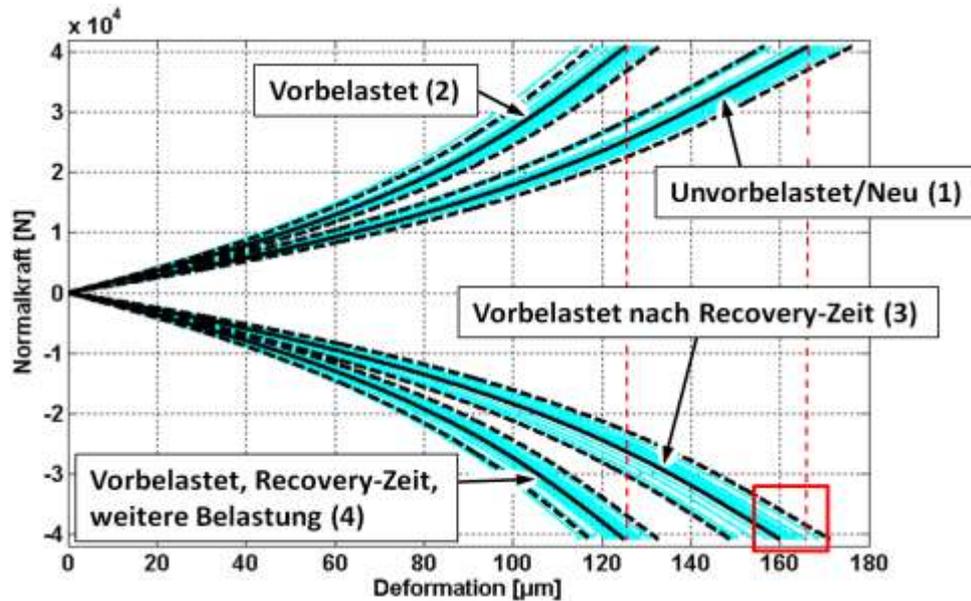


Abbildung 5-2: Gemessenes Kraft-Deformationsverhalten der Beläge im K6-Versuch.

Dargestellt sind die ersten Deformationsverläufe der neuen und unvorbelasteten Beläge (1) und die sechsten Deformationsverläufe der somit vorbelasteten Beläge (2). Nach einer Recovery-Zeit von zwei Wochen wird Gleiches wiederholt. Dargestellt sind somit die ersten Deformationsverläufe der zwei Wochen zuvor belasteten Beläge (3) und die sechsten Belastungszyklen unmittelbar danach (4). Ergänzend zu den Deformationsverläufen der Beläge sind die Mittelwerte und die Konfidenzintervalle (1,96-fache Standardabweichung bei Annahme einer Normalverteilung) eingezeichnet.

In Tabelle 5-1 sind die mittleren Deformationswerte bei 20,4 kN (80 bar) und 40,8 kN (160 bar) zum Vergleich aufgeführt.

Tabelle 5-1: Gemessene mittlere Deformationen bei 80 bar und 160 bar im K6-Versuch.

80 bar (160 bar) n=18				
	Mittelwerte		Standardabweichung σ	
	20,4 kN	40,8 kN	20,4 kN	40,8 kN
(1)	109,5 μm	166,3 μm	4,4 μm	5,0 μm
(2)	83,6 μm	125,4 μm	3,0 μm	3,9 μm
(3)	107,3 μm	160,1 μm	5,0 μm	5,7 μm
(4)	83,5 μm	125,1 μm	3,2 μm	3,9 μm

Erkennbar wird, dass sich die Beläge beim ersten Deformationsvorgang stärker deformieren als bei den darauf folgenden. Messungen der unbelasteten Belagdicke vor und

nach der ersten Belastungsserie (vor (1) und nach (2)) zeigen eine bleibende Verformung von im Mittel $18 \mu\text{m}$ (vgl. Anhang Tabelle 11-1). Diese plastische Verformung der Beläge (Dickenabnahme im unbelasteten Zustand) bleibt auch nach einer Recovery-Zeit von zwei Wochen (vor (3)) bestehen.

Bei der Beanspruchung der Beläge nach der Recovery-Zeit (3) zeigt sich ein zum Zustand (1) annähernd gleiches Deformationsverhalten. Die Beläge sind im Mittel etwas steifer, so dass die Maximaldeformation (im belasteten Zustand) bei $40,8 \text{ kN}$ um $6,1 \mu\text{m}$ geringer ist (vgl. Tabelle 5-1, maximale Deformation bei 160 bar (1) zu (3)). Der folgende Deformationsverlauf bei weiterer Beanspruchung (4) entspricht annähernd dem von (2).

Die Deformationsverläufe von (1) und (3) sind bezüglich der Durchführung von virtuellen Prüfstandsversuchen von untergeordneter Bedeutung. Die Gründe liegen darin, dass vor jeder Versuchsdurchführung am SMP entweder Einfahrbremungen (zur Reibwertentwicklung) oder Vorkonditionierungen¹⁷⁸ durchgeführt werden. Die Beläge werden somit immer vor dem Beginn der Messwerterfassung belastet, so dass der unvorbelastete und nachgiebigere Belag (Lastfälle (1) und (3) in Abbildung 5-2) im Systemversuch am SMP nicht vorhanden ist.

Um den Einfluss der Dämpfungsbleche¹⁷⁹ auf den Rückenplatten der Beläge auf das Belagdeformationsverhalten zu untersuchen, werden (bei den gleichen Belägen) Dämpfungsbleche auf den Rückenplatten befestigt (Aufkleben bei Anpressdruck und Temperatur). Aus den Deformationsdifferenzen mit und ohne Dämpfungsblechen berechnen sich die in Abbildung 5-3 dargestellten Deformationsverläufe der Dämpfungsbleche.

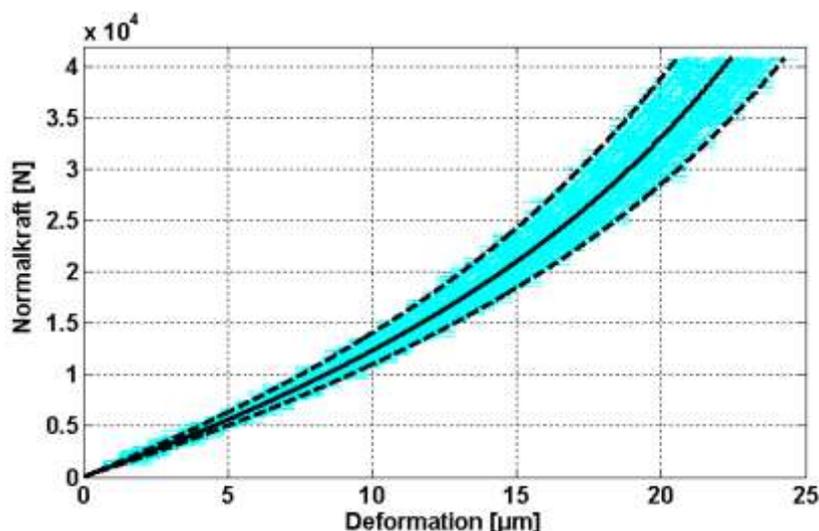


Abbildung 5-3: Deformationsverläufe der Dämpfungsbleche.

¹⁷⁸ Continental: Spezifikationen Statisches und Dynamisches Prüffeld, 2008

¹⁷⁹ Sekundärmaßnahmen auf den Rückenplatten zur Reduzierung von Bremsenquietschen

Dargestellt sind die Deformationsverläufe der vorbelasteten Dämpfungsbleche (Deformation beim sechsten Belastungsvorgang), der Mittelwert und die Konfidenzintervalle um den Mittelwert (vgl. Abbildung 5-2). Die Beanspruchung entspricht dem Lastfall (2) aus Abbildung 5-2. Die mittlere Deformation bei 20,4 kN (80 bar) beträgt 14,7 μm und bei 40,8 kN (160 bar) 22,4 μm . Durch den Vergleich zwischen den Deformationsverläufen der Beläge ohne Dämpfungsbleche und den errechneten Deformationen der Dämpfungsbleche wird deutlich, dass diese einen Anteil von 15 % an der gesamten Belagdeformation besitzen.

Die bekannten Modellierungsansätze zur Beschreibung des Belagverhaltens von Tonchev¹⁸⁰ et al. und von Wegmann¹⁸¹ et al. beschränken sich auf die eindimensionale Belagdeformation. Durch die Ansätze mittels der FEM wird der Belag zwar räumlich abgebildet, die Autoren benötigen aber immer vollparametrierte CAD-Modelle. Zur Berechnung der Spannkraftverteilung wird mindestens eine Verkippung des Belages um zwei Drehachsen erforderlich. Die in Stand der Technik vorhandenen Ansätze sind somit für die beabsichtigte Zielerreichung nicht geeignet.

Das entwickelte Belagmodell bildet den Bremsbelag über fünf Federn ab.

Grundsätzlich sind drei Federn zur Beschreibung der Flächenpressungsebene ausreichend. Vier Federn sind zur Abbildung eines symmetrischen Bremsbelages (symmetrisch um die z -Achse) geeignet. Fünf Federn werden gewählt, um mit dem späteren Verschleißmodell nicht nur linearen Belagschrägverschleiß berechnen zu können, sondern auch Hohlverschleiß um beide Drehachsen (um die x -Achse und die z -Achse).

Die Belagform wird als Einheitsmatrix M_{ij} (vgl. Anhang Abbildung 11-16) beschrieben. Diese Einheitsmatrix bildet die Grundlage für weitere Berechnungen und ist ein Multiplikator für die Matrizenrechnung, der nur bei vorhandenem Belagmaterial (Wert 1) ein Ergebnis ungleich Null liefert. Von den in Abbildung 5-4 dargestellten Bezeichnungen und Zusammenhängen am Belagmodell wird ausgegangen.

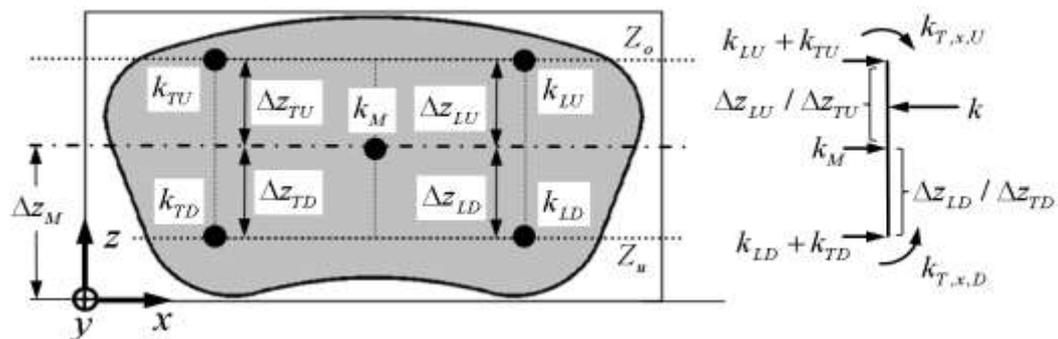


Abbildung 5-4: Belagmodell bestehend aus fünf Federn.

¹⁸⁰ Tonchev, Hirschberg, Sextro: Modellierung der Hystereseeffekte, 2007

¹⁸¹ Wegmann, Stenkamp, Dohle: Compressibility of a Brake Pad, 2009

Mit dem Matrixmodell werden die Drucksteifigkeit (in y-Richtung) sowie die Drehsteifigkeiten um die Z_o -Achse sowie um die Z_u -Achse wie folgt berechnet (vgl. Federpositionen Anhang Abbildung 11-16):

Für die Translation in y-Richtung ergibt sich:

$$k = \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^m (k_{ij} \cdot y \cdot M_{ij}) \quad (5-1)$$

Für die Drehfedersteifigkeit um Z_o :

$$k_{T,x,U} = \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^m \left(k_{ij} \left(\Delta z_{ij} - (|\Delta z_M + \Delta z_{LU}|) \right)^2 M_{ij} \right) \quad (5-2)$$

Sowie für die Drehfedersteifigkeit um Z_u :

$$k_{T,x,D} = \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^m \left(k_{ij} \left(\Delta z_{ij} - (|\Delta z_M - \Delta z_{LU}|) \right)^2 M_{ij} \right) \quad (5-3)$$

Die berechnete Drehfedersteifigkeit (für die Beläge des Referenzsystems, vgl. Anhang Kapitel 11.1) um die Z_o -Achse beträgt $78,98 \text{ kNm}^\circ$ und die um die Z_u -Achse $76,77 \text{ kNm}^\circ$.

Ebenfalls werden die Gleichungen für den diskretisierten Belag, bestehend aus fünf Federn (vgl. Abbildung 5-4), aufgestellt. Für die Translation ergibt sich:

$$k = k_{LU} + k_{LD} + k_{TU} + k_{TD} + k_M \quad (5-4)$$

Für die Drehfedersteifigkeit um Z_o :

$$k_{T,x,U} = k_{LD} \cdot (\Delta z_{LU} + \Delta z_{LD})^2 + k_{TD} \cdot (\Delta z_{LU} + \Delta z_{LD})^2 + k_M \cdot \Delta z_{LU}^2 \quad (5-5)$$

Sowie für die Drehfedersteifigkeit um Z_u :

$$k_{T,x,D} = k_{LU} \cdot (\Delta z_{LU} + \Delta z_{LD})^2 + k_{TU} \cdot (\Delta z_{LU} + \Delta z_{LD})^2 + k_M \cdot \Delta z_{LD}^2 \quad (5-6)$$

Aufgrund des Belagaufbaus ergibt sich die Symmetrie zur mittigen z-Achse und daher:

$$\begin{aligned} k_{TU} &= k_{LU} & k_{TD} &= k_{LD} \\ \Delta z_{TD}^2 &= \Delta z_{LD}^2 & \Delta z_{TU}^2 &= \Delta z_{LU}^2 \end{aligned} \quad (5-7)$$

Gleichsetzen der Bedingungen für das Matrixmodell mit denen des Federmodells liefert folgenden Zusammenhang:

$$\begin{bmatrix} 1 & 2 & 2 \\ \Delta z_{LD}^2 & 2(\Delta x_{LU} + \Delta x_{LD})^2 & 0 \\ \Delta z_M^2 & 0 & 2(\Delta x_{LU} + \Delta x_{LD})^2 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} k_M \\ k_{LU} \\ k_{LD} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} k \\ \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^m \left(k_{ij} \left(\Delta z_{ij} - (|\Delta z_M - \Delta z_{LU}|) \right)^2 M_{ij} \right) \\ \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^m \left(k_{ij} \left(\Delta z_{ij} - (|\Delta z_M + \Delta z_{LU}|) \right)^2 M_{ij} \right) \end{bmatrix} \quad (5-8)$$

Mit vorherigem Gleichungssystem sind bei bekannter Gesamtfedersteifigkeit k die Anteile k_{LU} , k_{LD} , k_M , k_{TU} , k_{TD} jeder der fünf Federn berechenbar. Für die im Rahmen dieser Arbeit verwendeten Bremsbeläge ergeben sich die Faktoren $k_{LU}/k=k_{TU}/k=0,205$, $k_{LD}/k=k_{TD}/k=0,186$ und $k_M/k=0,218$ (bei den definierten Federpositionen, vgl. Anhang Abbildung 11-16). Sie beschreiben als Gewichtungsfaktoren die Steifigkeitsanteile der Federn bezüglich der Gesamtfedersteifigkeit k . Die Gesamtfedersteifigkeit k des Reibmaterials ergibt sich über den nichtlinearen Kraft-Deformations-Zusammenhang (vgl. Abbildung 5-2) und wird als Polynom 3. Ordnung implementiert.

Ähnliches Vorgehen wird zur Beschreibung der Dämpfungsblechcharakteristik angewendet. Der Kontakt zwischen dem Kolben und dem Dämpfungsblech ergibt sich in Summe aus den in Abbildung 5-3 dargestellten Verläufen und wird auf acht gleichmäßig verteilte Federn an der Kontaktstelle aufgeteilt. Der Federabstand von 45° (Kontakt Kolben zum Dämpfungsblech) wird gewählt, um ein Verkippen des Kolbens über die Anlagefläche berechnen zu können. Der Kontakt zwischen dem Dämpfungsblech der FS und dem Gehäuse wird aufgrund der symmetrischen Kontaktfläche (symmetrisch um die z -Achse) auf vier Federn aufgeteilt.

Zur Teilmodellprüfung wird der virtuelle K6-Versuch modelliert (vgl. Abbildung 5-1) und der Bremsbelag nach obigem Vorgehen beschrieben. In Abbildung 5-5 ist der virtuelle K6-Versuch auf Basis der im Rahmen dieser Arbeit verwendeten Starrkörpermodellierung (vgl. Modellierungsansatz Kapitel 6.2) dargestellt.

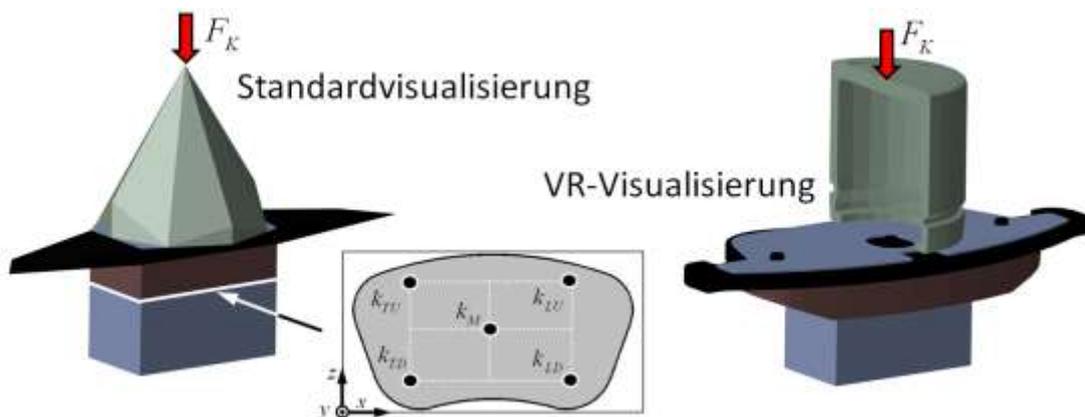


Abbildung 5-5: Virtueller K6-Versuch.

Den Randbedingungen des Versuchs entsprechend wird eine Kolbenkraft von 40,8 kN aufgebracht. Dies entspricht beim Referenzsystem (Kolbendurchmesser 57 mm) einem hydraulischen Druck von 160 bar. Der Druckgradient beträgt (wie im Versuch) 20 bar/s. Zur Parametrierung der Dämpfungsblechsteifigkeit und der Belagsteifigkeit wird nur der jeweils sechste Belastungszyklus verwendet (vgl. (2) in Abbildung 5-2). Das Belagmodell und das Dämpfungsblechmodell werden einzeln parametrieren (fünf Federn unterschiedlicher Steifigkeit zwischen Belag und Auflage, acht Federn gleicher Steifigkeit zwischen Kolben und Dämpfungsblech).

Verglichen wird die gemessene Belagdeformation (bestehend aus Reibmaterial, Rückenplatte und Dämpfungsblech, vgl. Anhang Abbildung 11-15) mit dem simulierten Kolbenverschiebeweg. Der Kolben, die Rückenplatte und die Belagunterlage werden ideal steif modelliert, so dass der simulierte Kolbenverschiebeweg der Gesamtdeformation, bestehend aus dem Reibmaterial und dem Dämpfungsblech, entspricht. Der Vergleich ist in Abbildung 5-6 dargestellt.

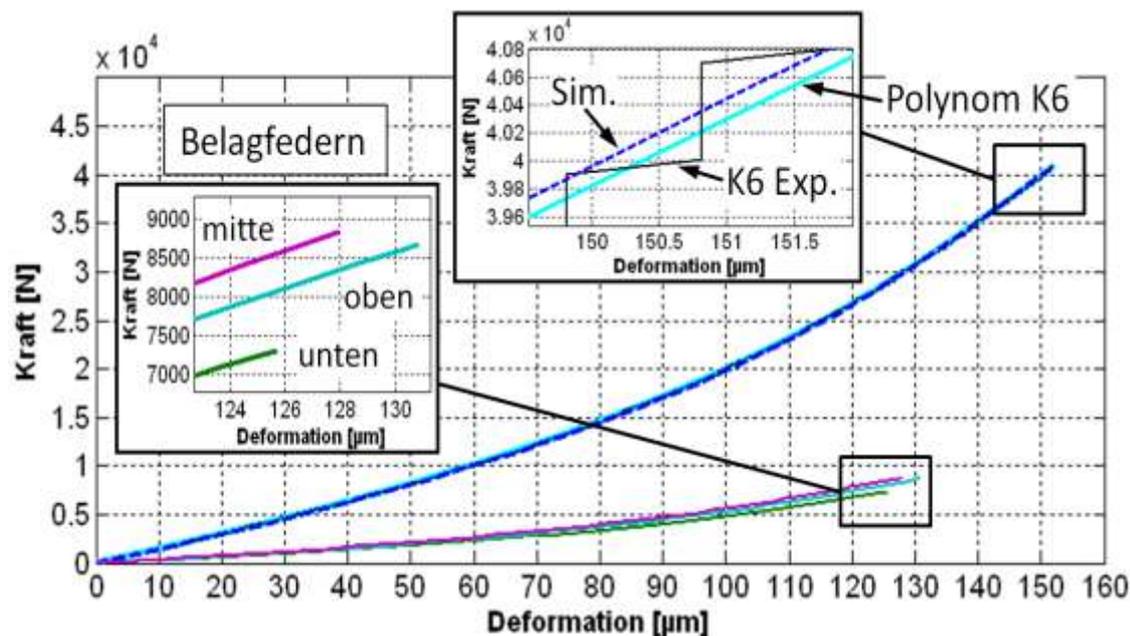


Abbildung 5-6: Vergleich zwischen experimentellem und virtuellem K6-Versuch.

Dargestellt sind der im K6-Versuch gemessene und der mit dem Simulationsmodell berechnete Verlauf sowie die Aufteilung der Gesamtdeformation auf die fünf Federn. Die Differenz zwischen der Belagdeformation und dem Kolbenverschiebeweg (ca. $150 \mu\text{m} - 130 \mu\text{m}$) entspricht der Deformation des Dämpfungsbleches. Die Belagfedern werden radial unterschiedlich deformiert, einlauf- und auslaufseitig entstehen aufgrund der Symmetrie gleiche Deformationen. Bei 80 bar ($20,4 \text{ kN}$) beträgt die experimentell ermittelte Deformation $101,4 \mu\text{m}$ und die simulierte $101,8 \mu\text{m}$, was einer Abweichung von $+0,39 \%$ entspricht. Verglichen mit der Standardabweichung der Messwerte (Beläge mit Dämpfungsblechen) von $3,5 \mu\text{m}$ (bei 80 bar) liegt die Abweichung bei $+0,11\sigma$. Bei 160 bar ($40,8 \text{ kN}$) beträgt der experimentell ermittelte Wert $151,3 \mu\text{m}$ und der simulierte $150,9 \mu\text{m}$, was einer Abweichung von $-0,26 \%$ entspricht. Verglichen mit der Standardabweichung von $4,0 \mu\text{m}$ liegt die Abweichung bei $-0,10\sigma$.

5.1.2 Reibung zwischen Bremsenkomponenten

Zur Modellierung der Radbremse ist die Reibkraft zwischen den Belägen und der Scheibe ein grundlegendes Wirkprinzip. Je nach Einfahrzustand weisen Bremsbeläge

Reibwerte¹⁸² zwischen 0,25 und 0,55 auf. Neben dem Einfahrprozess besteht eine Vielzahl an Einflussgrößen¹⁸³ auf den Reibwert, wie beispielsweise Temperatur, Flächenpressung und Umwelteinflüsse. Den physikalischen Modellvorstellungen (vgl. Kapitel 4.1) entsprechend, ist neben der Reibung zwischen Scheibe und Belägen auch die Reibung zwischen den Bremsenkomponenten erforderlich. Grundsätzlich sind die folgenden Reibwertpaarungen an der Radbremse vorhanden (vgl. auch Anhang Kapitel 11.2.2):

- Hammerkopf / Halterarm
- Kolben / inneres Dämpfungsblech
- Gehäuse / äußeres Dämpfungsblech

Zur Untersuchung dieser Reibpaarungen werden entsprechende Materialproben im Reibwertprüfer am Hydropulserprüfstand durch eine Normalkraft belastet. Bei vorgegebener Bewegung und Geschwindigkeitsvariation werden die Verschiebekräfte gemessen. Der Versuchsaufbau ist in Abbildung 5-7 dargestellt.

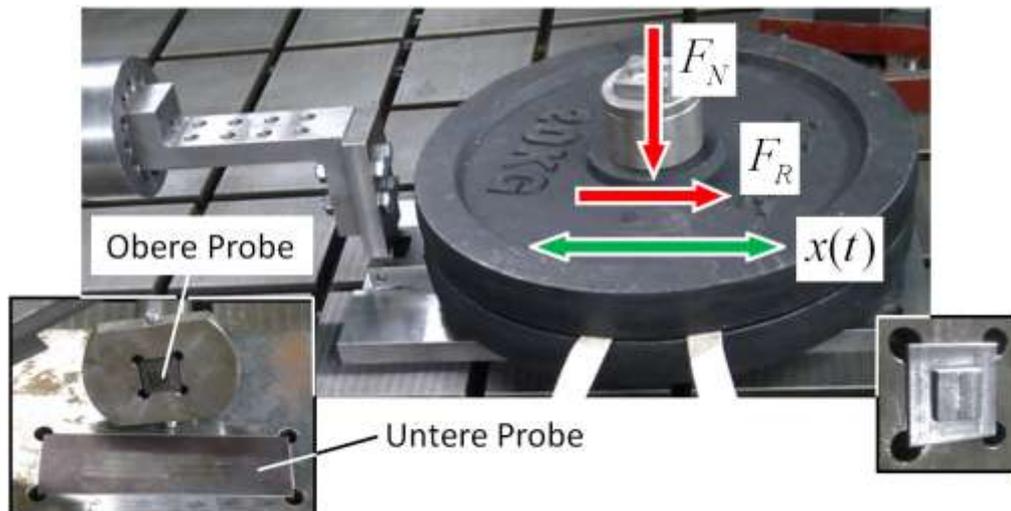


Abbildung 5-7: Versuchsaufbau zur Messung der Reibwerte verschiedener Materialpaarungen.

Dargestellt sind der Verschiebeschlitten und die Reibunterlage, in die verschiedene Materialproben einsetzbar sind. Die Proben werden mit einer Normalkraft von 436,9 N (Messung per Waage, Genauigkeit 0,01 kg) durch die Gewichte und die Komponenten des Prüfaufbaus belastet. Die gewählte Amplitude beträgt $A_{HP}=15$ mm, die gewählte Frequenz beträgt $f=0,01$ Hz, was der minimal möglichen Frequenz der Messeinrichtung entspricht (da außer bei der Materialpaarung Scheibe/Beläge die Zielsetzung in quasi-statischen Verschiebevorgängen liegt). Durch die Parameterwahl ergeben sich eine Schwingungsdauer von $T=100$ s und ein Geschwindigkeitsband zwischen 0 und 0,94 mm/s. Die Berechnung der Reibwerte ergibt sich wie folgt:

¹⁸² Breuer, Bill: Bremsenhandbuch, S. 325

¹⁸³ Breuer, Bill: Bremsenhandbuch, S. 329 ff.

$$\mu_{HP} = \frac{F_R}{F_N} \tag{5-9}$$

In Abbildung 5-8 sind die Versuchsergebnisse der drei untersuchten Reibpaarungen dargestellt. Der zur Auswertung der Reibwerte verwendete Bereich liegt zwischen -10 mm und +10 mm, um die Randbereiche bei Richtungsumkehr nicht mit zu erfassen.

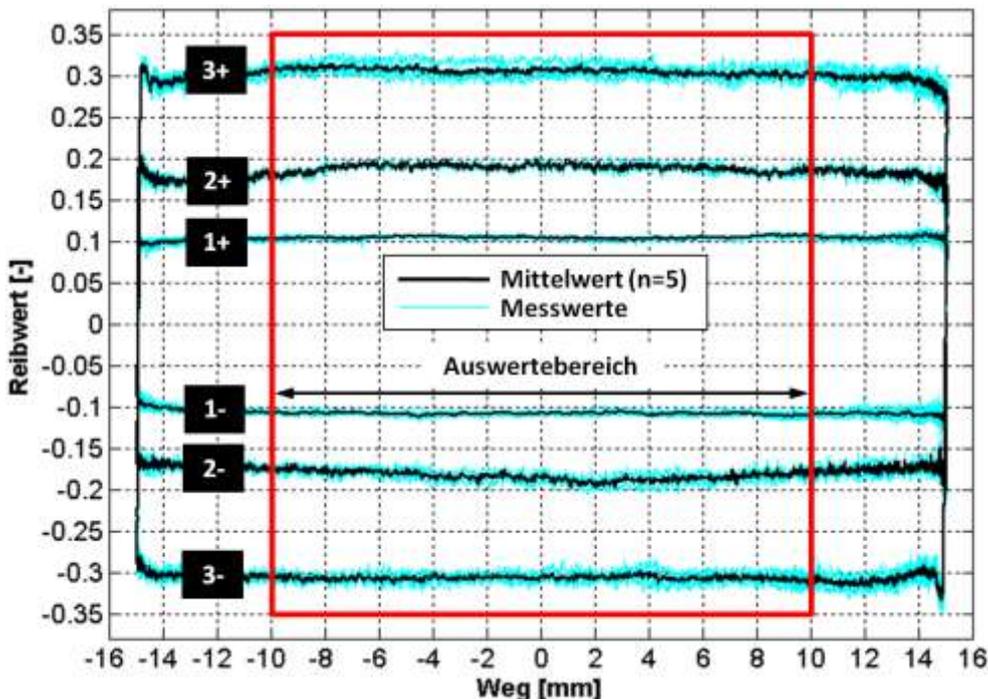


Abbildung 5-8: Gemessene Reibwertverläufe über Verschiebegeschwindigkeit.

Dargestellt sind jeweils fünf Bewegungszyklen pro Reibpaarung sowie die Mittelwerte. Ausgewertet werden die mittleren Reibwerte im eingezeichneten Bereich für jede Bewegungsrichtung ($\mu+$ und $\mu-$). Der mittlere Gesamtreibwert (μ_m) ergibt sich durch die erneute Mittelung der beiden Werte. Die Ergebnisse sind in Tabelle 5-2 aufgelistet.

Tabelle 5-2: Gemessene mittlere Reibwerte dreier Reibpaarungen.

	Reibpaarungen	$\mu +$	$\mu -$	μ_m	σ
(1)	Hammerkopf / Halter	0,108	0,104	0,106	0,002
(2)	Dämpfungsblech / Gehäuse	0,184	0,188	0,186	0,005
(3)	Dämpfungsblech / Kolben	0,307	0,305	0,306	0,007

Erkennbar wird, dass sich nur geringe Unterschiede zwischen den Reibwerten der positiven und der negativen Bewegungsrichtung ergeben. Des Weiteren wird deutlich, dass im untersuchten Reibgeschwindigkeitsbereich (zwischen 0 und 0,94 mm/s) kein er-

kennbarer Einfluss der Reibgeschwindigkeit feststellbar ist. Der mittlere Gesamtreibwert der Materialpaarung Hammerkopf / Halter beträgt 0,106, der der Reibpaarung Dämpfungsblech / Gehäuse 0,186 und der zwischen Dämpfungsblech und Kolben 0,306 (Materialproben auch im Anhang Kapitel 11.2.2).

Zur Implementierung der Reibung im Simulationsmodell wird Coulombsche Reibung wie folgt angenommen:

$$\mu(v) = \mu \cdot \operatorname{sgn}(v) \quad (5-10)$$

Obige Reibwertbeschreibung besitzt aber für die Geschwindigkeit $v=0$ eine Unstetigkeitsstelle, die hinsichtlich der Berechnungsnumerik problematisch sein kann. Zur Vermeidung dieser Unstetigkeit wird der folgende abgewandelte Ansatz zur Implementierung verwendet¹⁸⁴:

$$\mu(v) = \mu \cdot \tanh(k_{VT} \cdot v) \quad (5-11)$$

Über die Steigung k_{VT} kann dabei der Übergang zwischen negativer und positiver Geschwindigkeit stetig modelliert werden. Zur erweiterten (im Rahmen dieser Arbeit aber nicht verwendeten) reibgeschwindigkeitsabhängigen Modellierung stehen alternative Ansätze wie beispielsweise der von Pacejka¹⁸⁵ zur Verfügung.

In Abbildung 5-9 sind die mit obigem Beschreibungsansatz berechneten Reibwertverläufe (nach Parametrierung mittels der gemessenen Reibwerte) dargestellt.

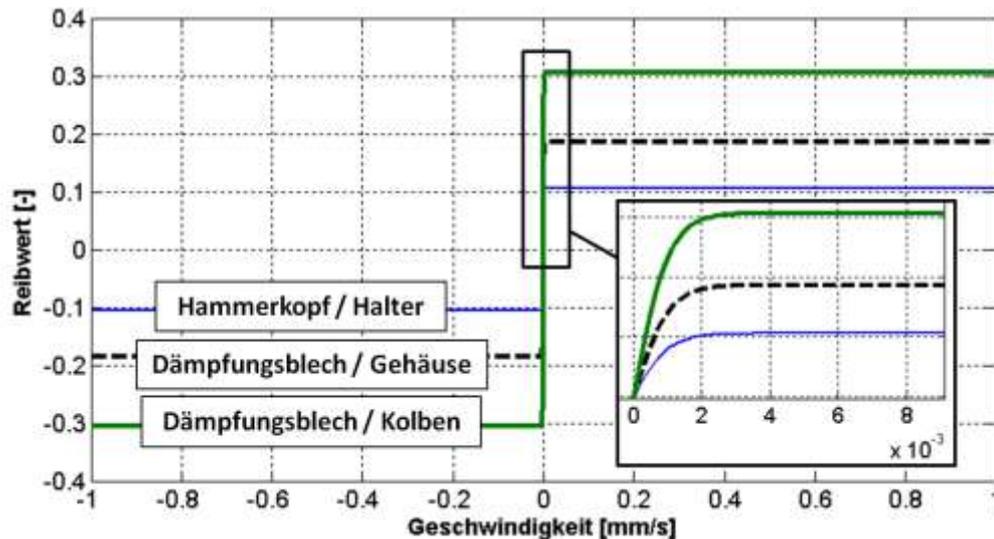


Abbildung 5-9: Reibwertverläufe der drei Reibpaarungen nach Parametrierung.

Erkennbar wird bei den drei Reibpaarungen der stetige Reibwertanstieg im Bereich der Reibgeschwindigkeit unterhalb 0,002 mm/s. Bezüglich der Verkürzung der Berechnungsdauer (im Gesamtmodell vgl. Kapitel 6.2) ist ein möglichst flacher Reibwertan-

¹⁸⁴ Penestri: Multibody Dynamics Simulation with Dahl Friction, 2007

¹⁸⁵ Pacejka: Tyre and Vehicle Dynamics, 2002

stieg zielführend. Dieser ist aber mit einer möglichen Verschiebung im Bereich geringer Geschwindigkeiten verbunden. Die zunehmende Steigung führt dagegen zu einer Annäherung an die Signumfunktion aus Formel (5-10). Dadurch werden zur Berechnung geringere Schrittweiten erforderlich und die Berechnungsdauer erhöht sich. Die gewählte Ursprungssteigung beträgt im Rahmen dieser Arbeit $k_{VT}=500$. Deutlich geringere Werte führen in Teilbereichen zu anderen Simulationsergebnissen (Vergleich anhand der Hammerkopfbewegung, Anhang Abbildung 11-18).

Bei den Reibkontakten Hammerkopf / Halter, Kolben / Dämpfungsblech und Gehäuse / Dämpfungsblech handelt es sich um flächige Reibkontakte. Eine Erweiterung der Reibung in einer Richtung, zur Reibung in der Ebene, wird erforderlich. Wird der Kontakt des Hammerkopfes zum Halterarm betrachtet, findet zum einen eine Bewegung in Spannrichtung (vgl. Modellvorstellungen aus Abbildung 4-4, y-Richtung) statt, zum anderen kann auch eine Bewegung in radialer Richtung (vgl. Abbildung 4-6, z-Richtung) entstehen. Für die Kontaktstelle zwischen dem Kolben und dem inneren Dämpfungsblech, sowie für die zwischen dem Gehäuse und dem äußeren Dämpfungsblech, gilt Ähnliches. Die Verschiebung kann in Umfangsrichtung, in radialer Richtung oder in einer Kombination von beiden stattfinden, wie in Abbildung 5-10 veranschaulicht.

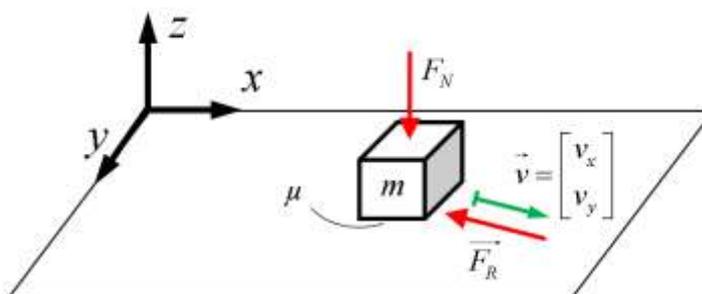


Abbildung 5-10: Prinzip der Reibkraft in der Ebene.

Dargestellt ist ein Körper auf einer Gleitebene. Die Bewegung des Körpers wird durch einen Geschwindigkeitsvektor v in der x - y -Ebene beschrieben. Der Körper wird durch die Normalkraft F_N belastet, woraus sich bei vorhandenem Reibwert μ eine entgegen dem Geschwindigkeitsvektor wirkende Reibkraft F_R einstellt. Die Bewegungsrichtung (d.h. der Geschwindigkeitsvektor in der Ebene) ist zunächst unbekannt und ergibt sich durch die auf den Körper einwirkenden Kräfte (d.h. dem Körper wird eine Bewegungsrichtung aufgezwungen). Die auf den Körper in der Ebene wirkende Reibkraft ergibt sich wie folgt:

$$\overrightarrow{F_R}(v) = \frac{-F_R}{|v|} \cdot \vec{v} = \frac{-F_R}{\sqrt{v_x^2 + v_y^2}} \cdot \begin{bmatrix} v_x \\ v_y \end{bmatrix} \quad (5-12)$$

Durch Erweiterung dieses Ansatzes mit der Reibwertbeschreibung aus Formel (5-11) ergibt sich folgende Beschreibung der Reibkräfte in der Gleitebene:

$$\begin{aligned}\overline{F_R}(\vec{v}) &= -\mu \cdot \tanh(k_{VT} \cdot |\vec{v}|) \cdot \frac{\vec{v}}{|\vec{v}|} \cdot F_N \\ &= \frac{-\mu \cdot F_N \cdot \tanh\left(k_{VT} \cdot \sqrt{v_x^2 + v_y^2}\right)}{\sqrt{v_x^2 + v_y^2}} \cdot \begin{bmatrix} v_x \\ v_y \end{bmatrix}\end{aligned}\quad (5-13)$$

Dieser Ansatz wird im Simulationsmodell an verschiedenen Stellen implementiert und je nach vorhandener Reibpaarung unterschiedlich parametrisiert. Ein Anwendungsfall ist die Reibkraftinduktion an jeder der fünf Federn des in Abbildung 5-4 vorgestellten Belagmodells. Weitere Anwendungsfälle sind die Reibkräfte zwischen den Hammerköpfen und den Halterarmen sowie die an den Dämpfungsblechen.

5.1.3 Bremsbelagverschleiß

Wie in Abbildung 5-4 dargestellt, werden die Beläge über je fünf Federn abgebildet. Die Gesamtfedersteifigkeit entspricht dem nichtlinearen Verlauf der K6-Versuche (vgl. Abbildung 5-2). Durch die Belagform (vgl. Matrixmodell M_{ij}) ergeben sich fünf Gewichtungsfaktoren, die die Gesamtsteifigkeit auf die fünf diskreten Federn verteilen. Ein Berechnungsergebnis des Belagmodells (bei Belastung) ist eine Normalkraft an jeder der fünf Federn. Beim Kontakt zwischen der Scheibe und dem Belag wirkt zudem eine Reibgeschwindigkeit an jeder Federposition (Berechnung basierend auf der Drehzahl der Scheibe und dem Abstand der Federposition vom Scheibendrehmittelpunkt).

Grundlage verschiedener Verschleißansätze aus Kapitel 2.2.3 ist die Abhängigkeit von der Reibarbeit. Beispiele sind der Ansatz nach Popov¹⁸⁶ und Archard¹⁸⁷ et al.. Nach Popov gilt für das Verschleißvolumen V :

$$V = k \cdot \frac{W}{h} \quad (5-14)$$

Darin ist W die Reibarbeit, h die Härte des Materials und k der Verschleißkoeffizient. Auf eine direkte Abhängigkeit der Temperatur wird nicht eingegangen. Eine Abhängigkeit des Verschleißkoeffizienten sowie der Härte des Materials von der Temperatur wird erwartet, so dass die Temperatur indirekt einen Einfluss auf das Verschleißvolumen V besitzt.

Obiger Ansatz bedeutet, dass es bei konstanter Temperatur einen proportionalen Zusammenhang zwischen der Reibarbeit und dem Verschleißvolumen gibt. Wird die Annahme konstanter Reibmaterialdichte getroffen (was nur eine Annäherung ist), wird ein proportionaler Zusammenhang zwischen der Reibarbeit und der Verschleißmasse erwartet.

¹⁸⁶ Popov: Kontaktmechanik und Reibung, 2009, S. 270

¹⁸⁷ Archard, Hirst: Wear of Materials, 1958, S. 70 ff.

Zur Untersuchung dieses Zusammenhangs wird der in Abbildung 5-7 dargestellte Reibwertprüfer am Hydropulserprüfstand eingesetzt. Anstatt den verwendeten Metallproben wird eine Reibbelagprobe (Fläche 4 cm², vgl. Anhang Kapitel 11.2.2) auf einer Gussunterlage zyklisch bewegt. Messtechnisch erfasst werden die Reibkraft und der Verschiebeweg.

Nach insgesamt acht Versuchen unterschiedlicher Zeitdauer (jeweils zwischen 0,5 und 1,5 Stunden Verschiebezeit) werden die Reibarbeit (das Produkt der gemessenen Reibkraft und des Verschiebeweges) sowie die verschlissenen Belagmassen (per Waage mit einer Auflösung von 0,1 mg) erfasst. Die mittels der Gewichte aufgebrachte Normalkraft entspricht einem Bremsdruck von 33 bar beim Referenzsystem (vgl. Kapitel 7.1.1). Der (reibarbeitsbezogene) Volumenverschleißkoeffizient $C_{V,v}$ lässt sich dann wie folgt berechnen:

$$C_{V,v} = \frac{V}{W} = \frac{\Delta m}{\rho_B \cdot \int F_R \cdot dx} \quad (5-15)$$

Für die 16 Versuchsdurchführungen mit einer identischen Materialpaarung ergibt sich im Mittel eine volumenbezogene Verschleißkonstante von 91,22 mm³/MJ (264,55 mg/MJ) bei einer Standardabweichung von 23,56 mm³/MJ (69,56 mg/MJ). Die Gesamtarbeit pro Versuch beträgt zwischen 82 kJ und 196 kJ (vgl. Anhang Tabelle 11-4).

Die Verschleißfaktoren der SMP-Versuche (Scheibentemperatur 300 °C) sind dagegen höher. Sie betragen im Mittel aus 15 Messungen 222,42 mm³/MJ (645,02 mg/MJ) bei einer Standardabweichung von 17,69 mm³/MJ (51,31 mg/MJ). Die Reibarbeit beträgt zwischen 22 MJ und 24 MJ (vgl. Anhang Tabelle 11-6).

Für die Implementierung des Verschleißansatzes im Simulationsmodell werden die vereinfachten Annahmen getroffen, dass sich in Abhängigkeit der an der jeweiligen Belagfeder entstehenden Reibarbeit die Federlängen reduzieren.

Der Verschleißansatz aus Formel (5-14) bezieht sich auf das Verschleißvolumen, im Simulationsmodell sind dagegen diskrete Federn modelliert. Es wird die Annahme getroffen, dass der jeder Feder zugehörige Flächenanteil proportional zur Nachgiebigkeit ist (d.h. ein geringer Steifigkeitsanteil an einer der fünf Federn führt zu einer größeren Anpressfläche). Die Verkürzung einer Belagfeder berechnet sich wie folgt:

$$\Delta l_i = \frac{C_{V,v}}{k_i \cdot A_B} \cdot \int F_R \cdot v_R \cdot dt \quad (5-16)$$

Darin ist F_R die absolute Reibkraft zwischen jeder Belagfeder und der Scheibe (in Umfangsrichtung und Radialrichtung), v_R die absolute Reibgeschwindigkeit, ρ_B die Dichte des Belagmaterials, k_i der Steifigkeitsanteil der Feder (vgl. Kapitel 5.1.1) und A_B die

Belagfläche. Das Produkt aus k_i und A_B entspricht dem Verschleißflächenanteil an jeder der fünf Federn pro Belag.

5.1.4 Gehäusedeformation

Wie im Stand der Technik in Kapitel 2.2.1.2 dargestellt, kommt dem Effekt der Sattelaufweitung beim Zuspannprozess der Radbremse eine entscheidende Bedeutung zu. Bereits Tirovic¹⁸⁸ et al. stellen fest, dass die Gehäusedeformation auf beiden Scheibenseiten unterschiedlich groß sein kann, wodurch sich auch der effektive Reibradius bei Druckaufbringung unterschiedlich vergrößert. Demnach wird die Diskretisierung des Gehäuses aus den Modellvorstellungen (vgl. Kapitel 4.1.1) in Form zweier Drehfedern gewählt. In diesem Kapitel wird der Ansatz zur Prüfung dieser Diskretisierung vorgestellt. Des Weiteren wird die Eignung der linearen Bauteil-FEM¹⁸⁹ zur Ermittlung der Drehfedersteifigkeiten (für den Fall, dass CAD-Daten vorhanden sind) untersucht.

Zur Untersuchung der Gehäusedeformation wird der in Abbildung 5-11 dargestellte Versuch am Hydropulserprüfstand durchgeführt.

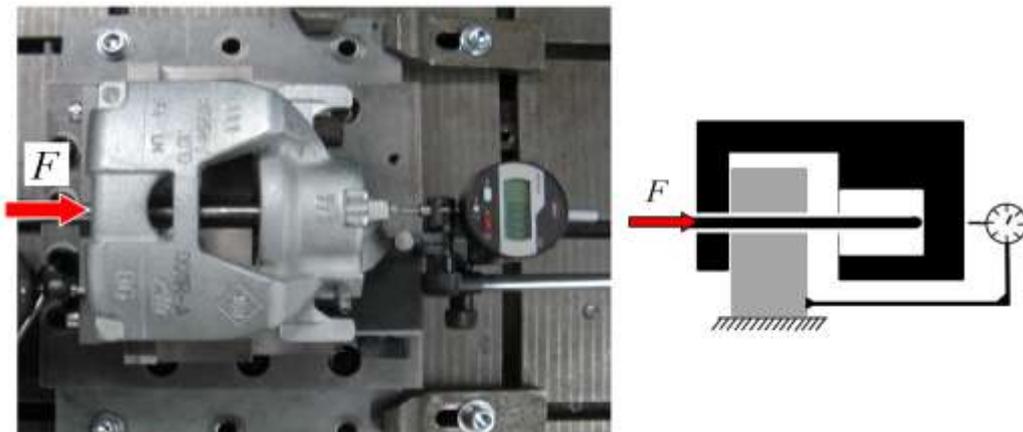


Abbildung 5-11: Komponentenversuch zur Analyse des Gehäusedeformationsverhaltens.

Das Gehäuse ist an der FS befestigt. Der Stößel wirkt mittels einer verlängerten Krafteinleitung auf den Zylinderboden der KS. Die Krafteinleitung erfolgt in Schritten von 500 N bis zu einer Maximalkraft von 10 kN, was bei der Referenzradbremse (vgl. Kapitel 7.1.1) einem Bremsdruck von 40 bar entspricht. Die Krafteinleitung erfolgt in der virtuellen Kolbenachse. Die Verformung des Gehäuses wird an der KS, in Relation zur Gehäusebefestigung (die an der FS ist), gemessen (Auflösung Messuhr $\pm 5 \mu\text{m}$). Für die maximale Kraft von 10 kN ergibt sich bei diesem Aufbau und dreifacher Versuchswiederholung jeweils die gleiche Gesamtverformung von $140 \mu\text{m}$ (vgl. Messposition in Abbildung 5-11).

¹⁸⁸ Tirovic, Day: Disc Brake Interface Pressure Distribution, 1991

¹⁸⁹ Wie sie bei vielen CAD-Systemen integriert ist

Entsprechend dem Versuchsaufbau wird die Simulation mittels der linearen Einzelteil-FEM durchgeführt. Das Gehäuse wird an der FS fixiert und die Kraft auf einer Ersatzfläche am Zylinderboden aufgebracht. In Abbildung 5-12 sind der simulierte Lastfall und die Randbedingungen dargestellt.

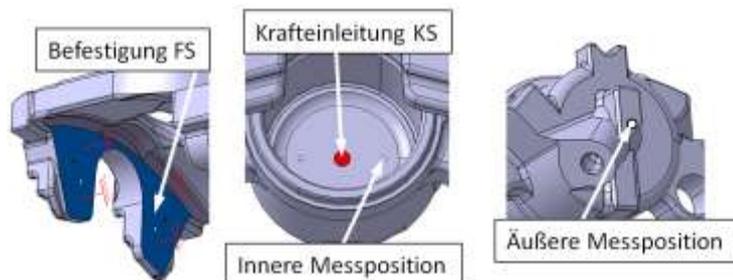


Abbildung 5-12: FEM-Randbedingungen zur Simulation des Komponentenversuchs.

Für die Berechnung werden die bekannten Materialdaten zugrunde gelegt. Der E-Modul des Werkstoffes EN-GJS-550 beträgt 174000 N/mm^2 und die Querkontraktionszahl beträgt 0,28. Der faustseitige Gehäuseteil wird komplett fixiert (Festlager) und nur die KS belastet. Auf der KS ist die Krafteinleitungsstelle erkennbar sowie die ergänzten Messstellen auf gleicher Höhe (in z -Richtung, Koordinatensystem vgl. Abbildung 4-1). Die berechnete Deformation an der äußeren Messstelle (als Vergleich zum Versuch) beträgt $105,2 \text{ }\mu\text{m}$.

Werden die Ergebnisse von Versuch und FEM verglichen, ergibt sich für den Versuch $140 \text{ }\mu\text{m}$ und für die Simulation nur $105,2 \text{ }\mu\text{m}$. Die Abweichung beträgt $-24,9 \%$. Die Ursache für die Abweichung wird bei den im Versuch schwierig zu kontrollierenden Randbedingungen gesehen. An der Befestigung der FS im Versuch kann entgegen den Randbedingungen der FEM eine Verkippung über die Anlagefläche entstehen (Verkippung um die x -Achse, vgl. Koordinatensystem aus Abbildung 4-1). Die gewählten Randbedingungen der FEM passen folglich nicht exakt zu denen des Versuchs.

Zur weiteren Annäherung wird die Randbedingung der FS durch Modellierung einer Ersatzfläche, wie in Abbildung 5-13 dargestellt, modifiziert.

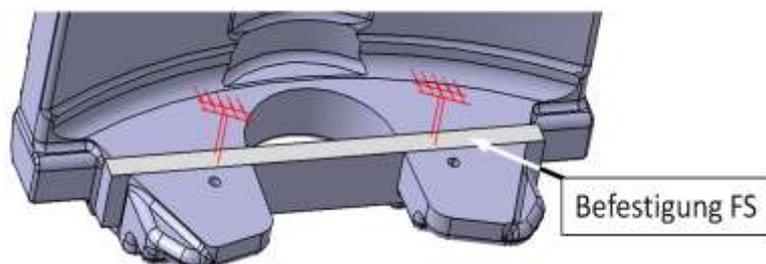


Abbildung 5-13: Geänderte Randbedingung der FEM.

Die Ersatzfläche befindet sich in der Höhe der virtuellen Kolbenachse. Die berechnete Deformation beträgt durch diese geänderten Randbedingungen bei sonst unveränderten FEM-Modell (gleiche Netzgröße) $118,8 \text{ }\mu\text{m}$ an der äußeren Messstelle (vgl. Mess-

position Abbildung 5-12). Die Abweichung zum Versuch von -24,9 % verringert sich durch die veränderte Randbedingung auf -14,1 %.

Der vorherige Lastfall, mit einer einseitigen Befestigung des Gehäuses (auf der FS), ist zum Vergleich zwischen Versuch und FEM geeignet (da eine geeignete Befestigung im Versuch benötigt wird). Zur Berechnung der Drehfedersteifigkeiten des diskretisierten Gehäusemodells ist eine mittige Befestigung des Gehäuses bei gleichzeitiger Belastung der KS und der FS geeigneter. Die Ursache besteht darin, dass aus einer Gesamtdeformation nicht eindeutig auf den Anteil jeder Drehfeder zurückgeschlossen werden kann. Durch die einzelne Belastung der KS und der FS lassen sich die Drehfedersteifigkeiten unabhängig voneinander berechnen.

Erforderlich wird eine weitere Krafteinleitungsstelle auf der FS, die ebenfalls in der virtuellen Kolbenachse liegt. In Abbildung 5-14 ist diese zusammen mit den berechneten Verformungen bei 10 kN dargestellt.

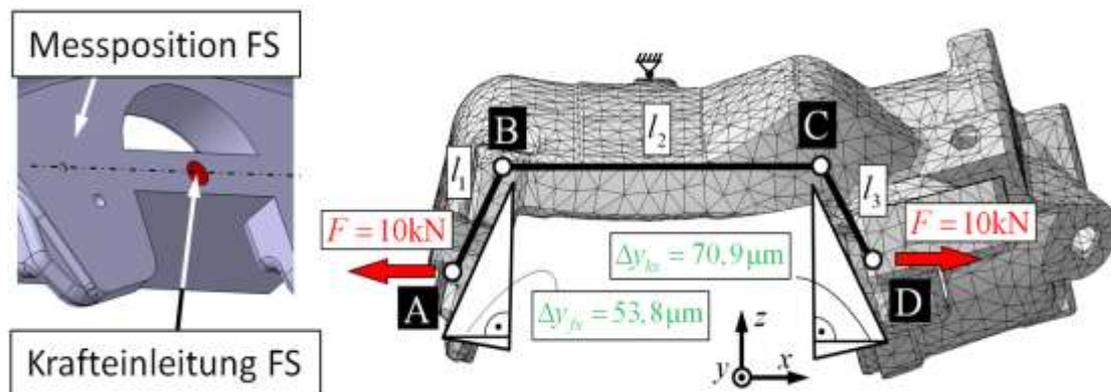


Abbildung 5-14: Berechnung der Gehäuseaufweitung mit der FEM.

Der Berechnung nach ergibt sich auf der KS eine Deformation von 70,9 µm und auf der FS eine Deformation von 53,8 µm bei 10 kN.

Erkennbar wird anhand der Ergebnisse, dass die Deformationen auf beiden Seiten unterschiedlich sind, so dass auch von einer mit zunehmendem Druck unterschiedlichen radialen Verlagerung der effektiven Reibradien auf beiden Seiten ausgegangen werden darf, wie von Tirovic et al. (vgl. Kapitel 2.2.1.2) dargestellt.

Basierend auf den Berechnungsergebnissen der FEM ergeben sich die Drehfedersteifigkeiten $k_{HOU,ks}$ und $k_{HOU,fs}$ (vgl. Abbildung 4-1) wie folgt:

$$k_{HOU,ks/fs} = \frac{2 \cdot \pi \cdot F \cdot l_{3/1}}{360 \cdot \arctan\left(\frac{\Delta y_{ks/fs}}{l_{3/1}}\right)} \quad (5-17)$$

Für die Drehfeder der KS ergibt sich eine Drehfedersteifigkeit von 1770 Nmm/° und für die der FS 2467 Nmm/°.

Zur Überprüfung des Deformationsverhaltens wird ein virtueller Komponentenversuch aufgebaut. Die Randbedingungen werden entsprechend der FEM-Berechnung aus Abbildung 5-14 (mittige Befestigung) gewählt. Verglichen werden die Deformationen der KS und die der FS auf Höhe der Kolbenachse. Der Kraftanstiegsgradient wird mit 1 kN/s gewählt, die Maximalkraft mit 10 kN.

In Abbildung 5-15 sind zum einen die Versuchsergebnisse (Messung der Gesamtdeformation an der äußeren Messstelle) dargestellt. Des Weiteren sind die per FEM berechneten Deformationen der KS und der FS sowie die Summe beider dargestellt. Verglichen werden die Verläufe mit denen im virtuellen Komponentenversuch berechneten Deformationen (des Starrkörpermodells).

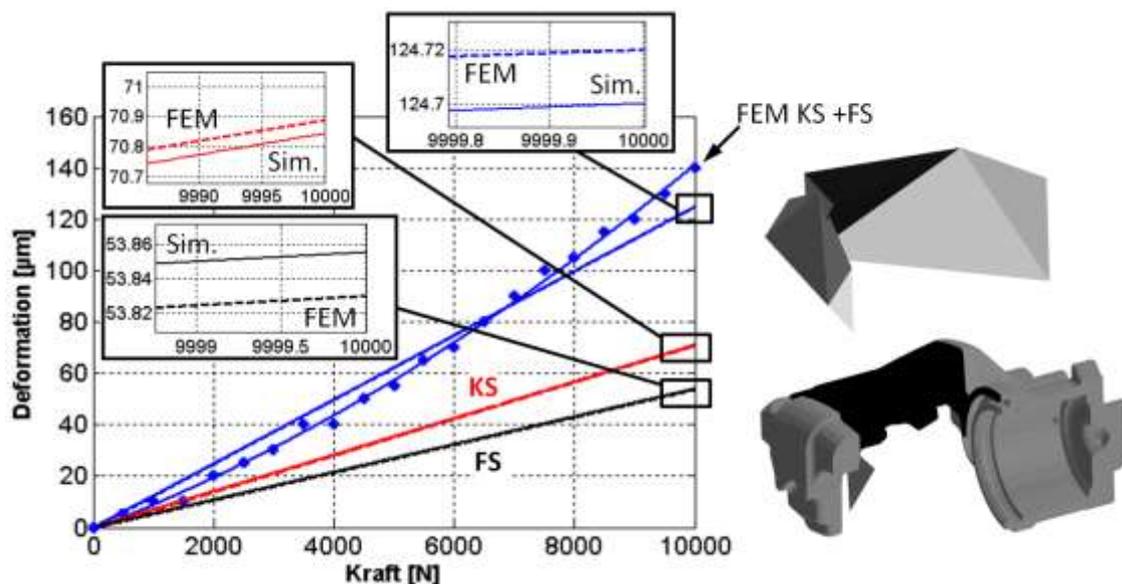


Abbildung 5-15: Virtueller Gehäusedeformationsversuch.

Der Deformationswert der KS aus der FEM von 70,90 µm (bei 10 kN) beträgt beim Simulationsmodell 70,85 µm, der Deformationswert der FS von 53,83 µm liegt beim Simulationsmodell bei 53,86 µm. Die Deformationssumme (des Starrkörpermodells) beträgt 124,71 µm, die des FEM-Modells 124,72 µm. Das Deformationsverhalten wird somit mit einer Abweichung von +0,016 % angenähert.

Erkennbar wird auch, dass sich die gemessenen Deformationswerte nicht linear zur belastenden Kraft erhöhen, sondern ein geringfügig progressiver Verlauf entsteht. Für die anschließende Reduzierung der Kraft entsteht eine Hysterese von maximal 5 µm.

Mögliche Ursachen für die bleibenden Abweichungen sind Unterschiede zwischen den Randbedingungen des Versuchs und denen der FEM. Beispiele sind Abweichungen des angenommenen zum realen Materialverhalten. Des Weiteren sind Unterschiede bei der Befestigung der FS vorhanden. In der FEM wird dafür eine ideal starre Befestigung angenommen. Im Versuch kann Reibung an der Anschraubfläche, sowie ein Verkappen der Anschraubfläche über die Anlagefläche, nicht vollständig vermieden werden.

5.1.5 Bremsenhalterdeformation

Die Deformation des Bremsengehäuses, wie in der Literatur an vielen Stellen aufgeführt (vgl. Kapitel 2.2.1.2), hat einen Einfluss auf die Veränderung der Flächenpressung zwischen den Belägen und der Scheibe in radialer Richtung. Wie bereits von Tamari¹⁹⁰ et al. festgestellt, besitzt das Deformationsverhalten des Bremsenhalters einen Einfluss auf die Anpressung der Beläge in Umfangsrichtung. In diesem Kapitel werden Ergebnisse der Untersuchung des Bremsenhalters (auf Basis des Referenzsystems, vgl. Kapitel 7.1.1) vorgestellt. Die Prüfung der gewählten Diskretisierung erfolgt durch den Vergleich zwischen den experimentellen Ergebnissen und unterschiedlichen, per FEM berechneten, Lastfällen. Der Fokus liegt auch in dem Einfluss der Anschraubung des Halters zum Achsschenkel.

Zur Analyse des Deformationsverhaltens wird der Halter am Hydropulserprüfstand verschraubt und die vier verschiedenen Kontaktpunkte zu den Rückenplatten der Beläge nacheinander belastet. Der Versuchsaufbau ist in Abbildung 5-16 dargestellt.

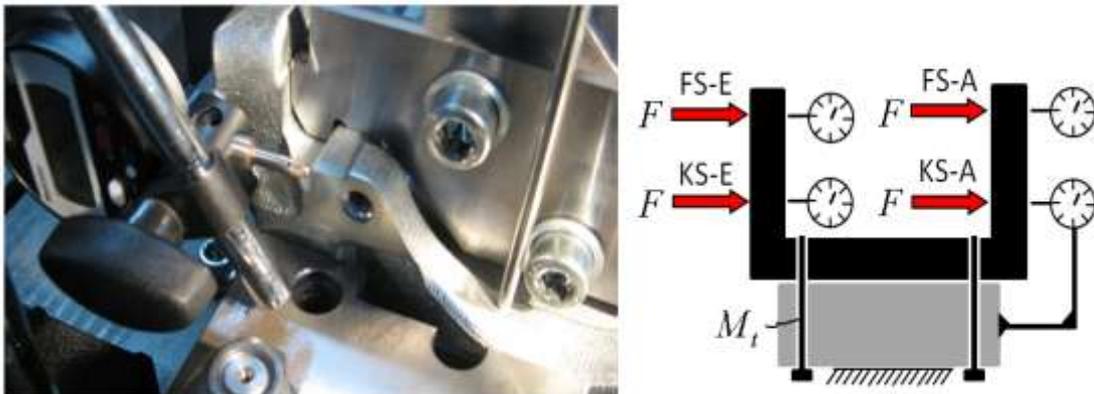


Abbildung 5-16: Versuchsaufbau zur Untersuchung des Halterdeformationsverhaltens.

Dargestellt ist ein beispielhafter Belastungsfall am Kontaktpunkt der einlaufseitigen Kolbenseite (KS-E). Die Deformation wird neben der Krafteinleitungsstelle (per Messuhr, Auflösung $\pm 5 \mu\text{m}$) und in Bezug zur Anschraubung des Halters gemessen. Die Maximalkraft beträgt 2,5 kN. Die gemessenen Deformationswerte sind in Tabelle 5-3 aufgelistet.

Tabelle 5-3: Gemessene Halterdeformation an den vier Kontaktpunkten.

	Position	Kraft	Deformation
1	KS-E	2,5 kN	15 μm
2	KS-A	2,5 kN	20 μm
3	FS-E	2,5 kN	365 μm
4	FS-A	2,5 kN	355 μm

¹⁹⁰ Tamari, Doi, Tamasho: Contact Pressure of Disc Brake Pad, 2000

Das Anschraubmoment des Halters beträgt 130 Nm. Erkennbar wird, dass der Halter an den Kontaktpunkten auf der KS deutlich steifer ist als an denen der FS, was aufgrund der unterschiedlichen Kraglängen (vgl. Anhang Kapitel 11.1) zu erwarten ist.

Um das Deformationsverhalten mit der Einzelteil-FEM zu untersuchen, werden Ersatzflächen zur Krafteinleitung modelliert. Die Verformung wird wie im Versuch neben der Krafteinleitungsstelle gemessen, um lokale Deformationen nicht mit zu erfassen.

Unterschieden wird, wie von Ballinger (vgl. Kapitel 2.2.1.7) vorgegeben und in Abbildung 5-17 dargestellt, zwischen der Anschraubung als Festgelenk und der als Drehgelenk.

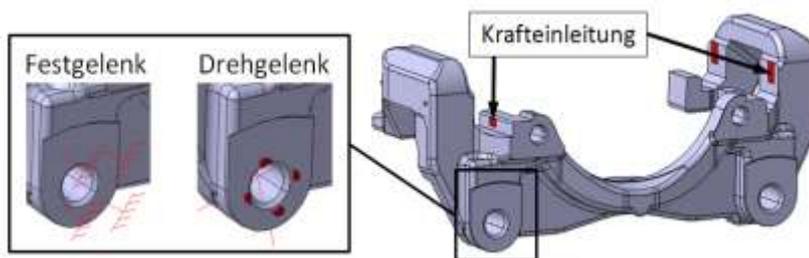


Abbildung 5-17: Krafteinleitungsstellen und Befestigungsvarianten.

Der Halter besteht aus EN-GJS-550 mit einem E-Modul von 174000 N/mm² sowie einer Querkontraktionszahl von 0,28. Die Berechnungsergebnisse für beide Befestigungsvarianten sind zusammen mit den bereits zuvor dargestellten Versuchsergebnissen in Tabelle 5-4 aufgelistet.

Tabelle 5-4: Mittels FEM berechnete Halterdeformationen bei unterschiedlicher Anbindung.

	Position	Kraft	Deformation Drehgelenk	Deformation Festgelenk	Versuch
1	KS-E	2,5 kN	50,9 µm	11,2 µm	15 µm
2	KS-A	2,5 kN	83,6 µm	13,5 µm	20 µm
3	FS-E	2,5 kN	399,4 µm	360,2 µm	365 µm
4	FS-A	2,5 kN	371,7 µm	270,7 µm	355 µm

Erkennbar wird, dass die Deformationswerte mit Drehgelenk über denen mit Festgelenk liegen. Erstere liegen dabei über denen des experimentellen Versuchs, letztere darunter. Werden die Abweichungen der Variante mit Drehgelenk zum Versuch betrachtet, liegen diese (in Reihenfolge der Tabelle) 239 %, 318 %, 9,4 % und 4,7 % höher. Werden die Abweichungen der Variante mit Festgelenk betrachtet, liegen diese 25 %, 32 %, 1,2 % und 24 % darunter.

Eine mögliche Ursache dafür ist der Einfluss der Anschraubreibung. Diese ist bei den Kontakten der KS ausschlaggebender als bei denen der FS. Aufgrund der größeren Kraglängen an den Kontakten der FS überwiegt dort die Biegung.

Zur Untersuchung des Einflusses des Anschraubmomentes auf das Deformationsverhalten des Halters, wird in einer weiteren experimentellen Untersuchung das Anschraub-

moment von 40 Nm bis zu 200 Nm variiert und die Deformation am Kontaktpunkt KS-E gemessen. Die Krafterhöhung erfolgt in Schritten von 500 N bis auf 5 kN. Die Versuchsergebnisse sind in Abbildung 5-18 dargestellt.

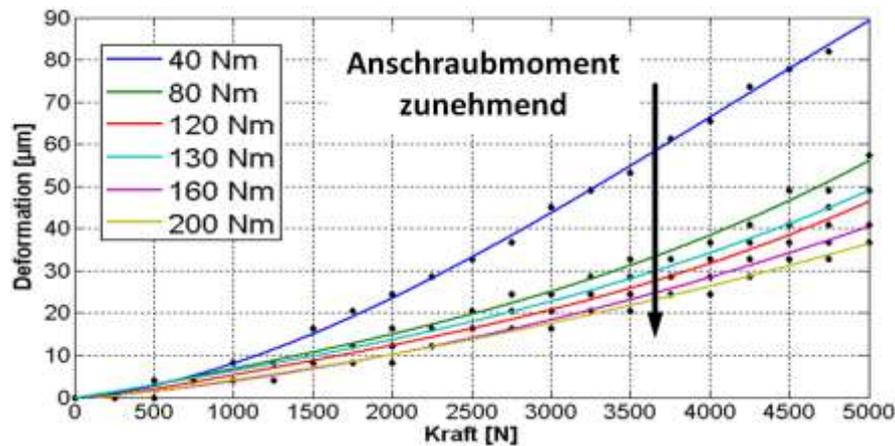


Abbildung 5-18: Gemessene Halterdeformationen bei Variation des Anschraubmomentes.

Erkennbar wird, dass sich kein lineares Deformationsverhalten ergibt. In obigem Graphen werden die diskreten Messstellen durch Polynome 3. Ordnung angenähert. Deutlich wird auch, dass sich mit zunehmendem Anschraubmoment das Deformationsvermögen verringert. Der Effekt der Anschraubreibung wird auch beim Entlasten der Halterarme deutlich. Für die unterschiedlichen Anschraubmomente bleiben Deformationen zwischen 15 μm und 30 μm nach der Beanspruchung mit 5 kN (im dann unbelasteten Zustand) zurück.

Im Vergleich der Berechnungsergebnisse mit den Versuchsergebnissen wird deutlich, dass zur Modellierung des Halters neben dem Deformationsverhalten auch der Effekt der Anschraubreibung notwendig ist. Dadurch werden Anpassungen der in Kapitel 4.1.2 gewählten Halterdiskretisierung erforderlich. Um die Reibung an den Anschraubstellen zu ermöglichen, werden diese wie in Abbildung 5-19 dargestellt, als Drehgelenke ausgeführt.

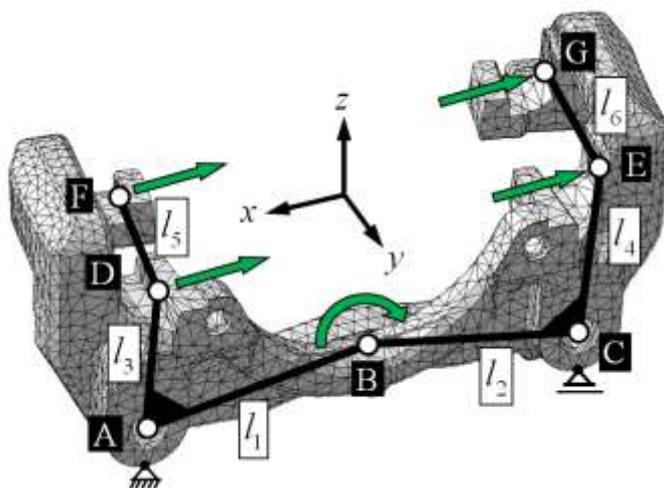


Abbildung 5-19: Modifizierte Halterdiskretisierung mit Drehgelenken und Anschraubreibung.

Der Halter wird aus vier über Drehfedern gekoppelten Starrkörpern modelliert. An den Stellen (A) und (C) befinden sich reine Drehgelenke ohne Drehsteifigkeit, aber mit Anschraubreibung. Zur Implementierung dieser wird der bereits in Kapitel 5.1.2 verwendete Reibansatz auf die Rotation angewendet. Der Reibwert zwischen Halter und Anschraubung wird mit 0,1 angenommen (basierend auf Parametervariationen und dem Ergebnis in Abbildung 5-20). In (B) wird eine Drehfeder modelliert, wodurch in (A) oder (C) ein zusätzlicher Verschiebefreiheitsgrad erforderlich wird. Die Drehfedersteifigkeiten in (D) und (E) berechnen sich prinzipiell nach Formel (5-17). Der Vergleich zwischen virtuellem und experimentellem Komponentenversuch ist in Abbildung 5-20 dargestellt.

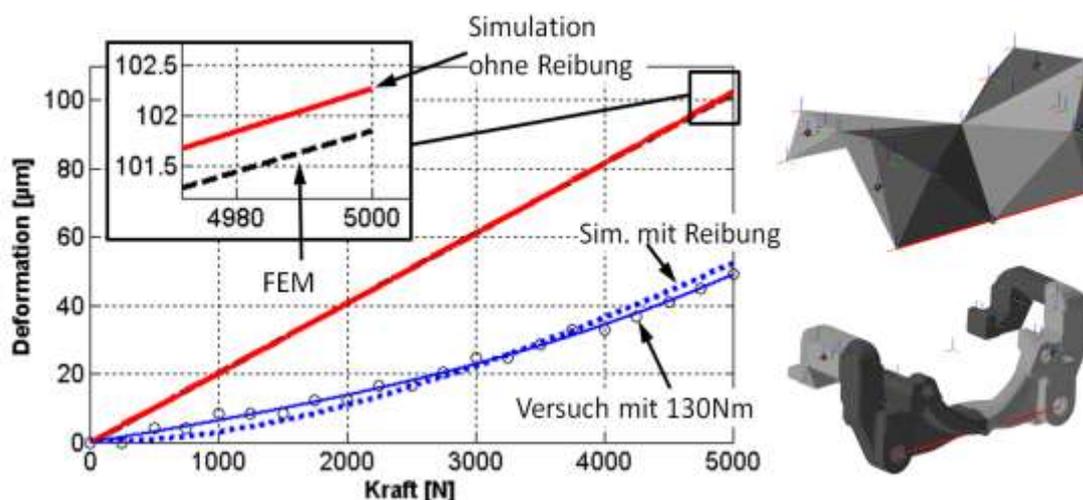


Abbildung 5-20: Deformationsverhalten des Simulationsmodells im Vergleich.

Dargestellt sind die Deformationen des Kontaktes KS-E. Erkennbar wird, dass das Starrkörpermodell ohne Anschraubreibung das Verhalten des FEM-Modells mit Drehgelenk (und ohne Reibung) ziemlich exakt annähert. Bei 5 kN liegt die Deformation des FEM-Modells bei 101,9 μm , die des Simulationsmodells bei 102,2 μm , was einer Abweichung von +0,3 % entspricht. Für den Lastfall mit Anschraubreibung (Anschraubmoment 130 Nm) beträgt die experimentell ermittelte Deformation 49,1 μm , die des virtuellen Komponentenversuchs liegt bei 51,8 μm , was einer Abweichung von +5,5 % entspricht.

5.1.6 Dämpfungshülsen/Bushings

Den Modellvorstellungen aus Kapitel 4.1.1 nach wird die durch den hydraulischen Druck erreichbare Spannkraft der KS durch die Kraft zwischen Kolben und Kolbendichtring reduziert. Die der FS wird zudem durch die Kraft in den Dämpfungshülsen (im Folgenden auch als Bushings bezeichnet) reduziert. Des Weiteren wird bei einer Gehäuseverschiebung in Umfangsrichtung, sowie bei einer überlagerten Gehäuseverdrehung, eine Zunahme der Verschiebekräfte der Bushings erwartet (vgl. Modellvorstel-

lungen Kapitel 4.1.2). Mögliche Auswirkungen dieser erhöhten Verschiebekräfte auf die Spannkraftreduktion sind unbekannt.

Zur Untersuchung der Verschiebekraft zwischen der Dämpfungshülse und dem Führungsbolzen wird der in Abbildung 5-21 dargestellte Versuchsaufbau am Hydropulserprüfstand eingesetzt.

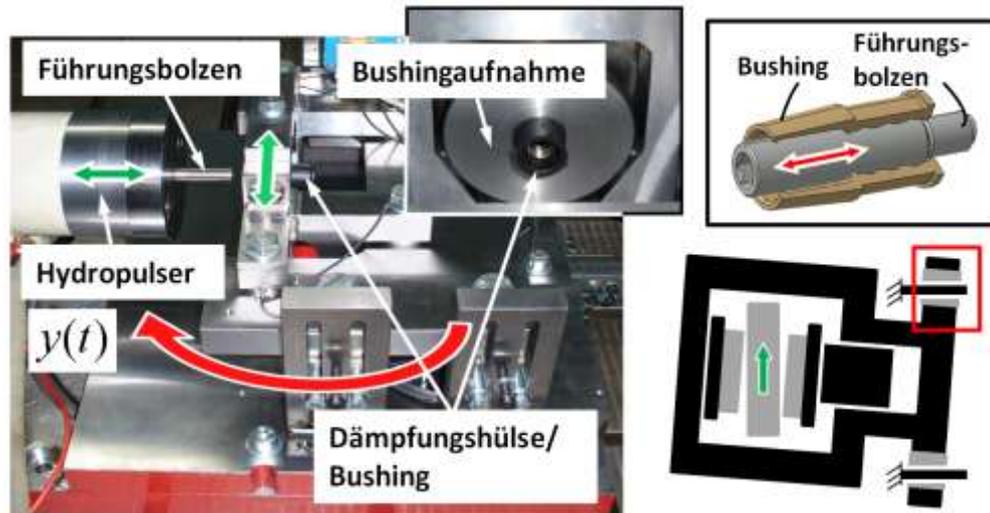


Abbildung 5-21: Versuchsaufbau zur Untersuchung der Dämpfungshülsen/Bushings.

Die Dämpfungshülse wird mittels des dargestellten Aufbaus befestigt. Die Passung der Aufnahme wird den Fertigungsunterlagen des Gehäuses entnommen. Über den am Hydropulserstößel befestigten Führungsbolzen wird die Relativbewegung vorgegeben. Als Wegvorgabe wird eine Dreiecksfunktion $y(t)$ mit einer Amplitude von $\pm 1,5$ mm gewählt. Die Verschiebefrequenz beträgt 0,1 Hz, was einer Verschiebegeschwindigkeit von 0,6 mm/s entspricht. Die Verschiebekraft wird am Hydropulserstößel gemessen. Neben der mittigen Position sind eine Verdrehung der Bushingbefestigung (für den Lastfall einer Gehäuseverdrehung) sowie eine Verschiebung (für den Lastfall einer Gehäuseverschiebung in Umfangsrichtung) möglich. In Abbildung 5-22 ist der aufgezeichnete Kraftverlauf über dem Verschiebeweg dargestellt.

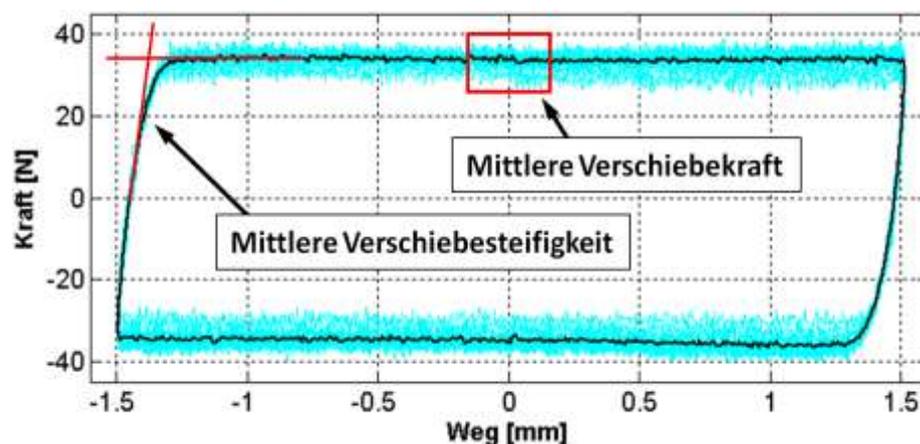


Abbildung 5-22: Gemessene Verschiebekraft der Dämpfungshülsen/Bushings.

Der dargestellte Kraftverlauf entspricht zehn Bewegungszyklen. Ergänzend ist der mittlere Verschiebekraftverlauf eingezeichnet. Die mittlere Deformationssteifigkeit berechnet sich über die Steigung um die Nulllage der Kraft zu 412 N/mm. Die Versuchsergebnisse zeigen, dass beim Kraftanstieg zunächst ein Bereich der Deformation entsteht. Bei einer mittleren Kraft von 32,5 N entsteht danach Gleitreibung zwischen dem Bushing und dem Führungsbolzen. Gleiches Verhalten zeigt sich bei jeder Richtungsumkehr.

In Tabelle 5-5 sind die maximalen Verschiebekräfte für die Lastfälle Verdrehung und Radialkraft aufgelistet. Die dargestellten Werte entsprechen der mittleren Kraft um die Nullposition des Weges (vgl. Abbildung 5-22). Als maximalen Verdrehwinkel werden 4° und als maximale Radialkraft 4 kN (begrenzt durch den Prüfstand) angenommen.

Tabelle 5-5: Gemessene Verschiebekraft der Bushings bei Verdrehwinkel und Radialkraft.

Versuch	Variation	Kraft
Basis	0°	32,5 N
Standardabweichung σ (n=16)		3,9 N
Verdrehwinkel	1°	32,5 N
	2°	33,8 N
	3°	35,0 N
	4°	38,1 N
Radialkraft	1000 N	50,4 N
	2000 N	80,2 N
	3000 N	102,1 N
	4000 N	108,8 N

Erkennbar wird, dass der Verdrehwinkel einen geringeren Einfluss als die Radialkraft besitzt. Bei einem Verdrehwinkel von 4° erhöhen sich die Verschiebekräfte um 17,2 % (im Vergleich zu Basisvariante). Die Radialbeanspruchung von 4 kN führt zu einer Erhöhung von 234,8 %.

Wird die gemessene maximale Verschiebekraft von 108,8 N mit der idealen Kolbenkraft der Radbremse bei 160 bar (40,8 kN) verglichen, entspricht dies einem Spannkraftverlust von 0,27 % bzw. einem Druckverlust von 0,43 bar. Allerdings sind die Belastungszustände der Bushings an der Radbremse unbekannt und können demnach auch oberhalb von den angenommenen 4 kN liegen. Mögliche Spannkraftverluste dadurch werden an späterer Stelle diskutiert (vgl. Kapitel 6.1.2).

Zur Implementierung des virtuellen Komponentenversuchs wird die Reibkraftherhöhung in der folgenden Form modelliert:

$$F_{R,BUS}(F_{N,BUS}) = F_{R,BUS,0} + m_F \cdot F_{N,BUS} \quad (5-18)$$

Die Ausgangsverschiebekraft $F_{R,BUS,0}$ entspricht der Basisverschiebekraft ohne Radialbeanspruchung (vgl. Abbildung 5-22). $F_{N,BUS}$ entspricht der Radialkraft zwischen dem Bushing und dem Führungsbolzen, die sich aufgrund des Lastfalles ergibt (und im Simulationsmodell zu jedem Zeitschritt mit berechnet wird). Der Faktor m_F erhöht die

maximal mögliche Kraft im Bushing linear mit der Radialkraft und beträgt in dieser Parametrierung 0,0191. Des Weiteren besitzt jede Dämpfungshülse eine Radialsteifigkeit von 758 N/mm und eine Verdrehsteifigkeit von 440 Nmm/°, die als Federn modelliert werden.

5.1.7 Dichtringreibung und Kolbenverklemmen

Basierend auf den Modellvorstellungen aus Kapitel 4.1.1 führt die Dichtringreibung zu einem Spannkraftverlust. Erwartet werden eine Druckabhängigkeit der Dichtringverschiebekraft und eine Verschiebekrafterhöhung aufgrund eines Verklemmens des Kolbens im Gehäuse. Die Bushingverschiebekraft führt zu einer Spannkraftreduktion von 0,27 % (unter Annahme der getroffenen Randbedingungen). Die Reduktion durch den Kolbendichtring und durch ein Verklemmen des Kolbens ist dagegen nicht bekannt.

Zur Untersuchung des Kolbenverschiebeverhaltens wird der in Abbildung 5-23 dargestellte Versuchsaufbau entwickelt.

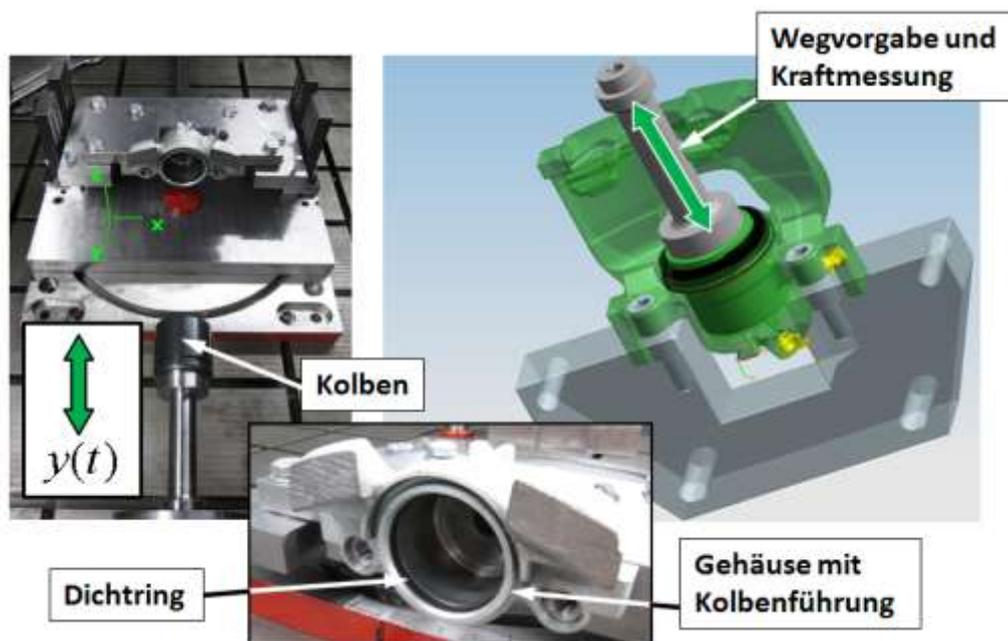


Abbildung 5-23: Versuchsaufbau zur Untersuchung des Kolbenverschiebeverhaltens.

Die aus der Radbremse herausgetrennte Einheit Kolben/Kolbenführung/Dichtring wird auf dem Messtisch befestigt. Über den Bremskolben wird eine Verschiebung in Form einer Dreiecksfunktion $y(t)$ mit einer Amplitude von $\pm 1,5$ mm und einer Geschwindigkeit von 0,6 mm/s vorgegeben. Die Kraftmessung erfolgt am wegvorgebenden Stößel. Der Stößel wird zum Dichtring koaxial ausgerichtet, so dass sich bei der Verschiebung ohne Dichtring kein Bauteilkontakt ergibt. Der Dichtring ist vor Versuchsbeginn mehrere Tage in Bremsflüssigkeit DOT4 eingelegt und befindet sich im Versuchsaufbau im benetzten Zustand. Die gemessene Verschiebekraft über dem Verschiebeweg ist in Abbildung 5-24 dargestellt.

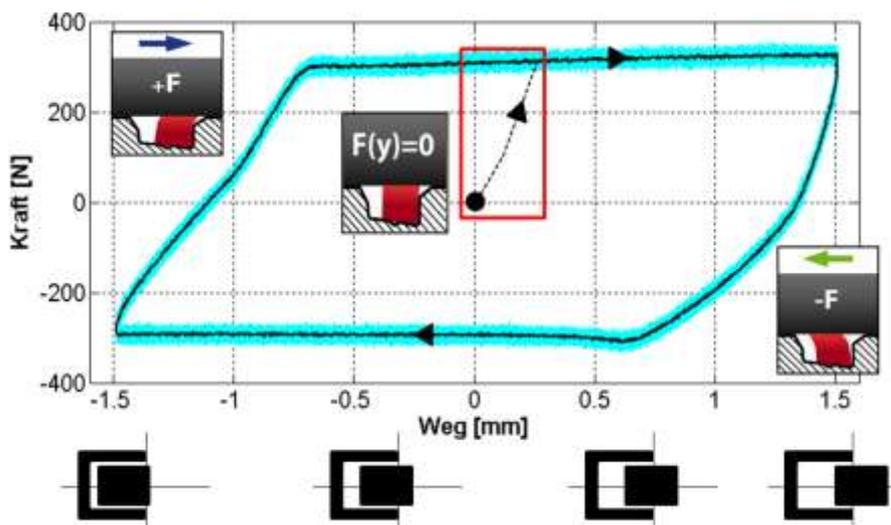


Abbildung 5-24: Gemessene Dichtringverschiebekraft ohne Druck.

Neben dem Verlauf von zehn Zyklen ist die mittlere Verschiebekraft eingezeichnet. Ausgehend von dem unverformten Zustand, bei dem die Verschiebekraft Null beträgt, deformiert sich der Dichtring bis zu einer maximalen Verschiebekraft von 325 N. Die mittlere Deformationssteifigkeit um den Nullpunkt ergibt sich zu 1625 N/mm. Danach erfolgt Gleitreibung. Die Richtungsumkehr führt zu einer Abnahme der Dichtringverformung und zu einem gefolgten Anstieg der Verschiebekraft bis wieder Gleitreibung entsteht. Im Unterschied zur Hysterese der Dämpfungshülsen sind im positiven und negativen Bereich unterschiedliche Deformationssteifigkeiten vorhanden. Eine mögliche Ursache dafür ist die unsymmetrische Lüftspielfase (Bezeichnung 0,8 x 60°).

Zur Messung der Verschiebekraft des Dichtringes bei Betätigung mit Druck wird die in Abbildung 5-25 dargestellte Kolbenausgangskraftmessung durchgeführt.

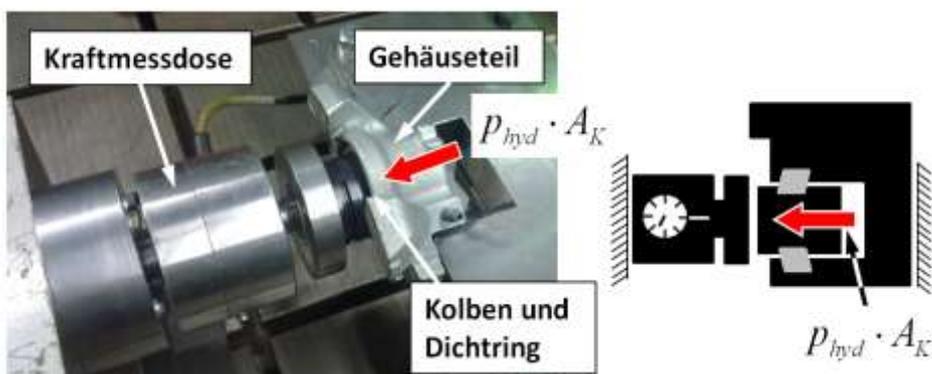


Abbildung 5-25: Verlustkraftmessung zwischen Hydraulik und Kolbenkraft.

Das Gehäuseteil wird mit einem Maximaldruck von 160 bar belastet und die Kolbenkraft mit einer Kraftmessdose (50 kN) gemessen. Die Gesamtnachgiebigkeit des Aufbaus führt zu einem Kolbenverschiebeweg von 1,5 mm. Dadurch ist nicht nur der Bereich der Dichtringdeformation (vgl. Abbildung 5-24), sondern auch der Bereich der Gleitreibung beinhaltet. In Abbildung 5-26 ist die gemessene Kolbenausgangskraft über der aus dem hydraulischen Druck und der Kolbenfläche berechneten Kolbeneingangs-

kraft (rechnerische Druckkraft) dargestellt. Des Weiteren ist der ideale und verlustfreie Kraftverlauf eingezeichnet.

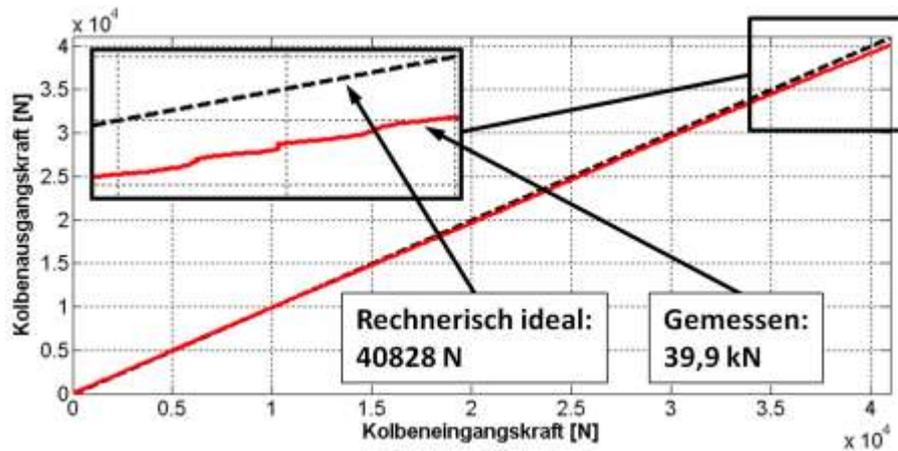


Abbildung 5-26: Gemessene Kolbenausgangskraft über rechnerischer Kolbeneingangskraft.

Erkennbar wird, dass die gemessene Kolbenausgangskraft geringer ausfällt als die rechnerische Kolbeneingangskraft. Bei der maximalen rechnerischen Kolbeneingangskraft von 40828 N (entspricht 160 bar beim Referenzsystem, Annahme der Kolbenfläche aus den Konstruktionsdaten, vgl. Kapitel 7.1.1) beträgt die gemessene Kolbenausgangskraft 39,1 kN (Genauigkeit Kraftsensor ± 50 N). Die Kraft im Dichtring F_{SEA} ergibt sich aus dem hydraulischen Druck p_{hyd} und der gemessenen Kolbenausgangskraft F_K wie folgt:

$$F_{SEA} = p_{hyd} \cdot A_K - F_K \quad (5-19)$$

Wird diese auf die Kolbeneingangskraft bezogen, ergibt sich der Verlust der Kolbeneingangskraft, aufgrund der Dichtringreibung, wie in Abbildung 5-27 dargestellt.

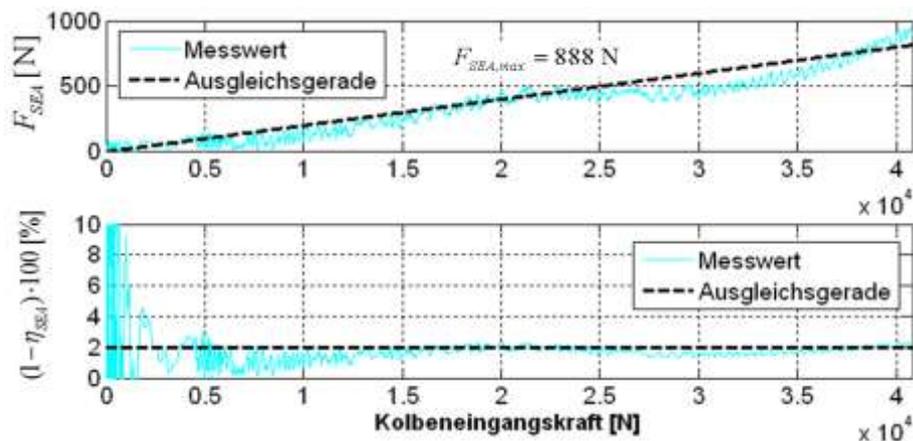


Abbildung 5-27: Kolbenausgangskraft und Dichtringverluste bei Druckerhöhung.

Erkennbar wird, dass die Dichtringkraft mit dem steigenden Druck annähernd linear zunimmt. Die Steigung der Ausgleichsgeraden beträgt 0,0217. Entsprechend ergibt sich ein mittlerer Verlust der Kolbenaus- zur Kolbeneingangskraft von 2,17 % und damit ein Dichtringwirkungsgrad η_{SEA} von gerundet 0,98.

Die druckabhängige Dichtringreibkraft wird in folgender Form modelliert:

$$F_{SEA}(p_{hyd}) = F_{R,SEA,0} + m_{F,SEA} \cdot F_{PIS,ein} \quad (5-20)$$

Der Erhöhungsfaktor m_F beträgt 0,0217. Die Verschiebekraft erhöht sich entsprechend linear zur Kolbeneingangskraft (die im Simulationsmodell für jeden Zeitschritt bekannt ist). Die Parametrierung erfolgt durch die Ausgangssteifigkeit (vgl. Abbildung 5-24) von 1625 N/mm und die druckabhängige maximale Verschiebekraft. Zur Implementierung wird das Backlash-Modell¹⁹¹ verwendet. Die Simulation gibt die zur Parametrierung verwendeten maximalen Verschiebekräfte (druckabhängiger Verlust der Kolbeneingangskraft von 2,17 %) genau wieder. Auf eine vergleichende Darstellung wird an dieser Stelle verzichtet.

Zur Untersuchung des vermuteten Effektes des Kolbenverklemmens (vgl. Modellvorstellungen aus Kapitel 4.1.1 und 4.1.2) wird der in Abbildung 5-23 dargestellte Versuchsaufbau verwendet. Im Unterschied zum Dichtringverschiebekraftversuch wird das Gehäuseteil gegenüber dem Kolben verdreht (um die z-Achse). Das Verdrehmoment zwischen Kolben und Gehäuse wird über eine Kraftmessdose im Abstand zum Drehpunkt erfasst. Die Erhöhung des eingeleiteten Momentes erfolgt von 100 Nm bis 300 Nm in Intervallen von 50 Nm. Ein Kolbendichtring ist nicht verbaut. Der Verschiebeweg wird ebenfalls per Dreiecksfunktion mit einer Amplitude von $\pm 1,5$ mm und einer Verschiebegeschwindigkeit von 0,6 mm/s vorgegeben. In Abbildung 5-28 sind die gemessenen Verschiebekraftverläufe dargestellt.

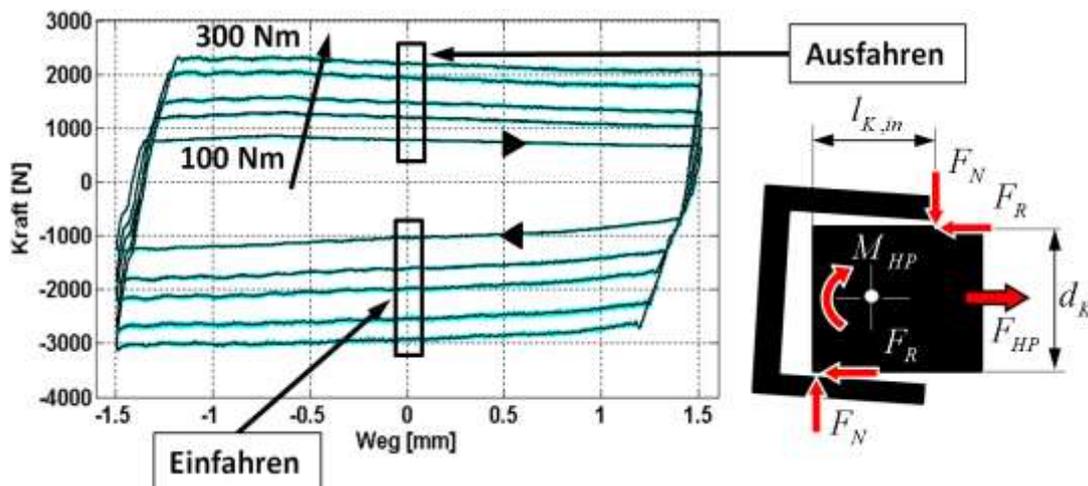


Abbildung 5-28: Gemessene Reibung zwischen Kolben und Gehäuse.

Erkennbar wird, dass sich die Reibkräfte mit zunehmendem Moment erhöhen. Des Weiteren zeigt sich, dass die Verschiebekräfte für das Einfahren des Kolbens größer ausfallen als die des Ausfahrens. Die Ursache dafür besteht in einer Selbstverstärkung beim Einfahren des Kolbens und einer Selbstschwächung beim Ausfahren des Kolbens

¹⁹¹ Internetquelle: <http://www.mathworks.de/help/toolbox>, besucht am 17.08.2011

(vgl. Modellvorstellung in Abbildung 5-28). Die mittlere Verschiebekraft (Mittelwert aus Ein- und Ausfahren um die Nullposition des Weges) bei 300 Nm beträgt 2560 N.

Mit der bekannten Verschiebekraft F_{HP} lässt sich durch Kräftegleichgewicht in Verschieberichtung und Momentengleichgewicht um den zentralen Drehpunkt in der Kolbenmitte der Reibwert zwischen Kolben und Gehäuse wie folgt berechnen¹⁹²:

$$\mu_K = \frac{F_{HP} \cdot l_{K,in}}{2 \cdot M_{HP}} \quad (5-21)$$

Mit der mittleren Kraft F_{HP} von 2597 N (Ausgleichsgerade vgl. Abbildung 5-29), dem bekannten eingeleiteten Moment M_{HP} von 300 Nm und der im Gehäuse befindlichen Kolbenlänge $l_{K,in}$ von 43,20 mm (vgl. auch Anhang Kapitel 11.1) ergibt sich ein mittlerer Reibwert μ_K von 0,19. Dieser Reibwert wird zur Parametrierung der Reibung zwischen Kolben und Gehäuse verwendet.

Zur Modellimplementierung wird die Verbindung zwischen Kolben und Kolbenführung über einen inneren und einen äußeren Kontaktpunkt modelliert (Positionierung entspricht den Angriffspunkten der Normalkräfte F_N in Abbildung 5-28). Das Spiel zwischen Kolben und Kolbenführung beträgt, dem Referenzsystem entsprechend, 30 μm (vgl. Kapitel 7.1.1). Die Kolbenradialkräfte (entspricht F_N in Abbildung 5-28) werden zu jedem simulierten Zeitschritt berechnet und Reibkräfte induziert. Zur Implementierung der Reibkräfte wird der bereits in Kapitel 5.1.2 vorgestellte Ansatz zur Beschreibung des Reibwertes in Abhängigkeit der Reibgeschwindigkeit verwendet.

Zur Teilmodellprüfung wird die herausgetrennte Einheit des Gehäuses mit dem Kolben modelliert. Wie im Versuch wird der Kolben durch eine Wegvorgabe bewegt. Stufenweise wird das Kolbenverdrehmoment vorgegeben und die Verschiebekraft berechnet. Das Dichtringmodell ist ausgeschaltet. In Abbildung 5-29 sind die experimentellen sowie die simulierten Verschiebekräfte dargestellt.

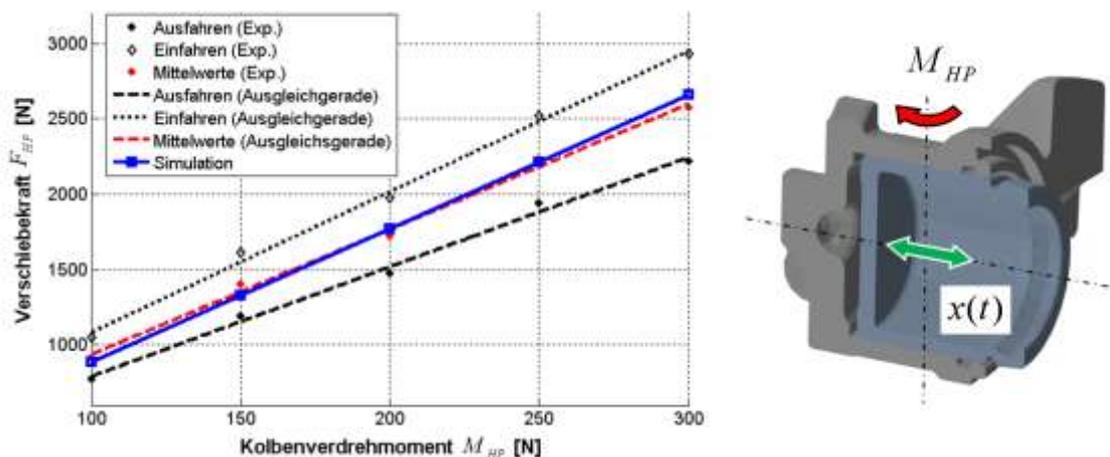


Abbildung 5-29: Kolbenverschiebekraft im Versuch und Simulation.

¹⁹² In Anlehnung an: Popov: Kontaktmechanik und Reibung, 2009, S. 145 ff.

Dargestellt sind die gemessenen Verschiebekräfte (vgl. Abbildung 5-28) für den Bereich des Ein- und Ausfahrens sowie deren Ausgleichsgeraden und die Mittelwerte (aus Ein- und Ausfahren). Das Simulationsmodell zeigt ebenfalls eine Erhöhung der Verschiebekraft mit dem zunehmenden Kolbenverdrehmoment. In Tabelle 5-6 sind die Werte zum Vergleich aufgelistet.

Tabelle 5-6: Vergleich der Messwerte und der Simulationswerte beim Kolbenverklemmen.

	100 Nm	150 Nm	200 Nm	250 Nm	300 Nm
Exp. Ausfahren	792 N	1155 N	1518 N	1881 N	2244 N
Exp. Einfahren	1084 N	1550 N	2017 N	2483 N	2949 N
Exp. Mittlere	938 N	1353 N	1767 N	2182 N	2597 N
Simulation	885 N	1328 N	1771 N	2214 N	2658 N
Abweichung proz.	-5,5 %	-1,8 %	+0,2 %	+1,4 %	+2,3 %

Demnach beträgt die größte Abweichung zwischen der gemessenen und simulierten mittleren Verschiebekraft -5,5 %.

5.2 Zwischenfazit

Im Rahmen dieses Kapitels wurden Ergebnisse unterschiedlicher experimenteller Komponentenversuche vorgestellt. Basierend auf diesen Ergebnissen wurden Modellmodule entwickelt, die den virtuellen Komponentenversuch wiedergeben.

Zur Simulation des Belagdeformationsverhaltens wurde ein Belagmodell, basierend auf fünf unterschiedlich gewichteten Federn, entwickelt. Das Belagmodell wurde zusammen mit dem Dämpfungsblechmodell in einem Starrkörpermodell verschaltet. Dieses bildet den virtuellen K6-Versuch ab. Der Vergleich zwischen dem gemessenen und dem simulierten Kolbenverschiebungsweg zeigt Abweichungen in der Deformation (bei den ausgewählten Werten von 80 bar und 160 bar) von maximal +0,39 %.

Zur Messung der Reibwerte zwischen den Bremsenkomponenten wurden Reibversuche am Hydropulser durchgeführt. Für die Reibkraftbeschreibung in einer Richtung wird ein abgewandelter Modellierungsansatz verwendet. Dieser zeichnet sich gegenüber dem von Coulomb durch einen stetigen Verlauf aus. Für die Beschreibung der Reibkraft in der Ebene (flächige Reibung) wurde der eindimensionale Ansatz erweitert. Das Reibkraftmodul wird unterschiedlich parametrisiert an verschiedenen Stellen im Gesamtsattelmodell eingesetzt.

Zur Analyse des Verschleißansatzes von Archard et al. (auf Basis der Reibarbeit) wurden Komponentenversuche am Hydropulser mit Bremsbelagproben sowie Versuche am SMP durchgeführt. Beide Versuchsdurchführungen zeigen die Gültigkeit des Verschleißansatzes (im Rahmen der dargestellten Streuung). Die reibarbeitbezogene Verschleißkonstante am Hydropulser bei Raumtemperatur beträgt 23,56 mm³/MJ, die am SMP (bei gemessenen 300 °C) beträgt 222,42 mm³/MJ. Der Verschleißansatz wurde

erweitert, so dass er auf die fünf diskreten Federn des Belagmodells angewendet werden kann (Verkürzung der Federlänge als Funktion der Reibarbeit).

Zur Untersuchung des Gehäusedeformationsverhaltens wurden experimentelle Deformationsversuche am Hydropulser durchgeführt. Die Ergebnisse dieser Versuche wurden mit Berechnungsergebnissen eines FEM-Modells verglichen. Nach Verbesserung der Randbedingungen des FEM-Modells entsteht eine Abweichung hinsichtlich der Maximaldeformation von -14,1 %. Deutlich wird, dass sich beide Seiten des Gehäuses bei gleicher Kraft unterschiedlich verformen, was die Modellvorstellungen (vgl. Kapitel 4.1.1) stützt. Ein Starrkörpermodell des Gehäuses, das den virtuellen Gehäusedeformationsversuch abbildet, wurde erstellt. Zur Parametrierung der Drehfedersteifigkeiten werden die beidseitigen Deformationen (KS und FS) des FEM-Modells verwendet. Die Abweichungen betragen, in Bezug zum FEM-Modell, +0,016 %.

Zur Deformationsanalyse des Bremsenhalters wurden unterschiedliche Versuche am Hydropulser durchgeführt. Diese zeigen ein nichtlineares Kraft-Deformationsverhalten, welches auch vom Anschraubmoment an der Halterbefestigung beeinflusst wird. Zur Simulation wurde ein von den vorherigen Modellvorstellungen (vgl. Kapitel 4.1.2) abweichendes Starrkörpermodell entwickelt, das den virtuellen Halterdeformationsversuch abbildet. An der Anschraubung des Gehäuses zum Achsschenkel wird die zuvor entwickelte Reibkraftbeschreibung (vgl. Kapitel 5.1.2) implementiert. Verglichen wird zunächst das Deformationsverhalten ohne Anschraubreibung (zwischen FEM und Starrkörpermodell). Demnach entsteht eine Abweichung von +0,3 %. Im zweiten Ansatz wird das Verhalten mit Anschraubreibung verglichen (zwischen dem Versuch und dem Starrkörpermodell). Das erwartete und gemessene Deformationsverhalten wird qualitativ wiedergegeben, die Abweichungen vergrößern sich auf +5,5 %.

Zudem wurden die sich im Kraftfluss an der Radbremse befindlichen Dämpfungshülsen untersucht. Festgestellt wurde, dass sich die maximale Verschiebekraft in Abhängigkeit der Parameter Verdrehwinkel und Radialkraftbeanspruchung erhöht. Zur Implementierung wird das Verhalten durch die Parameter Deformationssteifigkeit, maximale Verschiebekraft und Verschiebekrafterhöhung (in Abhängigkeit der an der Radbremse entstehenden Radialbelastung in den Dämpfungshülsen) beschrieben.

In weiteren Versuchen am Hydropulser wurden der Kolbendichtring sowie der Kontakt zwischen dem Kolben und dessen Führung im Gehäuse analysiert. Festgestellt wurde, dass sich die Hysteresekurve des Kolbendichtringes gegenüber der der Dämpfungshülsen durch einen komplexeren Verlauf auszeichnet. Dabei besitzt die Lüftspielphase einen Einfluss auf die Deformationssteifigkeiten in unterschiedliche Richtungen. In Messungen der Kolbenausgangskraft wurde festgestellt, dass sich diese gegenüber der Kolbeneingangskraft (rechnerisch aus Druck und Kolbenfläche) um 2,17 % reduziert. Die Implementierung des Dichtringverhaltens erfolgte über die Deformationssteifigkeit, die Verschiebekraft und eine druckabhängige Erhöhung der Verschiebekraft.

Versuche zum Kolbenverkleben zeigen, dass sich die mittlere Verschiebekraft zwischen Kolben und Gehäuse, bei Einleitung eines Momentes von 300 Nm, auf bis zu 2560 N erhöht. Basierend auf der gemessenen Verschiebekraft und dem eingeleiteten Moment lässt sich der Reibwert zwischen Kolben und Kolbenführung berechnen. Dieser ist zur Parametrierung des Simulationsmodells erforderlich. Die Einheit Kolben und Gehäuseteil wird in einem virtuellen Komponentenversuch aufgebaut. Analog zum experimentellen Versuch wird der Kolben zum Gehäuse, bei gleichzeitig eingeleitetem Moment, verschoben. Verglichen werden die simulierten mit den zuvor gemessenen Verschiebekräften. Dabei entstehen Abweichungen von maximal -5,5 %.

6 Gesamtmodell

6.1 Aktualisierung der physikalischen Modelle

Die ersten Modellvorstellungen zum Verhalten der Radbremse unter statischer und dynamischer Belastung (vgl. Kapitel 4.1) basieren auf den in der Literatur vorhandenen Modellansätzen (vgl. Kapitel 2.2.1). Unklarheiten und fehlende Modellkomponenten wurden in Kapitel 3.1 aufgezeigt und in Komponentenversuchen (vgl. Kapitel 5) experimentell untersucht. Ergebnisse der Untersuchungen sind entwickelte Modellmodule, die das Komponentenverhalten verschiedener Radbremsenbestandteile im virtuellen Komponentenversuch abbilden. Die Ergebnisse der Versuche führen ebenfalls zu erforderlichen Änderungen der ersten physikalischen Modellvorstellungen, die im Folgenden aufgezeigt werden.

6.1.1 Modifizierung der Halterdiskretisierung

Die Modellvorstellung des Gehäuses, bestehend aus drei Starrkörpern und zwei unterschiedlichen Drehfedersteifigkeiten, d.h. unterschiedlichem Deformationsverhalten auf der KS und der FS, passt zu dem beobachteten Deformationsverhalten im Versuch (vgl. Kapitel 5.1.4). Die ursprüngliche Diskretisierung des Halters (vgl. Abbildung 4-4) erfordert dagegen eine Anpassung, die in Abbildung 6-1 dargestellt ist.

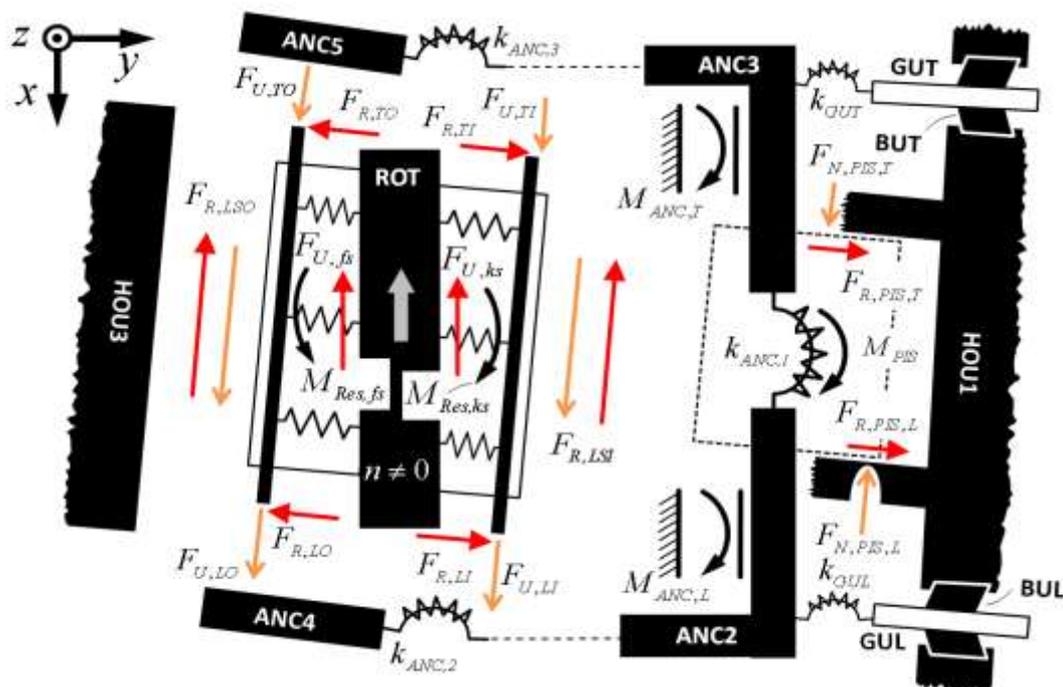


Abbildung 6-1: Aktualisierung der Modellvorstellung des dynamischen Zuspansprozesses.

Der Halter in der ersten Modellvorstellung besteht aus fünf Starrkörpern, die über vier Drehfedern gekoppelt sind. Die Ergebnisse aus Kapitel 5.1.5 zeigen, dass der einlaufsei-

tige und auslaufseitige Teil des Halters gekoppelt sind. Eine geeignete Diskretisierung ist ein mittig positioniertes Drehgelenk mit der Steifigkeit $k_{ANC,1}$ zwischen den beiden Starrkörpern ANC2 und ANC3. Dadurch wird der Halter in insgesamt vier Starrkörper, die über drei Drehfedern gekoppelt sind, unterteilt.

Aufgrund der geänderten Halterdiskretisierung sind auch die Belagführungsspiele zwischen den Rückenplatten und den Führungsnuten in den Halterarmen (Pull/Push-Auslegung) gekoppelt. Dies bedeutet, dass sich bei einer Belastung der Einlaufseite des Halters die Push-Spiele zwischen beiden auslaufseitigen Hammerköpfen und dem auslaufseitigen Halterarm verringern. Folglich kann auch bei gezogenen Belägen nicht zwingend von einer alleinigen Pull-Abstützung ausgegangen werden. Demnach sind in vorheriger Darstellung die auslaufseitigen Abstützkräfte $F_{U,II}$ und $F_{U,TO}$ ergänzt. Durch diese entstehen die Reibkräfte $F_{R,II}$ und $F_{R,TO}$, die den Zuspannprozess beeinflussen.

Ein weiteres Ergebnis der Komponentenversuche ist, dass auch bei vorgeschriebenem Anschraubmoment von 130 Nm an beiden Anschraubstellen, eine Verdrehung entsteht. Diese beeinflusst das Deformationsverhalten. Folglich darf die Befestigung des Halters am Achsschenkel nicht als Festgelenk ausgeführt werden. Geeigneter sind Drehgelenke mit Reibung an den Anschraubstellen. Dementsprechend werden die zwei Reibmomente $M_{ANC,L}$ und $M_{ANC,T}$ an den Anschraubstellen (vgl. Abbildung 6-1) ergänzt.

6.1.2 Spannkraftreduzierende Modellmodule

In Kapitel 5.1.6 wurde gezeigt, dass die mittlere Verschiebekraft der Bushings 32,5 N beträgt. Bei Annahme einer Radialkraft von 4 kN (prüfstandsbedingte Annahme) steigt diese auf 108,5 N. Dadurch entsteht eine Spannkraftreduktion (bezogen auf 160 bar) von 0,27 %.

Wird von einem maximalen Reibwert μ_B von 0,5 zwischen den Belägen und der Scheibe ausgegangen und einer idealen Spannkraft F_{Sp} von 40,8 kN (160 bar beim Referenzsystem), ergibt sich nach Formel (2-6) die überschlägige Umfangskraft wie folgt:

$$F_U = 2 \cdot F_{Sp} \cdot \mu_B = 2 \cdot 40,8 \text{ kN} \cdot 0,5 = 40,8 \text{ kN} \quad (5-22)$$

Bei kompletter Abstützung dieser über ein Bushing (Radialkraftbeanspruchung im Bushing) berechnet sich die maximale Verschiebekraft im Bushing zu:

$$F_{R,BUS} = F_{R,BUS,0} + m_F \cdot F_{N,BUS} = 32,5 \text{ N} + 0,0191 \cdot 40800 \text{ N} = 812 \text{ N} \quad (5-23)$$

Die überschlägige Bushingverschiebekraft beträgt dann bei dieser Grenzwertbetrachtung 812 N. Wird angenommen, dass durch diese die Spannkraft der FS reduziert wird, beträgt der Verlust 1,99 %.

Des Weiteren wurde gezeigt, dass die Verschiebekraft zwischen Kolben und Dichtring durch den Innendruck ansteigt, so dass von der Kolbeneingangskraft von 40,8 kN (bei 160 bar) nur 39,9 kN als Kolbenausgangskraft gemessen werden. Die Verschiebekräfte

steigen bei 160 bar bis auf 888 N an, was einer Reduktion der Spannkraft von 2,17 % entspricht.

Von größerem Einfluss ist der Effekt des Kolbenverklemmens. Es zeigt sich, dass bei Einleitung eines Verkippmoments von 300 Nm die mittlere Verschiebekraft zwischen Kolben und Gehäuse auf bis zu 2560 N ansteigt. Unklar ist, wie groß dieser Einfluss beim Zuspansprozess an der Radbremse ist. Wird als Grenzwertbetrachtung angenommen, dass die halbe Umfangskraft (unter den zuvor getroffenen Annahmen beträgt die Umfangskraft 40,8 kN) am Kolben in Umfangsrichtung (negative x -Richtung, vgl. Abbildung 6-1) angreift, ergibt sich das eingeleitete Moment im Kolben wie folgt:

$$M_K = 0,5 \cdot F_U \cdot \frac{l_K}{2} = 0,25 \cdot 40,8 \text{ kN} \cdot 55 \text{ mm} = 561 \text{ Nm} \quad (5-24)$$

Darin ist l_K die Länge des Bremskolbens (komplett ausgefahren als Annahme für den Extremfall). Die Verschiebekraft zwischen Kolben und Gehäuse berechnet sich entsprechend:

$$F_R = \frac{M_K}{M_{HP}} \cdot F_{HP} = \frac{561 \text{ Nm}}{300 \text{ Nm}} \cdot 2560 \text{ N} = 4790 \text{ N} \quad (5-25)$$

Bezogen auf die theoretische Spannkraft von 40,8 kN ergibt sich somit eine Spannkraftreduktion von 11,73 %.

Die abgeschätzten Spannkraftreduktionen zeigen die zu erwartenden Abweichungen in der Simulation bei Vernachlässigung der Effekte. Im Rahmen dieser Modellierung werden die Effekte wie zuvor dargestellt implementiert.

6.1.3 Belagbewegungen reduzierende Effekte

Entstehende Reibkräfte zwischen den Hammerköpfen und den Halterarmen an der Auslaufseite besitzen der erweiterten Modellvorstellung nach auch einen Einfluss auf die radialen Belagbewegungen, wie in Abbildung 6-2 dargestellt.

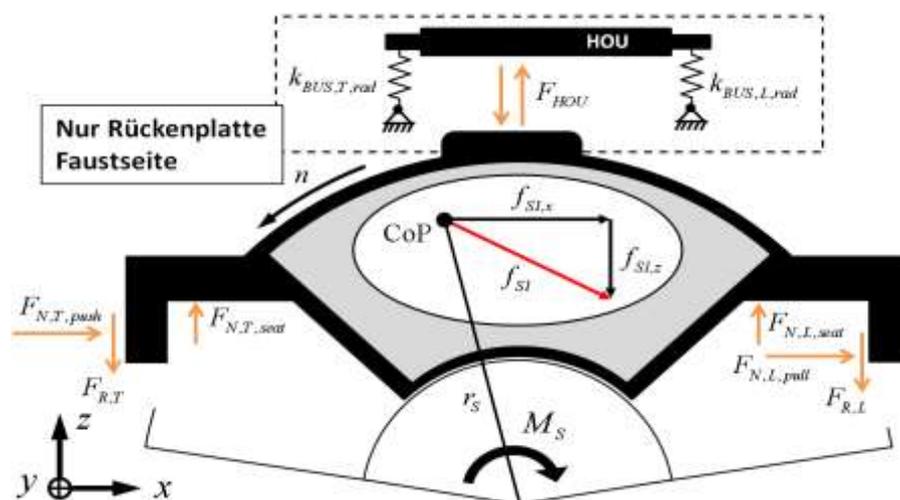


Abbildung 6-2: Belagbewegungen beeinflussende Kräfte.

Abgebildet ist die faustseitige Rückenplatte mit dem Dämpfungsblech. Der Belag wird über die Abstützkräfte an der Ein- und Auslaufseite abgestützt. An den Abstützstellen entstehen auch Reibkräfte, die den Zuspännprozess (vgl. Abbildung 6-1) und die radialen Belagbewegungen (vgl. Abbildung 6-2) beeinflussen.

Neben den Reibkräften an den Hammerköpfen besitzen auch die Reibkräfte zwischen den Dämpfungsblechen und dem Kolben bzw. dem faustseitigen Gehäuseteil einen Einfluss auf die entstehenden Belagbewegungen. Der Modellvorstellung nach ist der Kraftangriffspunkt dieser Reibkraft das Zentrum der Flächenpressung (CoP) zwischen den Dämpfungsblechen und den im Kontakt stehenden Bauteilen. Die Wirkrichtung ist, im Unterschied zu der zwischen den Belägen und der Scheibe (wird definiert durch die Drehrichtung der Scheibe), nicht bekannt. Sie ergibt sich durch die sich einstellende Verschiebung in der Kontaktfläche (vgl. Reibung in der Ebene aus Abbildung 5-10). Die Verschiebung wiederum ergibt sich durch die Halterdeformation, die radiale Bushingsteifigkeit und das Spiel zwischen den Rückenplatten und den Führungsnuten im Halter (Pull/Push-Spiel).

Aufgrund der Kraftkopplung zwischen der FS und der KS über das Gehäuse (vgl. Modellvorstellungen nach Samie et al. und Ballinger aus Kapitel 2.2.1.7) beeinflussen entstehende Reibkräfte auf der einen Seite der Radbremse auch die der anderen Seite. Sind die Abstützkräfte der KS und die der FS gekoppelt, besteht ebenfalls eine Kopplung zwischen den Hammerkopfreibkräften. Diese Kopplung der Abstützkräfte und der Hammerkopfreibkräfte besitzt zudem einen Einfluss auf die radialen Belagbewegungen.

Eine Besonderheit besteht beim faustseitigen Belag. Dessen Rückenplatte besitzt einen Anschlag in z -Richtung zum Gehäuse. Das bedeutet, dass sich dieser Belag bei entstehenden radialen Belagbewegungen am Gehäuse abstützt. Die Abstützkraft wird über das Gehäuse auf die KS übertragen und führt dort zu einer zusätzlichen Belastung.

6.2 Komposition zum Gesamtmodell

Die aus dem Stand der Technik abgeleiteten Wirkprinzipien an der Radbremse wurden zunächst in Form von physikalischen Modellvorstellungen zusammengefasst (vgl. Kapitel 4.1). Aufgezeigt wurden Defizite zwischen den vorhandenen Modellvorstellungen und den zur Modellierung der Radbremse benötigten Inhalten. Benötigte und nicht vorhandene Modellmodule wurden in verschiedenen Komponentenversuchen experimentell untersucht (vgl. Kapitel 5). Erkenntnisse der Komponentenversuche führten auch zu Änderungen der physikalischen Modelle. Im Rahmen dieses Kapitels wird dargestellt, wie die Modellmodule zu einem Gesamtmodell der Radbremse zur Durchführung virtueller Prüfstandsversuche verschaltet werden.

Die Strukturierung der Modellmodule im Gesamtmodell der Radbremse leitet sich direkt aus der Baugruppenstruktur im CAD-System ab (vgl. Anhang Kapitel 11.1). Die Beschreibung der für die Starrkörpermodelle benötigten Geometrie erfolgt über räum-

dynamik verwendet. Die Schnittstellenbeschreibung (Starrkörperkopplung) erfolgt, auf Basis der bekannten mathematischen Zusammenhänge, in reiner Simulinkbeschreibung. Das Blockschaltbild des Gesamtmodells der Radbremse ist in Abbildung 6-4 dargestellt.

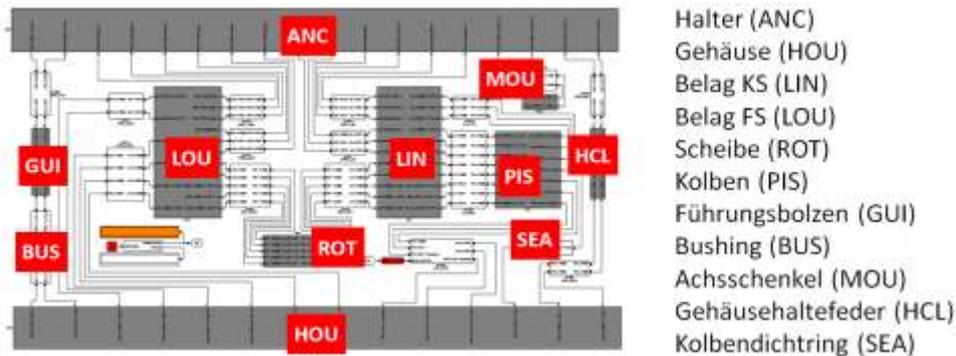


Abbildung 6-4: Blockschaltbild des entwickelten Radbremsenmodells.

Das Gesamtmodell besteht aus 15 Modellmodulen, die jeweils einen eigenständigen virtuellen Komponentenversuch beschreiben. SimMechanics besitzt eine Standardvisualisierung der modellierten Starrkörper. Somit lassen sich die modellierten räumlichen Vektoren der Radbremse veranschaulichen, wodurch Modellierungsfehler vermieden werden können. Ergänzend wird eine Darstellung als Virtual-Reality-Modell (VR) entwickelt. Diese Visualisierung kann direkt aus dem CAD-System für jedes Bauteil der Radbremse abgeleitet werden. Sie dient nur der deutlicheren Darstellung. Eine Kopplung an das CAD-System besteht nicht. Beide Visualisierungsarten (mathematische Beschreibung identisch) sind in Abbildung 6-5 dargestellt.

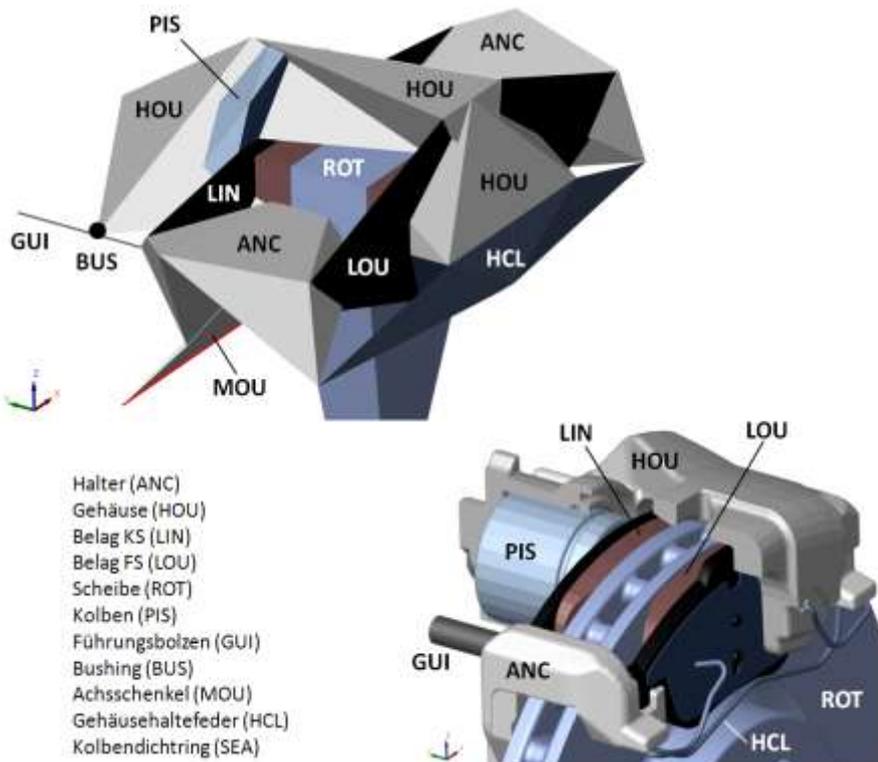


Abbildung 6-5: Visualisierung des Radbremsenmodells.

Das Gehäuse wird aus drei und der Halter aus vier gekoppelten Starrkörpern zusammengesetzt. Somit besteht das Gesamtmodell aus 20 über räumliche Koordinaten beschriebenen Starrkörpern.

Jede Modellkomponente besitzt ein lokales Koordinatensystem (CS) in Bezug zum globalen Koordinatensystem (World) des Sattels (Befestigung des Halters am Achsschenkel). Die räumliche Geometrie wird über geometriebeschreibende Koordinatensysteme (VC) in Bezug zum lokalen Koordinatensystem (CS) beschrieben.

Alle modellierten Geometrieinformationen der 20 Starrkörper lassen sich (neben allen modellierten physikalischen Parametern) unabhängig von vollparametrierten CAD-Modellen verändern. Das CAD-System kann aber zur vereinfachten Parametrierung (wenn Konstruktionsdaten zur Verfügung stehen) genutzt werden. Zur Verwaltung der Parameter besteht zudem Datenbankunterstützung.

7 Prüfung des Gesamtmodells

7.1 Versuchsvorbereitungen

Basierend auf den Modellvorstellungen im Stand der Technik (vgl. Kapitel 2.2) wurden im Rahmen dieser Arbeit physikalische Modelle zum Systemverhalten der Radbremse abgeleitet (vgl. Kapitel 4.1). Einzelne Modellmodule wurden in verschiedenen Komponentenversuchen (vgl. Kapitel 5) experimentell geprüft und die Modellvorstellungen der Radbremse aktualisiert (vgl. Kapitel 6.1). Alle dargestellten Modellvorstellungen wurden in einem Simulationsmodell der Radbremse, auf Basis gekoppelter Starrkörper, implementiert (vgl. Kapitel 6.2). Im Rahmen dieses Kapitels werden die mit dem Modell berechneten Simulationsergebnisse mit denen einer Versuchsserie am Schwungmassenprüfstand (SMP) verglichen.

7.1.1 Untersuchtes Bremssystem

Für den Vergleich der mit dem Simulationsmodell berechneten Ergebnisse und dem experimentellen Versuch wird eine beispielhafte Radbremse¹⁹⁵ (Schwimmattel der FN3-Bauform, vgl. auch Anhang Kapitel 11.1) ausgewählt. Dabei handelt es sich um eine Radbremse der Vorderachse mit einem Bremskolbendurchmesser von 57 mm. Beide Beläge besitzen Dämpfungsbleche. Das Referenzsystem ist in Abbildung 7-1 dargestellt.



Abbildung 7-1: Referenzsystem zur Prüfung des Simulationsmodells.

Um den grundsätzlichen Modellierungsansatz experimentell am Beispiel des ausgewählten Referenzsystems zu prüfen, wird die Auswahl eines geeigneten Testszenarios notwendig. Bei der Auswahl stehen die folgenden Anforderungen im Vordergrund:

- Umsetzbarkeit am Prüfstand

¹⁹⁵ Continental: Radbremse Renault X95/L43 16 Zoll, 2008

- Hohe Belastung ohne Bauteilversagen
- Reduzierung von Wechselwirkungen unterschiedlicher Effekte

Als maximale Belastung bei den Bremsungen wird eine Fahrzeugverzögerung von 10 m/s^2 als Zielgröße vorgesehen.

Da der Reibwert zwischen den Belägen und der Scheibe grundsätzlich von den Größen Reibgeschwindigkeit und Temperatur abhängig sein kann¹⁹⁶, werden diese Größen möglichst konstant gehalten. Bezüglich der Geschwindigkeit werden demnach Schleppbremsungen (konstante Scheibendrehzahl) ausgewählt. Um die Temperatur bei allen Bremsungen konstant und gering zu halten, wird eine langsame Scheibendrehzahl von 10 min^{-1} gewählt.

Das Druckeingangssignal am Prüfstand und das in der Simulation verwendete ist eine Druckrampe mit Vorkonditionierung (Bereich Vordruck), wie in Abbildung 7-2 dargestellt.

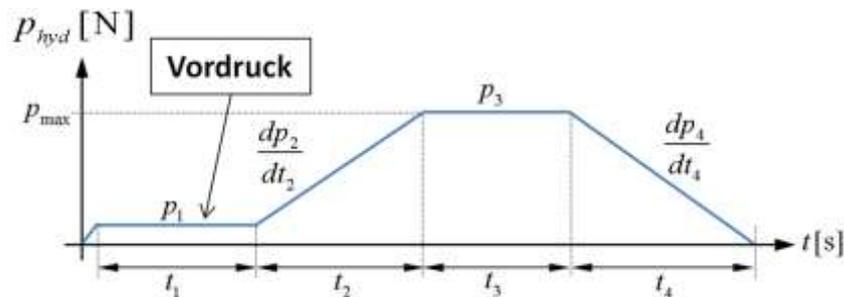


Abbildung 7-2: Testszenario zur Modellprüfung.

Erkennbar wird, dass zunächst ein Vordruck (2 bar) angefahren wird, um sicherzustellen, dass beide Beläge genau an der Scheibe anliegen. Der Vordruck wird für vier Sekunden gehalten, danach erfolgt der Druckanstieg. Der Maximaldruck wird für weitere vier Sekunden gehalten, abschließend folgt die Druckreduktion. Durch die geringe (aber praxisunrelevante) Drehgeschwindigkeit entstehen während der Bremsung keine Scheibenoberflächentemperaturen oberhalb von $40 \text{ }^\circ\text{C}$ (gemessen mit Schleifthermoelementen mittig auf den Reibflächen).

7.1.2 Entwickelte Messtechnik

Einen Schwerpunkt der Modellprüfung bilden die messtechnische Erfassung der Abstützkräfte zwischen den Hammerköpfen und den Halterarmen sowie die Untersuchung der radialen Belagbewegungen. Für letztere werden an den Hammerköpfen Messgestänge befestigt und die Bewegungen dieser in Bezug zur Anschraubung der Radbremse am Achsschenkel gemessen. Verwendet werden induktive Wegsensoren (Auflösung $\pm 10 \text{ }\mu\text{m}$). Dabei handelt es sich um ein standardisiertes Messverfahren. Bezüglich der

¹⁹⁶ Breuer, Bill: Bremsenhandbuch, S. 329 ff.

Abstützkräfte ist kein standardisiertes Messverfahren bekannt. Folgende Anforderungen stehen dabei im Vordergrund:

- Messung hoher Kräfte bei geringem Bauraum
- Gleichzeitige Messung aller Pull/Push-Kontakte
- Keine Veränderung des Deformationsverhaltens der Radbremse

Bauraumbedingt und aufgrund der Anforderung, den Deformationszustand der Radbremse nicht zu verändern, steht kein zur direkten Kraftmessung (z.B. mittels kalibrierter Kraftsensoren) geeignetes Konzept zur Verfügung. Optische Verfahren, mit denen beispielsweise die Bewegung der Halterarme erfasst werden kann, sind zwar grundsätzlich möglich, jedoch muss dann auf die vorhandenen Kräfte indirekt zurückgeschlossen werden. Aufgrund des räumlichen Deformationszustandes und dem Schließen und Öffnen von Bauteilkontakten während der Bremsung (z.B.: Übergang vom reinen Pull-Kontakt zum Push-Kontakt) ist dies eher ungeeignet.

Das ausgewählte Messtechnikkonzept besteht aus an den Halterarmen befestigten Dehnungsmessstreifen (DMS). Eine alternative Anbringung der DMS an den Hammerköpfen ist zwar grundsätzlich geeignet, besitzt aber den Nachteil, dass an den Hammerköpfen Materialentfernungen (um einen eindeutigen Zugbereich und einen eindeutigen Druckbereich zu erzeugen) erforderlich werden. Letzteres verringert die Biegesteifigkeit der Hammerköpfe, wodurch ein Einfluss auf die radialen Belagbewegungen erwartet wird. Somit stehen Materialentfernungen im Widerspruch zu den Anforderungen.

Im Vergleich zu einem idealen Biegebalken, der zur Befestigung von DMS ideal ist, ist die Auslegung schwieriger. Die Gründe dafür sind der komplexe räumliche Spannungszustand und unsymmetrische Halterarmquerschnitte, wie in Abbildung 7-3 dargestellt.

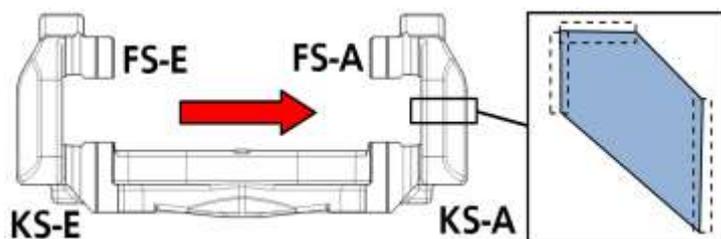


Abbildung 7-3: Unsymmetrischer Halterarmquerschnitt.

Die Abstützkräfte sind an den Kontaktstellen KS-E, KS-A, FS-E und FS-A zu messen.

Zur Untersuchung des Spannungszustandes bei einer Belastung durch die Umfangskraft werden mehrere Berechnungen mittels der FEM¹⁹⁷ durchgeführt. In Abbildung 7-4 sind die berechneten Spannungszustände für einen Kontaktpunkt der KS und einen Kontaktpunkt der FS zusammen mit den befestigten DMS-Sensoren dargestellt (angenommene Umfangskraftbelastung in der FEM 2,5 kN).

¹⁹⁷ FEM mittels Abaqus

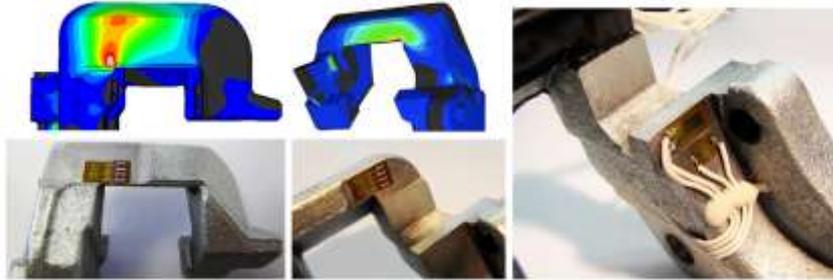


Abbildung 7-4: DMS-Sensoren an den Halterarmen und Spannungszustand mittels FEM.

Geeignete Positionen für die Befestigung der Sensoren sind die Bereiche der größten Spannungen in der Bauteiloberfläche, wie sie in Abbildung 7-4 berechnet sind. Jeweils an den gegenüberliegenden Stellen eines Halterarms (in Umfangsrichtung) werden gleiche Sensoren befestigt. Die Verschaltung erfolgt als Halbbrücke. An der einlaufseitigen KS werden bauraumbedingt beide Sensoren an einer Seite positioniert, wodurch die Aufteilung in einen Zug- und Druckbereich nicht so klar abgegrenzt ist wie bei den Sensoren für die FS (vgl. Lastfall Anhang Abbildung 11-11). Die Kalibrierung jedes Sensors wird mit dem bereits in Abbildung 5-16 dargestellten Komponentenaufbau am Hydropulser durchgeführt. Als Kraftangriffspunkte der Hammerköpfe werden die Hammerkopfpositionen bei anliegenden und unverschlissenen Belägen angenommen. Der Einfluss der Belagdeformation (angenommene Verschiebung um $200\ \mu\text{m}$) führt bei der Umfangskraft von $2500\ \text{N}$ zu Kraftabweichungen an den Positionen KS-E, FS-E und FS-A von $45\ \text{N}$, $13\ \text{N}$ und $5\ \text{N}$. Dadurch entstehen maximale Abweichungen von weniger als $1,8\ \%$. Des Weiteren wird der Einfluss der Radialkraft (aufgrund von Auflagekräften der Hammerköpfe auf die Halterarme in z -Richtung) auf eine zu messende Tangentialkraft (in x -Richtung) geprüft (vgl. Anhang Kapitel 11.2.3). Demnach sind Fehler von höchstens $5\ \%$ zu erwarten.

7.1.3 Versuchsaufbau am Schwungmassenprüfstand

Zur Modellprüfung wird der Schwungmassenprüfstand (SMP) eingesetzt, der grundsätzliche Aufbau ist in Abbildung 7-5 dargestellt.

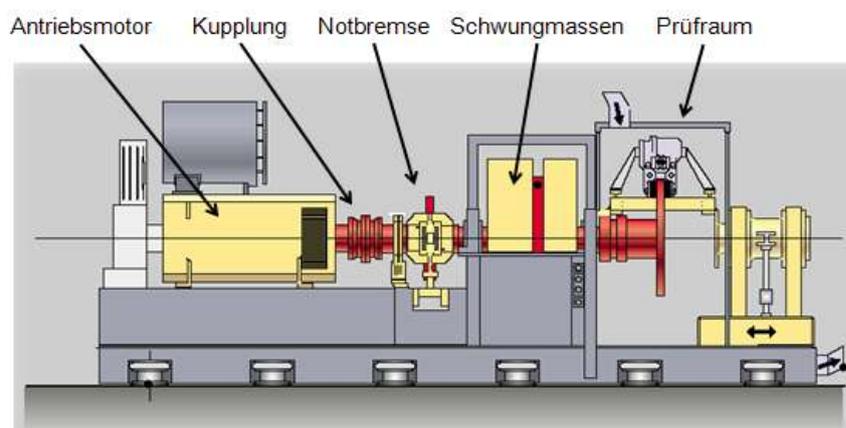


Abbildung 7-5: Schwungmassenprüfstand zur Modellprüfung.

Der Prüfstand besitzt folgende technische Daten:

- Leistung 220 kW
- Drehzahl 0...2800 1/min
- Max. Schleppmoment 2550 Nm
- Max. Moment 5000 Nm
- Druck 0...250 bar
- Max. Druckaufbau 250 bar/s

Die Datenerfassung wird mittels der Aufzeichnungssoftware Diadem und Labview durchgeführt. Die Prüfstandsteuerung erfolgt durch die Software x-brake. Die Abtastrate beträgt 1 kHz.

Standardaufzeichnungssignale des Prüfstandes sind die Zeit, der Bremsdruck, das Bremsmoment, die Volumenaufnahme und die Temperatur (zur Kontrolle der maximalen Scheibentemperatur). Der Bremssattel mit den Gestängen zur Messwerterfassung der radialen Belagbewegungen und dem kalibrierten DMS-Halter wird wie in Abbildung 7-6 dargestellt am Achsschenkel im Prüfraum montiert.

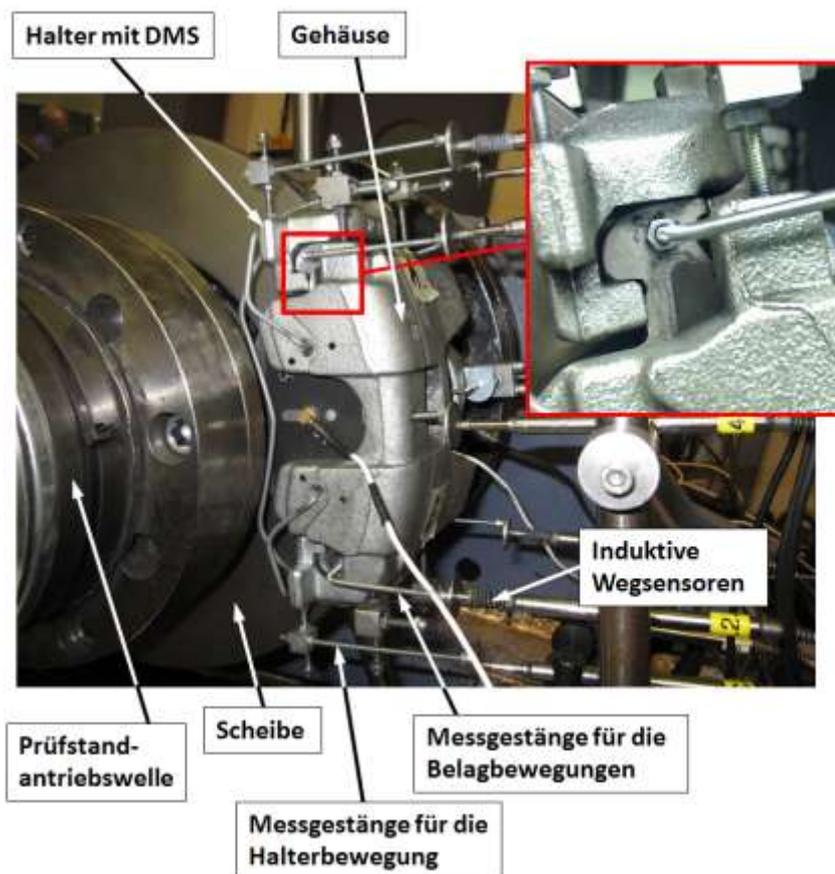


Abbildung 7-6: Aufbau der Radbremse mit Sensorik am SMP.

Acht induktive Wegsensoren erfassen die radialen Bewegungen aller vier Hammerköpfe in Bezug zur Anschraubung der Radbremse am Achsschenkel sowie die radialen Bewegungen der Halterarme. Die Differenzen zwischen den gemessenen Hammerkopfwegen

und den radialen Halterdeformationswegen ergeben die Hammerkopfbewegungen (in Bezug zur Auflage auf dem Halter). Des Weiteren wird der kalibrierte DMS-Halter montiert, der die Umfangskräfte an den Kontaktpunkten der Hammerköpfe zum Halter in Umfangsrichtung erfasst.

7.2 Vergleich zwischen Simulation und Versuch

In den folgenden Kapiteln wird der Vergleich zwischen den simulativ berechneten und den am SMP gemessenen Ergebnissen dargestellt. Zur Berechnung der Simulationsergebnisse wird das zur Prüfstandsteuerung verwendete Druckeingangssignal verwendet (vgl. Abbildung 7-2). Aufgrund von Schwankungen im Deformationsverhalten der Beläge (vgl. Abbildung 5-2) wird zur Parametrierung des Belagmodells (vgl. Abbildung 5-4) immer die Steifigkeitskennlinie verwendet, die den im Versuch eingesetzten Belägen entspricht. Die benötigten Simulationszeiten liegen zwischen fünf und elf Minuten und sind im Anhang in Tabelle 11-5 für die verschiedenen Varianten aufgelistet.

7.2.1 Satteldeformation und Bremsmoment

Die Prüfung des Deformationsverhaltens der Bremsbeläge im virtuellen Komponentenversuch ist in Kapitel 5.1.1 dargestellt. In Kapitel 5.1.4 wird des Weiteren gezeigt, dass der virtuelle Gehäusedeformationsversuch das reale Verhalten im Komponentenversuch abbildet (mit den angegebenen Abweichungen). Unklar ist, ob das aus den Teilmodellen zusammengesetzte Gesamtsimulationsmodell des Sattels auch das Gesamtdeformationsverhalten der Radbremse aufweist. Die Gesamtdeformation des Sattels zeigt sich in der Volumenaufnahme. Die gemessene und die simulierte dynamische Volumenaufnahme ist in Abbildung 7-7 dargestellt (Messdatenblatt der Versuchsdurchführung im Anhang Abbildung 11-26).

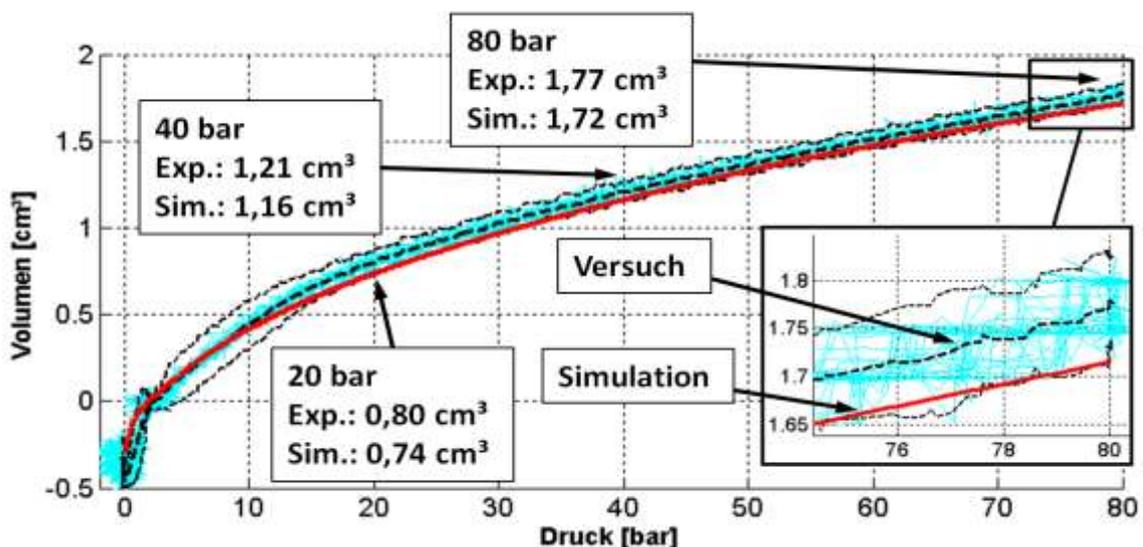


Abbildung 7-7: Gemessene und simulierte dynamische Volumenaufnahme über dem Druck.

Dargestellt sind die Verläufe von 30 aufeinanderfolgenden Bremsungen (die letzten 30 der 50 Versuche). Ausgewertet sind zusätzlich der mittlere Volumenverlauf und die Konfidenzintervalle von 95 % (1,96-fache Standardabweichung, basierend auf einer angenommenen Normalverteilung). Die Versuchswerte und die Simulationswerte sind um das über den anfänglichen Vordruckbereich (vgl. Abbildung 7-2) gemittelte Volumen verschoben. Dadurch entspricht das Anlegen der Beläge bei 2 bar dem Wert Null. Dies hat den Vorteil, dass die anfänglichen Schwankungen im Lüftspiel (Abstände beider Beläge von der Scheibe) nicht mit einfließen. Des Weiteren ist das experimentell gemessene Restvolumen beinhaltet (vgl. Anhang Kapitel 11.2.1). In Tabelle 7-1 sind die Vergleichswerte für ausgewählte Positionen aufgelistet.

Tabelle 7-1: Vergleich zwischen simulierter und gemessener Volumenaufnahme.

Pos.	Versuch	σ	Simulation	Abw. abs.	Abw. proz.	Abw. stand.
20 bar	0,80 cm ³	0,04 cm ³	0,74 cm ³	-0,06 cm ³	-7,9 %	-1,7 σ
40 bar	1,21 cm ³	0,02 cm ³	1,16 cm ³	-0,05 cm ³	-4,0 %	-2,0 σ
60 bar	1,51 cm ³	0,03 cm ³	1,47 cm ³	-0,04 cm ³	-2,5 %	-1,4 σ
80 bar	1,77 cm ³	0,03 cm ³	1,72 cm ³	-0,05 cm ³	-3,3 %	-2,1 σ

Bei 20 bar liegt der gemessene Wert bei 0,80 cm³, der simulierte dagegen bei 0,74 cm³. Der Unterschied beträgt somit -7,9 %. Bei 40 bar beträgt die Abweichung -4,0 %, bei 60 bar -2,5 % und bei 80 bar -3,3 %. Bezüglich der Standardabweichung beträgt die maximale Abweichung (der betrachteten Werte) -2,1 σ .

Eine weitere Vergleichsgröße zwischen Versuch und Simulation ist der Verlauf des Bremsmomentes. Die Reibwerte zur Parametrierung des Belagmodells werden den ausgewerteten Versuchsergebnissen entnommen. Ausgewertet wird ein Reibwert von 0,45 (vgl. Messdatenblätter SMP im Anhang Abbildung 11-26). Dieser wird auch für die Parametrierung des Belagmodells verwendet. In Abbildung 7-8 sind der gemessene sowie der simulierte Momentenverlauf dargestellt.

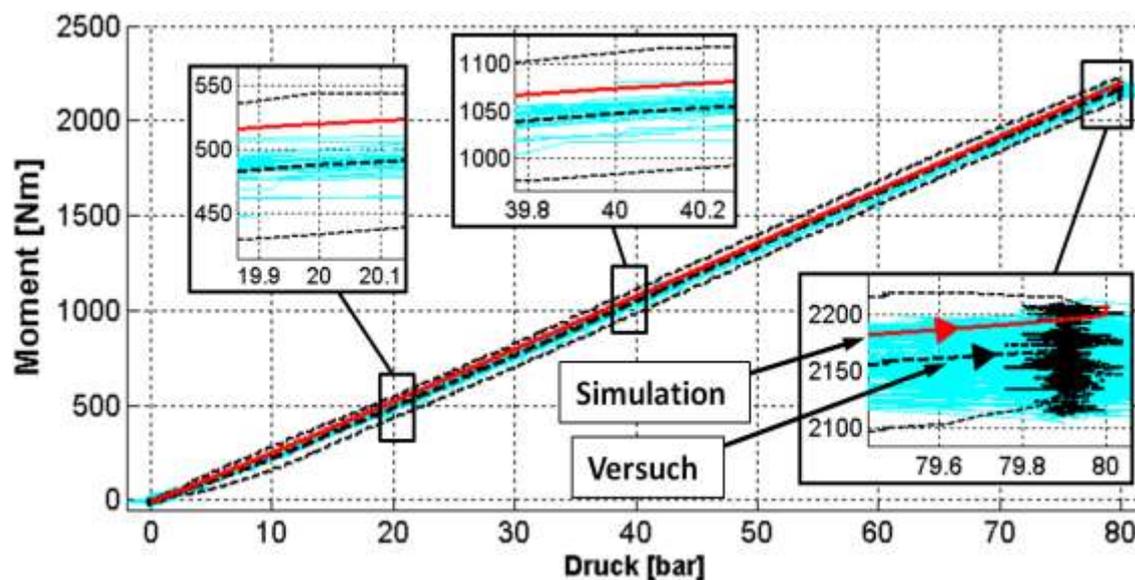


Abbildung 7-8: Gemessenes und simuliertes Moment über dem Druck.

Bei den Versuchsergebnissen sind erneut die 30 aufeinanderfolgenden Bremsungen dargestellt sowie der mittlere Momentenverlauf. Der Vergleich zwischen dem gemessenen mittleren Moment und dem simulierten Moment ist in Tabelle 7-2 für die ausgewählten Drücke 20, 40, 60 und 80 bar aufgelistet.

Tabelle 7-2: Vergleich des simulierten und gemessenen Bremsmomentes.

Pos.	Versuch	σ	Simulation	Abw. abs.	Abw. proz.	Abw. stand.
20 bar	489 Nm	28 Nm	520 Nm	+31 Nm	+6,4 %	+1,1σ
40 bar	1048 Nm	33 Nm	1074 Nm	+26 Nm	+2,5 %	+0,8σ
60 bar	1620 Nm	32 Nm	1634 Nm	+14 Nm	+0,9 %	+0,4σ
80 bar	2170 Nm	23 Nm	2197 Nm	+27 Nm	+1,2 %	+1,1σ

Erkennbar wird, dass die Simulationsergebnisse für die ausgewählten Drücke maximal um +6,4 % von den mittleren gemessenen Momenten abweichen. Die simulierten Werte sind dabei durchgehend größer als die gemessenen. Bezüglich der Standardabweichung entstehen maximale Unterschiede von +1,1 σ .

Eine mögliche Ursache für die Abweichungen ist eine nicht exakte Reibwertannahme zur Simulationsdurchführung. Der Zusammenhang zwischen dem Reibwert, dem Bremsmoment und dem Bremsdruck ist in Formel (2-8) gegeben. Wird diese nach dem Reibwert umgestellt, ergibt sich die der Reibwertauswertung am Prüfstand zugrunde liegende Berechnung wie folgt:

$$\mu_B = \frac{M_B}{2 \cdot p_{hyd} \cdot \eta_{ges} \cdot r_{eff}} \quad (7-1)$$

Die Reibwertauswertung erfolgt somit basierend auf dem gemessenen Druck und dem gemessenen Moment sowie dem angenommenen Gesamtwirkungsgrad η_{ges} und dem angenommenen Reibradius r_{eff} . Für das Referenzsystem (vgl. Kapitel 7.1.1) werden zur Berechnung die Werte von $\eta_{ges}=0,98$ und $r_{eff}=0,123$ m zugrunde gelegt.

Die Komponentenversuche aus Kapitel 5.1.6 und 5.1.7 zeigen dagegen, dass der Gesamtwirkungsgrad am Referenzsystem geringer ist als zur Berechnung angenommen. Die Veränderung des effektiven Reibradius ist zudem unbekannt. Beide Effekte können dazu führen, dass der durch die Prüfstandsteuerung ausgewertete Reibwert nicht exakt mit dem an den Belägen übereinstimmt.

7.2.2 Hysterese zwischen Zuspänn- und Löseprozess

Der im vorherigen Kapitel dargestellte Vergleich zwischen der gemessenen und der berechneten Volumenaufnahme sowie bezüglich des Bremsmomentenverlaufs erfolgt nur für den Zuspännprozess. Für den Löseprozess (Bereich der Druckreduktion) werden aufgrund der vereinfachten Modellierung der Bremsbeläge (über die Steifigkeitskennlinie des Zuspännprozesses, vgl. Kapitel 2.2.1.1) Fehler erwartet.

In Abbildung 7-9 sind basierend auf Abbildung 7-8 auch die Bereiche der Druckreduktion dargestellt.

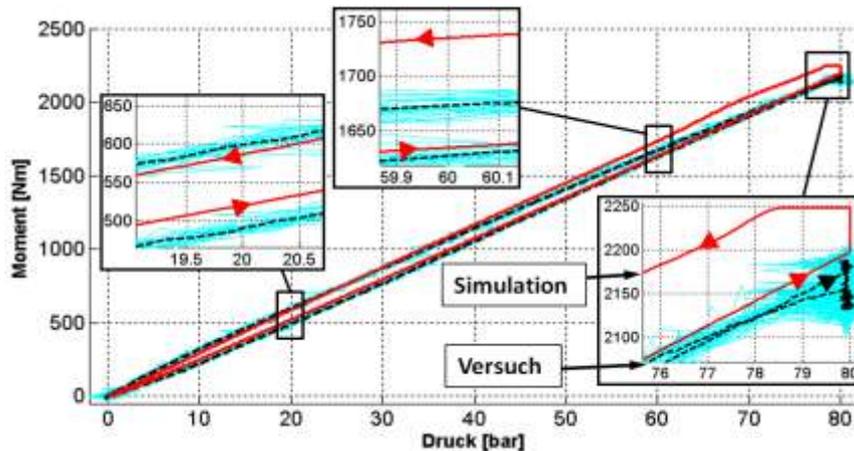


Abbildung 7-9: Vergleich des Bremsmomentverlaufs für den Löseprozess.

Qualitativ unterscheidet sich der simulierte Verlauf von dem gemessenen im Bereich der Richtungsumkehr des Kolbens (Bereich um 80 bar). Im Versuch entsteht beim konstanten Druck von 80 bar (über eine Zeit von vier Sekunden) eine Abnahme des Momentes. Eine mögliche Ursache dafür ist ein über den Umfang der Scheibe schwankender Reibwert (aufgrund der langsamen Drehzahl von 10 min^{-1} wird in diesem Zeitraum nur 240° der Scheibe durchfahren). Die entstehende Momentendifferenz von 50 Nm entspricht einer Reibwertschwankung von 0,01 (Berechnung nach Formel (2-8)). In der Simulation erhöht sich während der Haltezeit das Moment um 50 Nm und wird mit Abnahme des Druckes anfänglich noch aufrechterhalten. Die Differenzen im gemessenen und im simulierten Moment (gleiche Messung wie in Abbildung 7-8) sind in Tabelle 7-3 für die Positionen 20, 40 und 60 bar verglichen.

Tabelle 7-3: Vergleich der simulierten und gemessenen Momentendifferenzen.

Pos.	Differenz Exp.	Differenz Sim.	Abw. abs.	Abw. proz.
20 bar	110 Nm	66 Nm	-44 Nm	-39,7 %
40 bar	95 Nm	92 Nm	-3 Nm	-3,2 %
60 bar	53 Nm	101 Nm	+48 Nm	+90,6 %

Demnach entstehen beim Vergleich der Momentendifferenzen (für die betrachteten Positionen bei 20, 40 und 60 bar) Abweichungen von bis zu +90,6 %.

7.2.3 Tangentialkraftabstützung

Der Modellvorstellung aus Kapitel 4.1.2 nach besteht eine Kraftflusskopplung zwischen dem inneren und äußeren Belag der Radbremse. Das bedeutet, dass die Abstützkräfte der Beläge in den Halterarmen ungleichförmig sein können. Zur Messung dieser im Versuch am SMP wird der in Kapitel 7.1.2 vorgestellte Bremsenhalter, der mit DMS-Sensoren ausgestattet ist, verwendet. Gemessen werden die Abstützkräfte der einlaufseitigen KS (KS-E), der einlaufseitigen FS (FS-E) und der auslaufseitigen FS (FS-A). An

der auslaufseitigen KS wird keine Messung durchgeführt, da an dieser Stelle, aufgrund der Spielauslegung und der Haltersteifigkeit (vgl. Kapitel 5.1.5), auch bei überhöhter Umfangskraft kein Kontakt entsteht.

Bei den Standardbelägen des Beispielbremssystems handelt es sich auf der KS um gezogene Beläge, auf der FS sind geschobene und gezogene Beläge verbaut (im Folgenden als hybride Beläge bezeichnet, vgl. Anhang Abbildung 11-6 und Abbildung 11-7). Die Rückenplattenlängen und Halterabmessungen werden für die Parametrierung gemessen (per Messschieber, Auflösung 0,01 mm). In Abbildung 7-10 sind die gemessenen und die simulierten Abstützkräfte der drei Kontaktpunkte dargestellt.

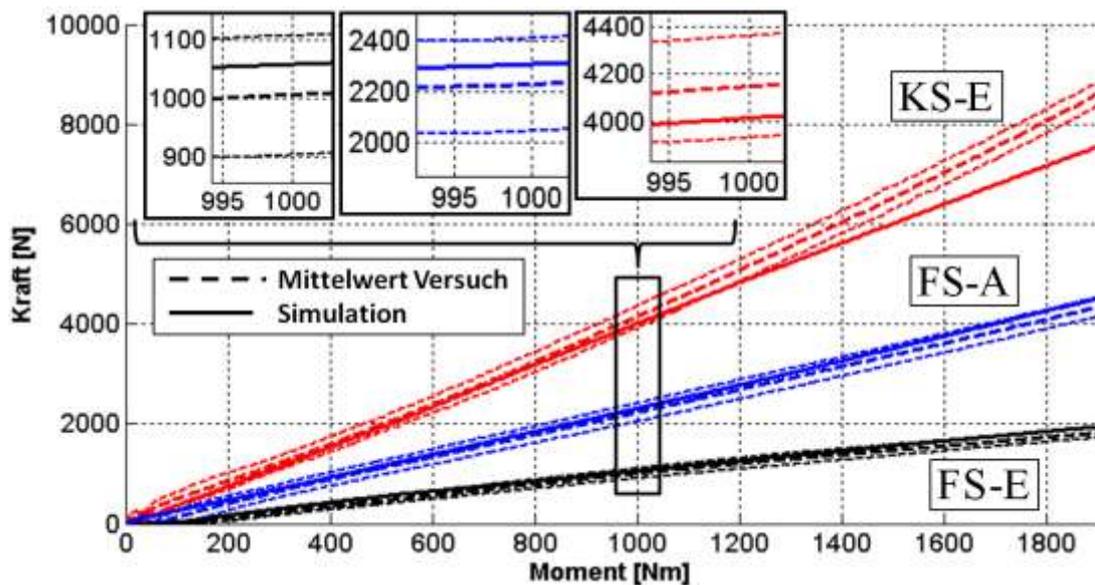


Abbildung 7-10: Gemessene und simulierte Kontaktkräfte zwischen Rückenplatten und Halter.

Ergänzend zu den gemessenen und simulierten Kräften an den drei Kontaktpunkten sind in Abbildung 7-11 die gemessenen und simulierten Summenkräfte der KS und der FS dargestellt.

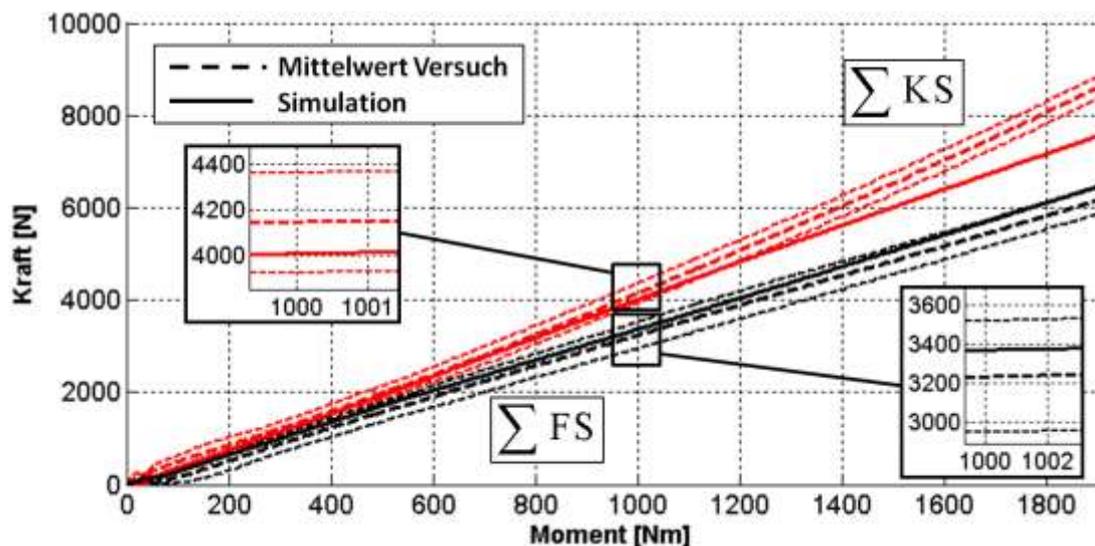


Abbildung 7-11: Gemessene und simulierte Summenkräfte zwischen Rückenplatten und Halter.

Für die ausgewählte Messposition bei 1000 Nm sind in Tabelle 7-4 die gemessenen und die simulierten Werte verglichen.

Tabelle 7-4: Mess- und Simulationswerte der Kontaktkräfte zwischen Rückenplatten und Halter.

	KS-E	FS-E	FS-A	Summe KS	Summe FS	Aufteilung KS/FS
Versuch	4148 N	1007 N	2231 N	4148 N	3238 N	56,2 % / 43,8 %
σ	110 N	52 N	94 N	110 N	146 N	-
Simulation	4012 N	1058 N	2310 N	4012 N	3368 N	54,4 % / 45,6 %
Abw. abs.	-136 N	+51 N	+79 N	-136 N	+130 N	-1,8 % / +1,8 %
Abw. proz.	-3,3 %	+5,1 %	+3,5 %	-3,3 %	+4,0 %	-3,2 % / +4,1 %
Abw. stand.	-1,2 σ	+1,0 σ	+0,8 σ	-1,2 σ	+0,9 σ	-

Die maximale Kraftabweichung bei 1000 Nm beträgt +5,1 %. Bezüglich der Standardabweichung beträgt die größte Abweichung -1,2 σ . Wird die einlaufseitige KS beim maximalen Moment von 1900 Nm betrachtet (da an dieser Stelle der absolute Fehler deutlich wird), liegt der mittlere gemessene Wert bei 8602 N. Der simulierte liegt bei 7563 N, was einer Abweichung von -12,1 % entspricht. Erkennbar wird auch, dass die Abstützkräfte ungleich verteilt sind. Die Versuchsergebnisse zeigen eine Abstützung von 56,2 % auf der KS und nur 43,8 % auf der FS (bei 1000 Nm). Die Simulationsergebnisse spiegeln die ungleiche Aufteilung wieder. Die Ursachen für die größeren Abweichungen der KS (zwischen Versuch und Simulation) oberhalb von 1200 Nm werden im anderen DMS-Konzept an diesem Kontakt vermutet (erschwerete Befestigungsbedingung der DMS, vgl. Kapitel 7.1.2 und Anhang Abbildung 11-11).

Zur weiteren Prüfung werden die hybriden Beläge gegen gezogene Beläge (vgl. Anhang Abbildung 11-6 und Abbildung 11-7) ausgetauscht. Der Vergleich zwischen den Versuchsergebnissen und den Simulationsergebnissen ist in Abbildung 7-12 dargestellt.

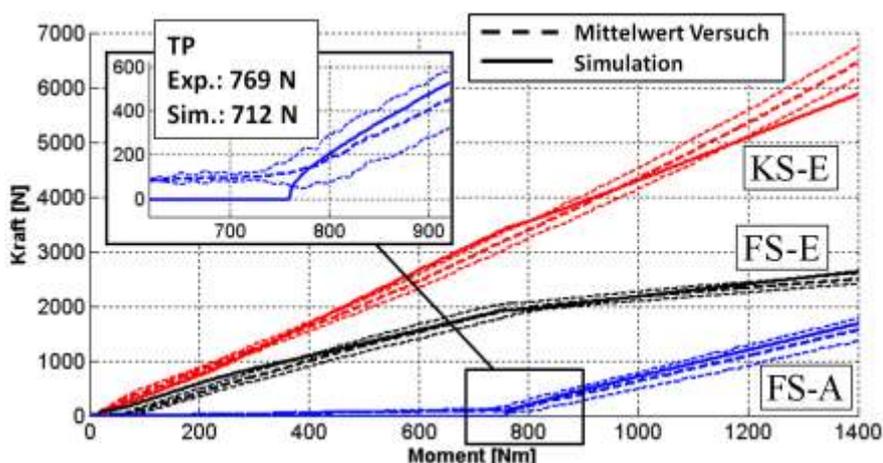


Abbildung 7-12: Gemessene und simulierte Kontaktkräfte bei geändertem Abstützkonzept.

Neben unterschiedlichen Rückenplattenlängen zeichnen sich die Beläge durch ein anderes Material aus. Die Kompressibilität ist höher (bei 80 bar und mit Dämpfungsblechen 134 μm anstatt 100 μm bei vorherigen Belägen), der eingefahrene Reibwert ist geringer

(0,32 gegenüber vorher 0,45, vgl. Auswerterroutine in Anhang Abbildung 11-27). Die restlichen Bauteile der Radbremse bleiben unverändert. Das Druckeingangssignal ist ebenfalls die Druckrampe bis auf 80 bar.

Im Unterschied zu vorherigem Abstützkonzzept entsteht im Versuch bei ungefähr 769 Nm ein Übergang auf der FS vom reinen Pull-Kontakt zum Push-Kontakt (Kontakt-schließung bei FS-A, vgl. auch Anhang Abbildung 11-17). Erkennbar wird, dass durch diesen Kontakt auch die Kräfte bei KS-E und FS-E beeinflusst werden (Veränderung der Steigung).

Die Simulationsergebnisse zeigen ein qualitativ ähnliches Verhalten. Die Knicke beim Übergangspunkt sind bei den Versuchsergebnissen nicht so deutlich zu erkennen wie in den Simulationsergebnissen. Der Übergangspunkt TP (markierter Bereich in vorherigem Graphen) des faustseitigen Belages vom reinen Pull-Kontakt zum Pull/Push-Kontakt liegt im Versuch bei 769 Nm, der der Simulation liegt bei 712 N (vgl. Anhang Abbildung 11-17), was einer Abweichung von -7,4 % entspricht.

7.2.4 Belagschrägverschleiß

Den Modellvorstellungen aus Kapitel 6.1 nach wird die Anpressung der Beläge durch unterschiedliche Wirkprinzipien beim Zuspannprozess beeinflusst. Als Folge entsteht eine ungleichförmige Flächenpressungsverteilung zwischen den Belägen und der Scheibe. Burckhardt (vgl. Kapitel 2.2.1.5) zeigt verschiedene konstruktive Möglichkeiten um die ungleichförmige Flächenpressungsverteilung auszugleichen. Eine Auswirkung der ungleichförmigen Flächenpressung kann ein ungleichförmiger Belagverschleiß (sog. Schrägverschleiß) sein. Im Rahmen dieses Kapitels wird der Vergleich zwischen Versuch und Simulation bezüglich des Belagschrägverschleißes gezogen.

Während bei den vorherigen Versuchen zur Modellprüfung gezielt Versuche im Temperaturbereich unterhalb von einer Scheibentemperatur von 40 °C gewählt wurden, wird zur Prüfung des Belagschrägverschleißes ein Versuchskonzept mit höherem Leistungseintrag erforderlich.

Das gewählte Versuchsprofil sind Verzögerungsbremungen mit geringer Geschwindigkeitsdifferenz (Anfangsgeschwindigkeit 150 km/h bis auf 145 km/h). Dadurch wird eine mögliche Geschwindigkeitsabhängigkeit des Reibwertes gering gehalten (vgl. Messdatenblatt im Anhang Abbildung 11-29, Abbildung 11-30 und Abbildung 11-31). Regelgröße ist die gemessene Scheibentemperatur (per Schleifthermoelement auf der Reibringmitte). Die Anfangstemperatur beträgt 300 °C. Der Druckanstiegsgradient wird mit den prüfstandsbedingten maximal möglichen 250 bar/s bis zu einem Maximaldruck von 100 bar gewählt. Der Maximaldruck wird bis zum Erreichen der Abbruchgeschwindigkeit von 145 km/h gehalten.

Die Zielsetzung besteht im Erreichen eines Belagverschleißes von 50 % der Belagdicke. Ausgehend von einer Reibbelagdicke von 12 mm (beim Referenzsystem, vgl. Kapi-

tel 7.1.1) ist ein Belagdickenverschleiß von mindestens 6 mm beabsichtigt. Der während der Druckrampen gehaltene Maximaldruck ist bei allen Bremsungen gleich. Zur Erreichung dieses Belagverschleißes ist pro Belagpaar ein zehnstündiges Dauerlaufprogramm nach obigem Ablauf erforderlich. Es werden hybride Beläge eingesetzt (vgl. Anhang Abbildung 11-6 und Abbildung 11-7). Nach dem Versuch werden der Belagverschleiß an den Positionen der jeweils fünf Federn des Belagmodells (vgl. Abbildung 5-4) gemessen (per Bügelmessschraube, Auflösung $\pm 1 \mu\text{m}$, vgl. auch Anhang Abbildung 11-25).

Für die Simulationsdurchführung wird der Verschleißfaktor $C_{v,v}$ (proportionaler Faktor vor der Reibleistung, vgl. Kapitel 5.1.3) erhöht. Dadurch lässt sich der im Versuch gemessene mittlere Verschleiß in einer virtuellen Bremszeit von 30 s erreichen (entspricht einer Skalierung des zeitbezogenen Verschleißes). In Abbildung 7-13 sind die Versuchsergebnisse nach dem zehnstündigen Verschleißdauerlauf sowie die Simulationsergebnisse dargestellt.

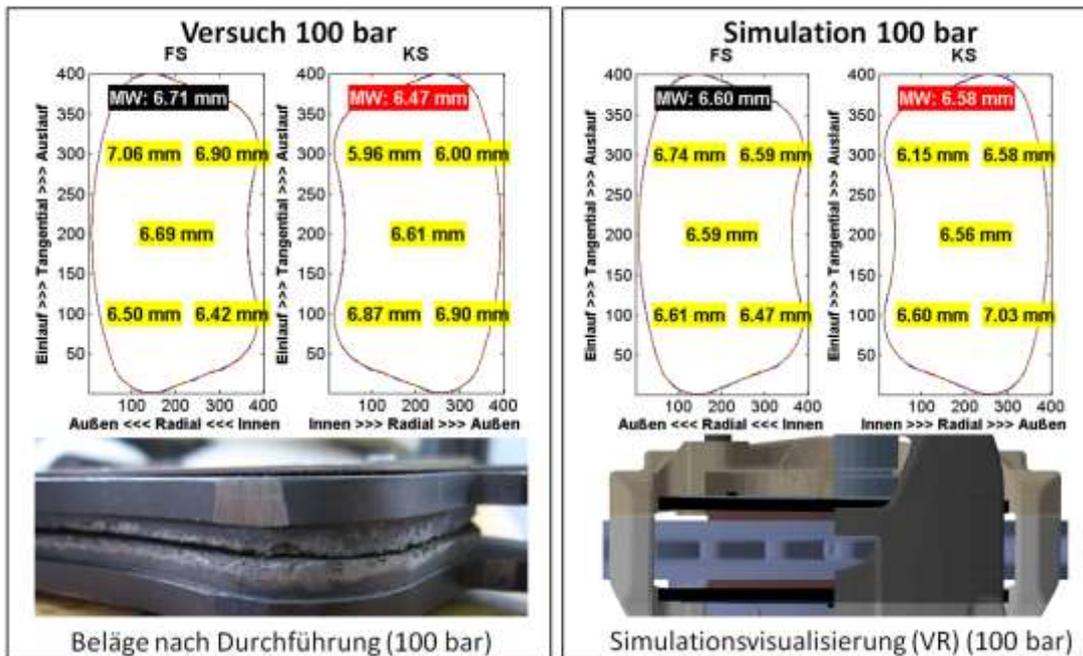


Abbildung 7-13: Gemessener und simulierter Verschleiß mit 100 bar.

Erkennbar wird bei den Messwerten (linke Abbildung), dass bei beiden Belägen ein Schrägverschleißzustand entsteht. Auf der KS beträgt der gemessene mittlere Verschleiß 6,47 mm, auf der FS liegt er mit 6,71 mm höher. Die Ursachen für den auf der FS höheren Verschleiß, was allen vorherigen Modellvorstellungen zu den Spannkraftverlusten (vgl. Kapitel 6.1.2) widerspricht, bleiben zunächst noch unklar (auf diese wird an späterer Stelle in Kapitel 8.1 eingegangen). Wird der gemessene radiale Schrägverschleißzustand betrachtet, zeigt sich, dass sich beide Beläge radial außen stärker abnutzen. Bei der Betrachtung des tangentialen Schrägverschleißzustandes zeigt sich, dass beim Belag der KS einlaufseitig stärkerer Verschleiß und beim Belag der FS auslaufseitig stärkerer Verschleiß entsteht.

Die Simulationsergebnisse entsprechen dem Zeitpunkt, zu dem der simulierte mittlere Gesamtverschleiß ebenfalls 6,59 mm entspricht (Mittelwert des gemessenen mittleren Verschleißes der KS und der FS). Der simulierte mittlere Verschleiß der KS ist mit 6,58 mm größer als der gemessene, der der FS dagegen mit 6,60 mm geringer. Qualitativ wird der gleiche Verschleißzustand auch in der Simulation erreicht. Die Beläge der KS (Versuch und Simulation) verschleifen beide radial außen und einlaufseitig stärker, die der FS radial außen und auslaufseitig. Die größten Abweichungen zwischen dem gemessenen und dem simulierten Verschleiß (jeder Feder) treten an der oberen Auslaufseite der KS auf und betragen +9,7 %. In Tabelle 7-5 sind zum Vergleich der Schrägabnutzung der Beläge die Differenzverschleiße (radial oben/unten und einlaufseitig/auslaufseitig) aufgelistet.

Tabelle 7-5: Vergleich der simulierten mit der gemessenen Schrägabnutzung.

	Summe [mm]	Mittelw. [mm]	Rad E [mm]	Rad A [mm]	Tan O [mm]	Tan U [mm]	Rad [mm]	Tan [mm]
Exp. KS	32,34	6,47	+0,03	+0,04	+0,90	+0,91	+0,07	+1,81
Sim. KS	32,92	6,58	+0,43	+0,43	+0,45	+0,45	+0,86	+0,90
Abw. abs.	+0,58	+0,12	+0,40	+0,39	-0,45	-0,46	+0,79	-0,91
Abw. [%]	+1,8	+1,8	+1333,3	+975,0	-50,0	-50,5	+1128,6	-50,3
Exp. FS	33,57	6,71	+0,08	+0,16	-0,56	-0,48	+0,24	-1,04
Sim. FS	33,00	6,60	+0,14	+0,15	-0,13	-0,12	+0,29	-0,25
Abw. abs.	-0,57	-0,11	+0,06	-0,01	-0,43	-0,36	+0,05	-0,79
Abw. [%]	-1,7	-1,7	+75,0	-6,2	-76,8	-75,0	+20,8	-76,0

Der simulierte radiale Differenzverschleiß der FS ist demnach um 20,8 % größer als der gemessene, der simulierte tangente um 76,0 % geringer. Auf der KS entsteht ein radialer Differenzverschleiß von 0,07 mm, der simulierte beträgt 0,86 mm, wodurch eine erhebliche Abweichung von +1128,6 % entsteht. Der simulierte tangente Differenzverschleiß ist dagegen nur um 50,3 % geringer als der gemessene. Mögliche Ursachen für diese quantitativen Abweichungen werden im Kapitelfazit (vgl. Kapitel 7.3) erläutert.

7.2.5 Radiale Belagbewegungen

Die Flächenpressungsverteilung zwischen den Belägen und der Scheibe wird den Modellvorstellungen nach (vgl. Kapitel 6.1) von verschiedenen Wirkprinzipien beeinflusst. Aufgrund der Anpressung der Beläge entstehen (bei drehender Scheibe) Reibkräfte. Deren Wirkrichtung lässt sich in die radiale und tangente Richtung aufteilen (vgl. Kapitel 4.1.3). Durch die radialen Kräfte können radiale Belagbewegungen entstehen, die zu einer Verschiebung der Hammerköpfe in Bezug zum Halterarm führen. Den Modellvorstellungen nach treten die Belagbewegungen bei unverschlissenen Belägen auf der Einlaufseite der KS und FS auf (da einlaufseitig die radialen Kräfte Komponenten in positive z -Richtung aufweisen und auslaufseitig in negative z -Richtung).

Zur Untersuchung der Belagbewegungen (Ausheben und Einheben) wird das ausgewählte Testszenario um den Bereich der Druckreduktion (vgl. Abbildung 7-2, die Bereiche t_1 bis t_4) erweitert. Der Maximaldruck beträgt 80 bar. Der Druckgradient beträgt 20 bar/s und die Scheibendrehzahl beträgt 10 min^{-1} . Es werden unvorbelastete, beidseitig geschliffene und nicht eingefahrene Beläge für die Versuchsdurchführung verwendet. Aufgrund des Schleifvorganges darf von einer Planheit von $\pm 24 \mu\text{m}$ ausgegangen werden (vgl. Beläge KS4/FS4, Anhang Tabelle 11-3).

Die Belagbewegungen der Hammerköpfe der einlaufseitigen KS und FS werden mit den in Abbildung 7-6 dargestellten induktiven Wegsensoren und über die befestigten Messgestänge erfasst. Der Versuchsablauf erstreckt sich über insgesamt 500 Druckrampen (Prüfzeit sieben Stunden). Aufnahmen der Hammerkopffpositionen im unbelasteten und im belasteten Zustand sind auch im Anhang dargestellt (vgl. Abbildung 11-22 und Abbildung 11-23).

In Abbildung 7-14 sind der Verlauf des maximalen Momentes pro Druckrampe und die maximalen Wege an den beiden einlaufseitigen Hammerköpfen sowie ausgewählte qualitative Verläufe dargestellt.

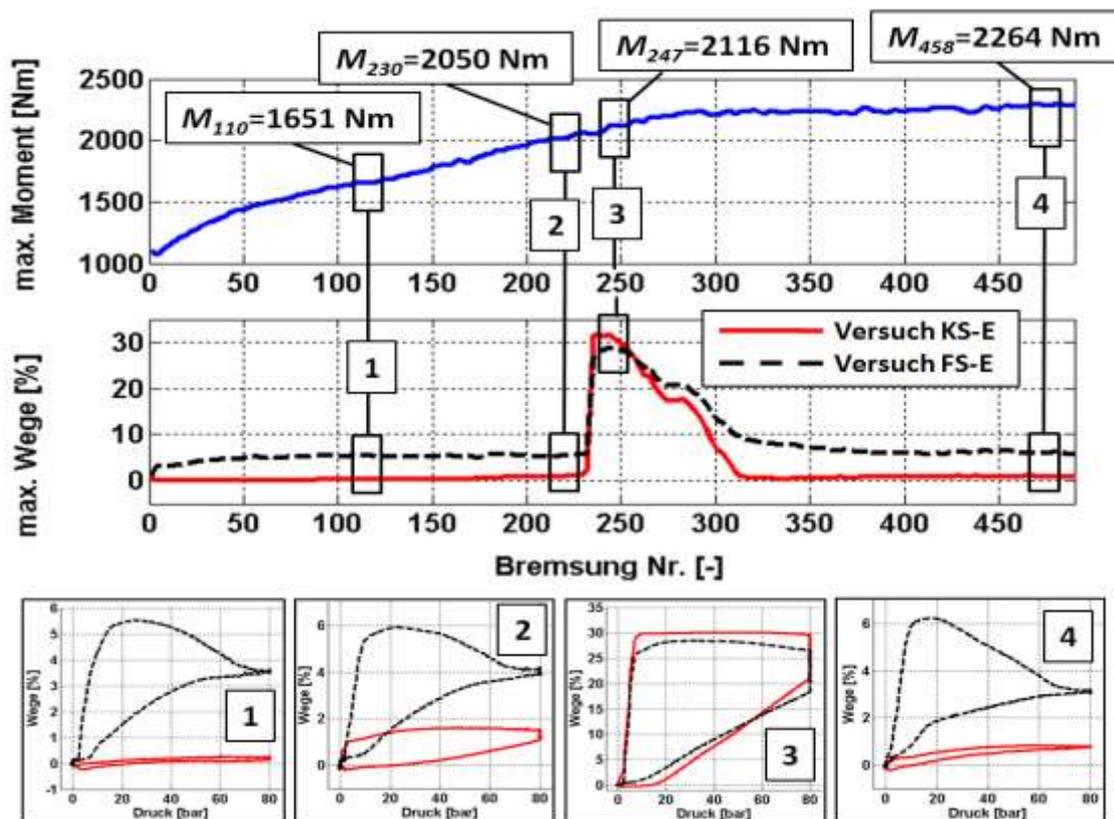


Abbildung 7-14: Gemessene radiale Belagbewegungen über 500 Bremsungen.

Bis ungefähr zur Bremsung 300 erhöht sich das Bremsmoment bei gleichem Bremsdruck kontinuierlich von Bremsung zu Bremsung. Dieser Bereich entspricht der Reibwertentwicklung während des Einfahrprozesses neuer Beläge. Zwischen der Bremsung 300 und der Bremsung 500 ist das maximale Moment weitgehend konstant.

Werden die maximalen radialen Belagbewegungen betrachtet, sind diese bis Bremsung 230 (Zustand 1 bis 2 in obiger Abbildung) sehr gering. Die maximale radiale Belagbewegung auf der KS (pro Bremsung) entsteht dabei durchgängig mit bis zu 2 % (bezieht sich auf die Hammerkopfeintauchhöhe) und die der FS mit bis zu 6 %. Die Messwerte der FS sind durchgängig größer und zeigen eine komplexe Hysterese mit zunehmenden Bewegungen auch bei Druckreduktion.

Ab Bremsung 230 (Zustand 2 in vorheriger Abbildung) ist eine anfängliche Zunahme der Belagbewegungen (bei gleichem Maximaldruck) erkennbar. Das Moment erhöht sich kontinuierlich von Bremsung zu Bremsung. Ab Bremsung 241 entstehen deutlich größere Belagbewegungen. Die Maximalwerte auf der KS liegen bei 31 % und die der FS bei 28 % (Zustand 3 in vorheriger Abbildung). Auffällig ist, dass die radialen Bewegungen auch beim konstanten Druck weiter zunehmen.

Während sich das Moment auch nach Bremsung 241 weiter erhöht, reduzieren sich die maximalen Hammerkopfwerte.

Im Endzustand bei Bremsung 458 (Zustand 4) zeigt sich ein zum anfänglichen Zustand (Zustand 1) ähnliches Hystereseverhalten. Die Bewegungen der KS sind erneut geringer als die der FS. Im Gegensatz zum anfänglichen Zustand (Zustand 1) hat sich der Reibwert entwickelt, so dass im Vergleich zu anfänglich 1100 Nm bei 80 bar 2264 Nm entstehen (vgl. auch Messdatenblatt im Anhang Abbildung 11-28). Durch die niedrige Drehzahl der Scheibe (10 min^{-1}) entsteht während der 500 Bremsungen nur geringer Belagverschleiß von im Mittel $18 \mu\text{m}$ auf der KS und $23 \mu\text{m}$ auf der FS.

Zur Parametrierung des Belagmodells wird der durch den Prüfstand ausgewertete Reibwert von 0,43 (entspricht dem Reibwert bei Bremsung 241, vgl. Anhang Abbildung 11-28) verwendet. Die simulierten Belagbewegungen sind zusammen mit den gemessenen der Bremsung 241 (Zustand 3 in vorheriger Abbildung) in Abbildung 7-15 dargestellt.

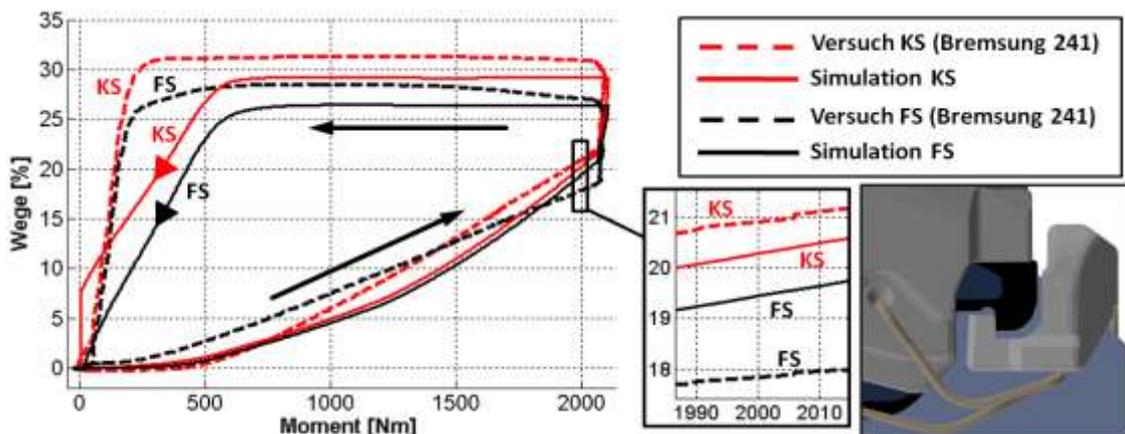


Abbildung 7-15: Vergleich der simulierten und der gemessenen Belagbewegungen.

Erkennbar wird, dass die simulierten Belagbewegungen ein qualitativ ähnliches Erscheinungsbild zeigen wie die gemessenen. Beim Erreichen der 80 bar und dem Halten

des Druckes nehmen sowohl die simulierten als auch die gemessenen Bewegungen weiter zu. Mit abnehmendem Druck und Moment entstehen bei den gemessenen und simulierten Wegen nur geringe Veränderungen, die Hammerköpfe bleiben weitgehend in ihrer Position. Bei ungefähr 500 Nm reduzieren sich die simulierten Wege, während die gemessenen erst bei unterhalb von 300 Nm geringer werden. Mit Ende der Bremsung befinden sich sowohl im Versuch, als auch in der Simulation beide Hammerköpfe wieder in der anfänglichen Position im Halter. Während sich die gemessenen Wege im Bereich des Druckanstiegs überschneiden, zeigen die Simulationsergebnisse nur geringfügig größere Wege auf der KS. Für den Bereich der Druckreduktion zeigen Versuch und Simulation auf der KS größere Wege als auf der FS. Zum quantitativen Vergleich zwischen Versuch und Simulation sind in Tabelle 7-6 die radialen Wege bei 1000 Nm und 2000 Nm (Zuspannprozess) verglichen.

Tabelle 7-6: Vergleich der radialen Wege zwischen Versuch und Simulation.

	KS-E 1000 Nm	FS-E 1000 Nm	KS-E 2000 Nm	FS-E 2000 Nm
Versuch (Bremsung 241)	6,00 %	7,53 %	20,92 %	17,84 %
Simulation	4,93 %	4,53 %	20,29 %	19,45 %
Abweichung	-17,8 %	-39,8 %	-3,0 %	+9,0 %

Demnach entstehen bei 1000 Nm maximale Abweichungen von -39,8 % und bei 2000 Nm von +9,0 %.

Mögliche Einflussgrößen, die zum grundsätzlich anderen Erscheinungsbild im eingefahrenen Zustand (Zustand 4, vgl. Abbildung 7-14) führen, sind der Mikroschrägverschleiß sowie Veränderungen in der Reibung zwischen den Hammerköpfen und den Halterarmen. Letztere werden aufgrund von Oberflächenveränderungen (vgl. Anhang Kapitel 11.4.1) vermutet. Messbare plastische Verformungen an den Hammerköpfen oder den Halterarmen wurden nicht festgestellt.

Zur Untersuchung des möglichen Einflusses des Initialschrägverschleißes wird mit dem Simulationsmodell (analog zu Kapitel 7.2.4) ein Belagpaar geringfügig vorverschlissen. Die Simulationsergebnisse für die neuen Anfangsbedingungen sind in Abbildung 7-16 dargestellt.

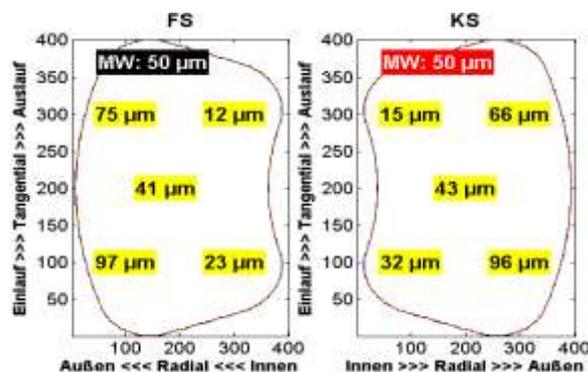


Abbildung 7-16: Modifizierte Anfangsbedingungen durch Initialschrägverschleiß.

Der mittlere Belagverschleiß wird mit $50\ \mu\text{m}$ um Faktor zwei größer gewählt als der mittlere gemessene Verschleiß. Dieses Vorgehen wird gewählt, um eine im Vergleich zur Planheit der Beläge (vgl. Anhang Kapitel 11.2.7) deutliche Schrägabnutzung anzunehmen.

Erkennbar wird auch, dass sich bei der Simulation dieses Mikroschrägverschleißes ein qualitativ anderes Schrägverschleißbild einstellt als bei dem Belagschrägverschleiß in der Größenordnung der halben Belagdicke (vgl. Abbildung 7-13). Qualitativ gleich ist, dass radial außen und auf der KS einlaufseitig mehr Verschleiß entsteht. Auf der FS verändert sich die Charakteristik. Im Gegensatz zu dem Verschleißbild aus Abbildung 7-13 entsteht beim anfänglichen Verschleiß auf der FS einlaufseitig höherer Verschleiß. Wird der Verschleißvorgang fortgesetzt bis zum Erreichen der halben Belagdicke, ändert sich dies.

Das berechnete Verschleißbild wird als neue Anfangsbedingung in einer weiteren Simulation verwendet. Die Koordinatensysteme der jeweils fünf Belagfedern des Belagmodells werden um den berechneten Mikrobelaagschrägverschleiß (die in Abbildung 7-16 dargestellten Werte) verschoben.

Werden die radialen Belagbewegungen (mit vorverschlissenen Belägen wie in Abbildung 7-16 dargestellt) mit den vorherigen Simulationsergebnissen (der Beläge ohne Vorverschleiß) verglichen, ergeben sich die in Abbildung 7-17 dargestellten Verläufe.

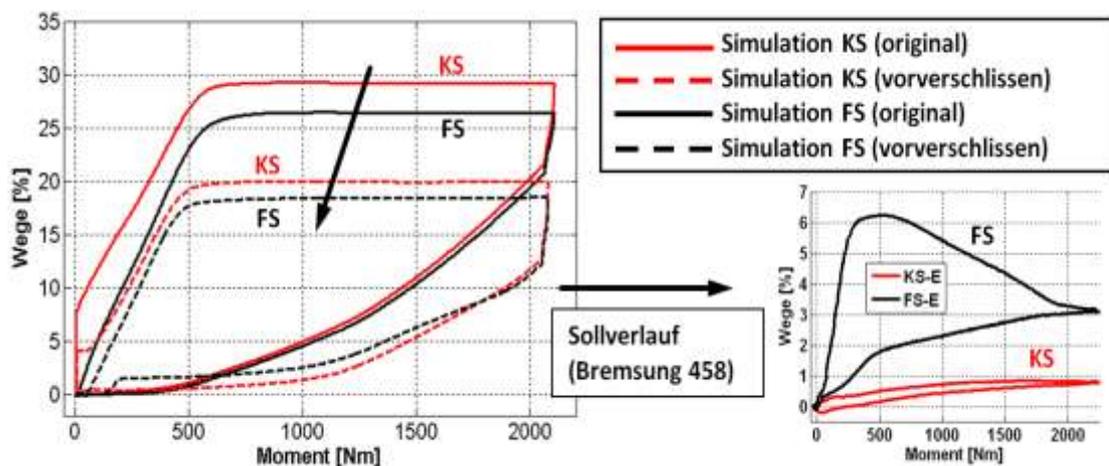


Abbildung 7-17: Einfluss des Initialschrägverschleißes auf die radialen Wege.

Neben den simulierten Verläufen ist der gemessene Verlauf gegen Ende der 500 Bremsungen zum Vergleich (als beabsichtigter Sollverlauf für den Zustand eingefahrener Beläge) dargestellt. Erkennbar wird, dass sich der Verlauf der simulierten Bewegungen bei vorverschlissenen Belägen gegenüber dem vorherigen Verlauf ohne anfänglichen Initialschrägverschleiß qualitativ nur gering unterscheidet. Die maximalen Wege sind aber geringer mit dem Initialschrägverschleiß. Der beabsichtigte qualitative Verlauf der Bremsung 458, der dem Zustand eingefahrener Beläge entspricht, wird aber nicht erreicht.

Um den möglichen Einfluss der veränderten Reibung an den Hammerköpfen zu untersuchen (vermuteter Einfluss basierend auf den Oberflächenveränderungen, die nach den 500 Bremsungen festgestellt wurden, vgl. Anhang Kapitel 11.4.1), werden die Reibwerte der Hammerköpfe in einer ersten Berechnung von 0,106 (entspricht dem im Komponentenversuch gemessenen Hammerkopfreibwert) auf 0,2 (Auswahl durch Parametervariationen) erhöht. In einer weiteren Simulation werden die Hammerkopfreibwerte auf 0,2 erhöht und zusätzlich die Ausgangsbelagdicke um den ermittelten Initialschrägverschleiß (vgl. Abbildung 7-16) reduziert.

Beide Simulationsergebnisse sind in Abbildung 7-18, zusammen mit dem Vergleich zum Versuch (Bremsung 458, eingefahrener Zustand), abgebildet.

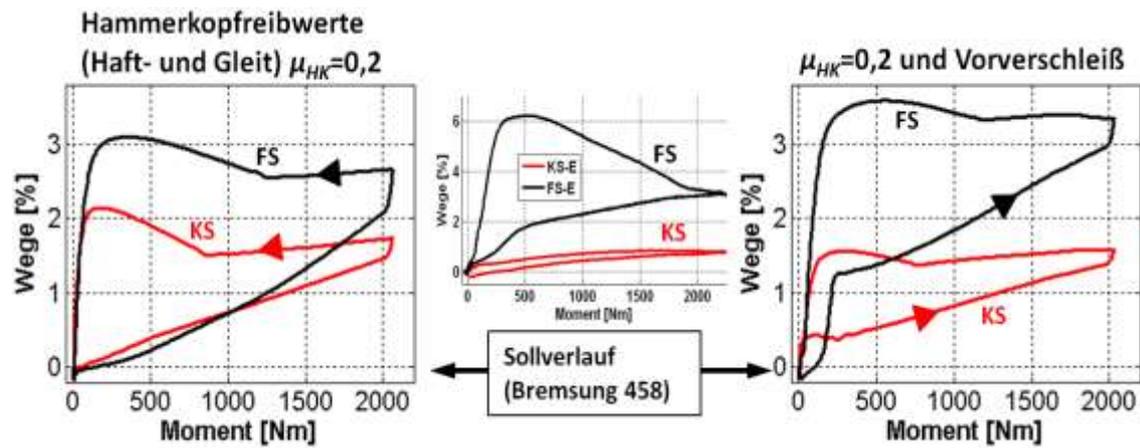


Abbildung 7-18: Einfluss der Reibwerterhöhung und des Mikrobelaagschrägverschleißes.

Erkennbar wird in der linken Abbildung, dass durch die Annahme von höheren Reibwerten an den Hammerköpfen (Pull- und Push-Kontakte bei den hybriden Belägen, vgl. Anhang Kapitel 11.1) die Bewegungen deutlich geringer ausfallen als bei der Variante mit den Standardreibwerten. Der ursprünglich progressive Anstieg (vgl. Abbildung 7-15) wird flacher. Werden die Werte bei 2000 Nm verglichen, reduziert sich der Wert der KS von 20,92 % auf 1,46 % und der der FS von 17,84 % auf 2,07 %. Das ursprüngliche Verhältnis (größere Wege auf der KS im Bereich der Druckreduktion) verändert sich. Ab ungefähr 100 Nm (Zuspannprozess) bis zum Ende der simulierten Bremsung sind die Wege der FS größer als die der KS. Zudem entsteht eine Zunahme der Wege auch in Teilbereichen der Druckreduktion (Löseprozess ab 1250 Nm auf der FS und ab 850 Nm auf der KS). Diese Wegzunahme bei der Druckreduktion ist auch in den Versuchsergebnissen feststellbar (vgl. Bremsung 458).

In der zweiten Simulation (Abbildung 7-18 rechts) ist zusätzlich zu den erhöhten Hammerkopfreibwerten auch der Initialschrägverschleiß (vgl. Abbildung 7-16) angenommen. Verglichen mit den vorherigen Simulationsergebnissen (vgl. Abbildung 7-18 links) verändert sich die Charakteristik weiter. Im Bereich zwischen 200 und 300 Nm entsteht bei den Wegen der FS ein kurzzeitig degressiver Anstieg. Ähnliches ist auch bei den Versuchsergebnissen der Bremsung 458 feststellbar, wenn auch geringer ausgeprägt.

Werden die Vergleichswerte bei 1000 Nm und bei 2000 Nm zwischen der Simulation mit erhöhten Hammerkopfreibwerten und Initialschrägverschleiß mit denen der Bremsung 458 verglichen, ergibt sich Tabelle 7-7.

Tabelle 7-7: Einfluss des Initialschrägverschleißes und der Hammerkopfreibwerte.

	KS-E 1000 Nm	FS-E 1000 Nm	KS-E 2000 Nm	FS-E 2000 Nm
Versuch (Bremsung 458)	0,63 %	2,27 %	0,92 %	3,00 %
Simulation	0,82 %	1,84 %	1,40 %	3,01 %
Abweichung	+30,2 %	-18,9%	+52,2 %	+0,3 %

Demnach beträgt die größte Abweichung der Wege (beim Zuspannprozess) im eingefahrenen Zustand (und bei Auswahl der Werte bei 1000 Nm und 2000 Nm) +52,2 %.

Anzumerken bleibt, dass es sich bei den vermuteten Veränderungen der Reibcharakteristik zwischen Halter und Hammerköpfen nur um Annahmen, basierend auf den sichtbaren Oberflächenveränderungen (vgl. Anhang Kapitel 11.4.1) handelt. Eine Oberflächenanalyse erfolgte im Rahmen dieser Arbeit nicht mehr.

Wird der Bereich des konstanten Druckes bei 80 bar betrachtet, zeigen sich qualitative Unterschiede im Vergleich zwischen Versuch und Simulation. Im Versuch verharren die Hammerköpfe in ihrer Position, wodurch ein Haften dieser am Halterarm entsteht. In der Simulation nehmen die Wege dagegen während der Haltezeit zu. Der Einfluss des bei der Modellierung verwendeten Reibkraftmodells an den Hammerköpfen (basierend auf der Reibgeschwindigkeit und einer Ursprungssteigung, vgl. Kapitel 5.1.2) darf ausgeschlossen werden. Parametervariationen für die nicht vorverschlissenen Beläge (vgl. Anhang Abbildung 11-18) und für die vorverschlissenen Beläge (vgl. Abbildung 11-19) zeigen nur geringen Einfluss auf die Belagbewegungen.

7.3 Zwischenfazit

Im vorherigen Kapitel wurden ausgewählte Simulationsergebnisse mit gemessenen Versuchsergebnissen verglichen. Die Zielsetzung bestand dabei nicht im Erreichen möglichst exakter Übereinstimmung, sondern darin, die Abweichungen des systematisch hergeleiteten (bestmöglich nach dem White-Box-Prinzip¹⁹⁸ erstellten) Modellansatzes im Vergleich zum experimentellen Versuch aufzuzeigen.

Beim Vergleich der simulierten Gesamtsatteldeformation (in Form der Volumenaufnahme) entstehen maximale Abweichungen von -7,9 %. Notwendig zur Simulation der Volumenaufnahme ist aber die messtechnische Erfassung des Restvolumens des Sattels. Dieses besteht aus der Summe aller Nachgiebigkeiten, die nicht durch den Starrkörper-

¹⁹⁸ Isermann: Mechatronische Systeme, 2008, S. 50

ansatz diskretisiert werden (Kompressibilität der Bremsflüssigkeit, Leitungsnachgiebigkeit, Verformungen Gehäuse, Dichtring und Kolben). Entsprechende Verläufe wurden im Komponentenversuch bestimmt und zum simulierten Volumen addiert (vgl. Anhang Kapitel 11.2.1).

Bei der Simulation des Bremsmomentes (Zuspannprozess) liegen die Abweichungen bei maximal -6,4 %. Erforderlich ist zur Simulation aber der Reibwert zwischen den Belägen und der Scheibe. Dieser wurde den Prüfstandsauswertungen entnommen. Bei der Simulation der Hysterese (Momentendifferenz zwischen Zuspann- und Löseprozess) entstehen Abweichungen von über +90 %.

Da sich die Bremsbelagkompressibilität vom anfänglichen bis zum vorbelasteten Zyklus verändert (vgl. Kapitel 2.2.1.1), ist bei der Parametrierung zwischen den unterschiedlichen Belagsteifigkeiten zu unterscheiden. Geeignet ist die vorbelastete Belagkennlinie, da am SMP die Messwerterfassung erst nach dem Einfahrprozess, wodurch die Beläge vorbelastet werden, beginnt. Verbunden mit der somit vereinfachten Beschreibung des Belagdeformationsverhaltens (Verwendung der approximierten Kennlinie) entstehen Abweichungen. Von der Implementierung eines erweiterten Belagmodells wurde im Rahmen dieser Modellierung abgesehen, da der Fokus auf der räumlichen Verteilung der Belagdeformation lag.

Neben der Zyklenabhängigkeit der Beläge beeinflusst eine Vielzahl weiterer Parameter¹⁹⁹ das Verhalten der Bremsbeläge. Um eine mögliche Temperaturabhängigkeit der Steifigkeit und des Reibwertes vernachlässigen zu können, wurden die maximalen Temperaturen unterhalb von 40 °C gewählt (mit Ausnahme der Verschleißversuche). Um eine mögliche Geschwindigkeitsabhängigkeit des Reibwertes vernachlässigen zu können, wurde zudem die Drehzahl mit 10 min^{-1} gering und konstant gewählt. Diese Vereinfachungen wurden getroffen, um das komplexe Verhalten der Bremsbeläge zu simplifizieren. Für die Simulationen in beispielsweise anderen Temperaturbereichen sind entsprechend andere Belagkennlinien zu verwenden. Für die Simulation bei anderen Drehzahlen kann sich zudem der Reibwert zwischen Scheibe und Belag verändern. Die Erweiterung des Modells um ein thermodynamisches Modell mit Rückwirkungen auf die Belagsteifigkeit und den Reibwert ist Gegenstand aktueller Forschung.

Hinsichtlich der Abstützung der Umfangskräfte kann das ungleiche Verhältnis zwischen den Summenkräften der KS und denen der FS, im Versuch und in der Simulation, gezeigt werden. Die qualitative Übereinstimmung zwischen Versuch und Simulation ist gegeben. Die maximalen Abweichungen der ausgewählten Vergleichswerte betragen +5,1 % und in Randbereichen -12,1 %. Zur Simulationsdurchführung notwendige Parameter sind die Reibwerte der Dämpfungsbleche zu den umgebenden Komponenten. Diese wurden für die Zwecke dieser Arbeit zuvor (vgl. Kapitel 5.1.2) im Komponenten-

¹⁹⁹ Breuer, Bill: Bremsenhandbuch, 2004, S. 329 ff.

versuch ermittelt. Des Weiteren sind zur Simulation von Übergangspunkten (z.B. der Übergang vom reinen Pull-Kontakt zum Pull/Push-Kontakt) die exakten Rückenplatten- und Halterabmessungen erforderlich (vgl. Anhang Kapitel 11.1). Diese dürfen nicht immer den Fertigungsunterlagen entnommen werden, da Abweichungen durch Fertigungstoleranzen und Bauteil deformationen entstehen können.

Im Vergleich des im Dauerverschleißtest (am SMP) erzielten Belagschrägverschleißzustandes (mittlerer Belagverschleiß 50 % der Belagdicke, elf Stunden Prüfstandszeit) mit dem per Simulationsmodell berechneten, entsteht qualitative Übereinstimmung. Grundlage des beinhalteten Verschleißmodells ist dabei eine Verkürzung der Federlängen des Belagmodells in Abhängigkeit der induzierten Reibarbeit. Während die Abweichungen des tangentialen Differenzverschleißes bei maximal +76,0 % liegen und die des radialen auf der FS -20,8 % betragen, fallen die radialen der KS mit -1128,6 % deutlich zu groß aus. Mögliche Ursachen sind dabei die getroffenen Vereinfachungen beim Verschleißmodell. Vermutet wird, dass im Versuch in radialer Richtung über die Reibringhöhe unterschiedliche Temperaturen²⁰⁰ entstehen. Diese konnten, aufgrund der Verwendung von nur einem Schleifthermoelement auf dem Reibring, nicht erfasst werden. Die unterschiedlichen Temperaturen können dann zu dem Belagverschleiß gegenwirkenden Effekten führen. Beispiele dafür sind eine lokale Reduzierung der Belagsteifigkeit sowie des Reibwertes²⁰¹. Eine lokal geringere Steifigkeit führt dann bei gleicher Position des Belages zu geringen lokalen Spannkraften. Eine lokale Reduzierung des Reibwertes führt zudem zu geringeren Reibkräften zwischen Belag und Scheibe. Beides beeinflusst direkt die lokale Reibleistung, die wiederum den Verschleiß beeinflusst. Auch wurde die Scheibe ideal starr modelliert, so dass der Effekt der Scheibenschirmung²⁰⁰ vernachlässigt wurde. Erwartet wird, dass sich dadurch bei höheren Temperaturen eine scheibenpositionsbedingte ungleichförmige Anpressung ergibt. Die Implementierung eines thermodynamischen Belagmodells, mit Rückwirkungen auf die Belagsteifigkeit, den Reibwert sowie auf die Positionsänderung der Scheibe, wird somit empfohlen.

Bei der messtechnischen Erfassung der radialen Belagbewegungen zeigt sich grundlegend eine komplexe Hysterese, die zyklenabhängig ist. Zu unterscheiden ist zwischen dem Neuzustand, bei dem der Reibwert noch gering ist, dem Einfahrzustand und dem eingefahrenen Zustand. Die gemessenen Hystereseverläufe der nicht eingefahrenen Beläge zeigen ein ähnliches Erscheinungsbild wie die gemessenen des eingefahrenen Zustandes. Die radialen Wege sind in diesen Bereichen unterhalb von 6 %. Im Bereich des Einfahrens entstehen zum Teil größere Wege von über 30 %. Das qualitative Erscheinungsbild ist ebenfalls anders. Aufgrund der geringen Scheibendrehzahl konnte der

²⁰⁰ Unno, Inoue, Hara: Decrease of Friction Coefficient of Disc Pads, 2005

²⁰¹ Breuer, Bill: Bremsenhandbuch, 2004, S. 32

mittlere Verschleiß der Beläge (über 500 Bremsungen, sieben Stunden Prüfstandszeit, 80 bar) geringer als 25 μm pro Belag gehalten werden.

Die simulierten Wege zeigen für den Zustand der größten Belagbewegungen ein qualitativ ähnliches Erscheinungsbild wie die gemessenen. Dadurch ist der in den Versuchen beobachtete Extremfall (der den kritischsten Fall darstellt) qualitativ simulierbar. Die maximalen Abweichungen der radialen Belagbewegungen (Zuspannprozess) bei 1000 Nm und 2000 Nm betragen -39,8 %.

Mögliche Ursachen, für das im eingefahrenen Zustand gemessene und qualitativ unterschiedliche Erscheinungsbild der Wege, werden im Mikroschrägverschleiß sowie in Oberflächenveränderungen zwischen den Hammerköpfen und den Halterarmen vermutet. Zur Analyse dieser möglichen Ursachen wurde zunächst ein Mikroschrägverschleißbild (von im Mittel 50 μm pro Belag) berechnet.

Der berechnete Mikroverschleißzustand bildet als Initialschrägverschleiß die neuen Anfangsbedingungen einer dritten Simulation. Ergebnis dieser ist, dass sich die maximalen Wege auf unterhalb von 20 % reduzieren, die qualitative Charakteristik der Hysterese aber gleich der anfänglich simulierten ist.

In einer vierten Simulation wurden bei unverschlissenen Belägen die Reibwerte der Hammerköpfe erhöht. Festgestellt wird, dass sich die maximalen Wege (bei 2000 Nm) auf unterhalb von 3 % verringern. Dadurch verläuft der anfängliche Anstieg flacher. Die Wege der FS erhöhen sich zudem gegenüber denen der KS. Bei Druckreduktion entsteht dann ein Bereich, in dem sich die Wege weiter erhöhen. Dies ist in ähnlicher Form auch bei den Versuchsergebnissen feststellbar.

In einer fünften Simulation wurden die Belagbewegungen bei vorhandenem Initialschrägverschleiß und einer Reibwerterhöhung an den Hammerköpfen simuliert. Dadurch verändert sich die Hysterese der KS und der FS weiter. Während der Druckerhöhung (zwischen 200 und 300 Nm) entstehen Bereiche der degressiven Wegzunahmen. Diese sind auch in den Versuchsergebnissen des eingefahrenen Zustandes feststellbar. Zudem vergrößert sich der Unterschied zwischen dem Weg der KS und dem der FS. Die maximalen Abweichungen (basierend auf den angenommenen Hammerkopfreibwerten von 0,2 und bei den Vergleichswerten bei 1000 Nm und 2000 Nm) liegen unterhalb von 53 %.

Zusammenfassend lässt sich feststellen, dass eine Simulation von Prüfstandsversuchen auch ohne eine Kopplung an CAD-Systeme (wie dies beim Ansatz der FEM der Fall ist) möglich ist. Die dazu benötigten Modellbestandteile, Diskretisierungen und Parameter wurden sukzessiv analysiert und aufgezeigt.

In allen Bereichen (Eingrenzung auf Zuspannprozess) konnte eine qualitative Übereinstimmung zwischen Versuch und Simulation gezeigt werden. Volumenaufnahme und Bremsmoment lassen sich für den Zuspannprozess mit einer Abweichung von weniger als 8 % berechnen, die Aufteilung der Umfangskräfte mit einer Abweichung von weni-

ger als 6 %. Die größten radialen Belagbewegungen (für den Bereich des Einfahrens) lassen sich mit Abweichungen unterhalb 40 % berechnen, die des eingefahrenen Zustandes mit Abweichungen unterhalb von 53 %. Beim tangentialen Belagschrägverschleißzustand liegen die Abweichungen unterhalb 80 %, beim radialen entstehen erhebliche Abweichungen von über 1300 %. Mögliche Gründe dafür wurden aufgezeigt.

Aufgrund der qualitativen Übereinstimmung in allen untersuchten Bereichen (des Zuspinnprozesses) darf davon ausgegangen werden, dass die wesentlichen, zur Berechnung benötigten Modellmodule, gefunden wurden. Nicht garantiert werden kann, dass die gewählte Art der Modellierung auch der zur Zielerreichung mindest notwendigen entspricht. Dies wurde versucht, indem alle Modellmodule basierend auf begründeten physikalischen Modellvorstellungen und bestmöglich nach dem White-Box-Prinzip entwickelt wurden.

Im Vergleich zur FEM zeigt sich ein deutlicher Vorteil in der Rechenzeit. Beispielhaft wurde dieser Vergleich für die Berechnung der Volumenaufnahme gezogen. Ein FEM-Modell des gleichen Sattels (in Summe 3,1 Millionen Knoten, Abaqus) benötigt auf einem Standardnotebook (Intel Core 2 CPU, 1,99 GHz, 3 GB RAM) dafür²⁰² eine Berechnungszeit von einer Stunde pro Berechnungsschritt. Bis zum Erreichen des Maximaldrucks von 80 bar sind zwölf Berechnungsschritte erforderlich. Die Simulation mit dem entwickelten Simulationsmodell benötigt unter gleichen Bedingungen für die vollständige Volumenaufnahme nur 293 Sekunden (vier Minuten und 53 Sekunden), weitere Simulationszeiten sind im Anhang (vgl. Kapitel 11.3.2) aufgeführt.

Gleichzeitig sind sämtliche modellierten physikalischen Parameter (z.B. Gehäusesteifigkeit, Haltersteifigkeit, Hammerkopfreibung) und alle modellierten geometrischen Parameter (z.B. Hammerkopfhöhe, Rückenplattenlängen) variabel. Dadurch können Parametervariationen ohne CAD-Modelle durchgeführt werden.

Im folgenden Kapitel werden verschiedene Anwendungsfälle des Modells dargestellt. Der Fokus liegt bei der Analyse der aus dem Stand der Technik (vgl. Kapitel 2.2.1) bekannten Modellvorstellungen.

²⁰² Auf Basis des Versuchsprogramms aus Abbildung 7-2, anfänglicher Zuspinnprozess bis 80 bar

8 Analyse und Ergänzung bekannter Modellvorstellungen

Im letzten Kapitel wurde der Vergleich zwischen experimentellen Versuchsergebnissen und Simulationsergebnissen dargestellt. Demnach gibt das Simulationsmodell für alle untersuchten Thematiken das im Versuch festgestellte Verhalten (bei Einschränkung auf den Zuspannprozess) qualitativ wieder. Quantitativ entstehen die dargestellten Abweichungen. Im folgenden Kapitel werden die dem Stand der Technik entnehmbaren Modellvorstellungen (vgl. Kapitel 2.2.1) analysiert, Wirkprinzipien ergänzt sowie Optimierungspotentiale aufgezeigt.

8.1 Reduzierung der Spannkraften durch Hammerkopfreibkräfte

Nach den Modellvorstellungen von Burckhardt (vgl. Kapitel 2.2.1.5) entstehen zwischen den Hammerköpfen und den Führungsnuten im Halter Kontaktkräfte. Diese Kontaktkräfte führen zu Reibkräften an den Hammerköpfen, die die Flächenpressung zwischen den Belägen und der Scheibe beeinflussen. Neben Einflüssen auf die Flächenpressung wird angegeben, dass die Spannkraft um die Hammerkopfreibkraft reduziert wird.

Wird der Kraftfluss an der Radbremse (vgl. Abbildung 6-1) betrachtet, ergibt sich als eine Auswirkung reduzierter Spannkraften (bei sonst unverändertem System) eine geringere Deformation beider Beläge und demnach eine geringere Gesamtvolumenaufnahme des Sattels. Eine Möglichkeit zur Verringerung der Hammerkopfreibkräfte besteht in einer Fettung der Hammerköpfe.

Zur Untersuchung dieses Zusammenhanges wird der Versuch der Volumenaufnahme ohne und mit Hammerkopffettung durchgeführt. Die Ergebnisse sind zum Vergleich in Abbildung 8-1 dargestellt.

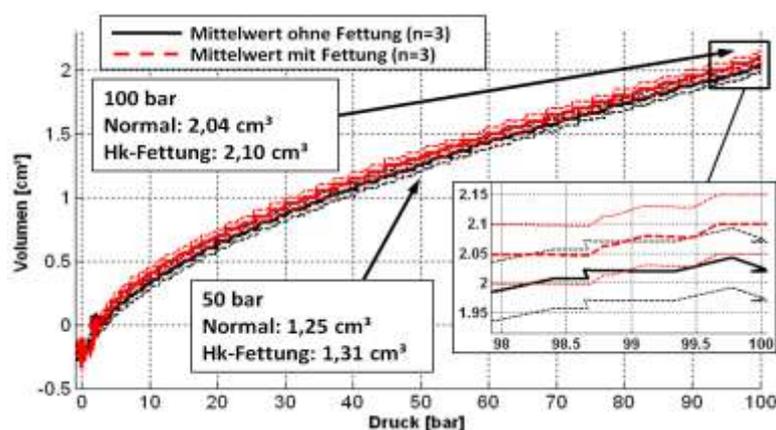


Abbildung 8-1: Gemessene Volumenaufnahmen mit und ohne Hammerkopffettung.

Ausgewertet sind jeweils drei Druckrampen im ungefetteten und unmittelbar darauf im gefetteten Zustand (Ausbau der Beläge und Fettung aller vier Hammerköpfe und der Führungsnuten im Halter). Neben den Mittelwerten sind die Sensorauflösungsbereiche des Volumenzählers ($\pm 0,05 \text{ cm}^3$) um den Mittelwert ergänzt.

Erkennbar wird, dass sich die mittlere Volumenaufnahme mit Fettung der Hammerköpfe, gegenüber der ohne Fettung, nur geringfügig erhöht. Werden die Werte bei 50 bar verglichen, vergrößern sich diese von $1,25 \text{ cm}^3$ auf $1,31 \text{ cm}^3$ und somit um $0,06 \text{ cm}^3$, was einer Erhöhung um 4,8 % entspricht. Bei 100 bar verhält es sich $2,04 \text{ cm}^3$ zu $2,10 \text{ cm}^3$, was einer Erhöhung um $0,06 \text{ cm}^3$ und damit um 2,9 % entspricht. Verglichen mit der Auflösung des Volumenzählers von $0,05 \text{ cm}^3$ und den sich überschneidenden Unsicherheitsbereichen (vgl. Detailabbildung in Abbildung 8-1) lässt sich der Einfluss nur vermuten.

Zur Analyse des Einflusses der Hammerkopfreibung auf die Reduktion der Spannkraft (und auf die Reduktion der Volumenaufnahme) wird das entwickelte Simulationsmodell eingesetzt. Systematisch variiert werden die Reibwerte an den Hammerköpfen. Das Beispielszenario wird entsprechend dem aus Abbildung 8-2 gewählt (Druckrampe mit 20 bar/s bis 100 bar Maximaldruck, hybride Beläge vgl. Anhang Kapitel 11.1). Der im Komponentenversuch gemessene Reibwert zwischen Hammerkopf und Halter beträgt 0,106 (vgl. Abbildung 5-8). Die Reibwertvariation wird von 0 bis 1,0 durchgeführt. Die simulierte Volumenaufnahme wird auf die Volumenaufnahme bei Reibwert Null (IVOL=keine die Spannkräfte reduzierende Hammerkopfreibkräfte) bezogen. Die Spannkräfte werden auf die theoretisch zu erreichende Spannkraft (ICF=theoretisch erreichbare Spannkraft ohne Hammerkopfreibkräfte) bei 100 bar bezogen. Diese entspricht beim Referenzsystem 25518 N (Produkt aus Druck und Kolbenfläche, vgl. Anhang Abbildung 11-5). Die Ergebnisse der elf durchgeführten Simulationen sind in Abbildung 8-2 dargestellt.

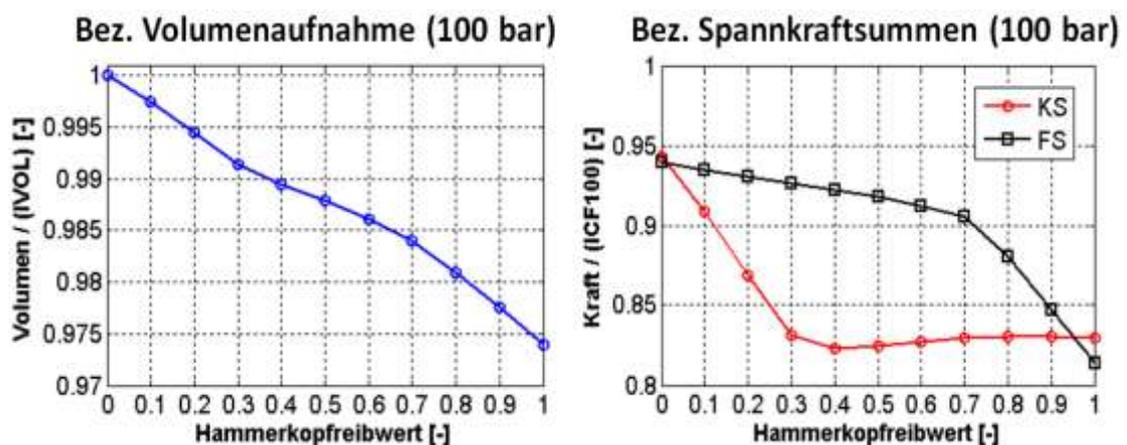


Abbildung 8-2: Einfluss der Hammerkopfreibung auf die Spannkraftreduktion.

Erkennbar wird, dass die Volumenaufnahme, basierend auf Hammerkopfreibwerten von 0 bis 1,0, durchgängig abnimmt. Ausgehend von der Variante ohne Hammerkopfreibung

reduziert sich diese um über 2,5 %. Somit bestätigt sich der beobachtete Einfluss qualitativ. Werden die Spannkraften bei Reibwerten von 0 betrachtet, betragen diese 94,3 % auf der KS und 93,9 % auf der FS der theoretisch zu erreichenden Spannkraft (entspricht beim Referenzsystem einer Spannkraft von 25518 N bei 100 bar). Durch die Reibwerterhöhung auf 1,0 reduziert sich der Wert der KS auf 82,9 % und der der FS auf 81,3 %. Die Ursache für die in Bereichen größere Spannkraft auf der FS wird an späterer Stelle gegeben.

Zusammenfassend lässt sich festhalten, dass die gemessenen und die berechneten Volumenaufnahmen sowie die berechneten Spannkraftsummen zu den Modellvorstellungen von Burckhardt (vgl. Kapitel 2.2.1.5) passen. Eine exakte Vergleichbarkeit ist nicht gegeben, da Burckhardt seine Modellvorstellungen für geschobene und gezogene Beläge formuliert, vorherige Ergebnisse (Versuch und Simulation) sich aber auf hybride Beläge beziehen.

Zur Analyse der von Burckhardt behandelten Abstützkonzepte werden ergänzend die Beläge mit geschobener Abstützung (Push-Konzept) sowie die mit gezogener Abstützung (Pull-Konzept) simuliert. Dazu werden die Vektoren, die die Geometrie der Rückenplatten beschreiben, verändert (vgl. Anhang Kapitel 11.1). Weitere Modelländerungen gegenüber der zuvorigen Simulation entstehen nicht. Für die geschobenen Beläge ergeben sich die in Abbildung 8-3 berechneten Spannkraftsummen.

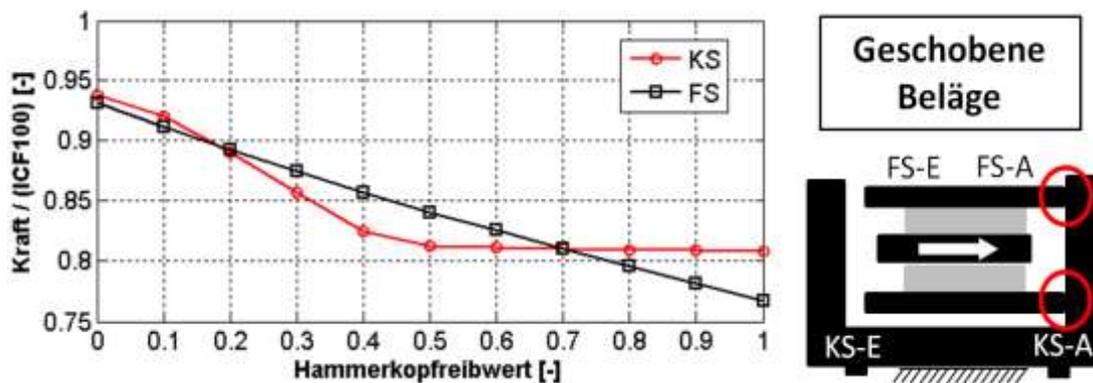


Abbildung 8-3: Simulierte Spannkraftsummen bei geschobenen Belägen.

Ergänzend dazu in Abbildung 8-4 für die gezogenen Beläge.

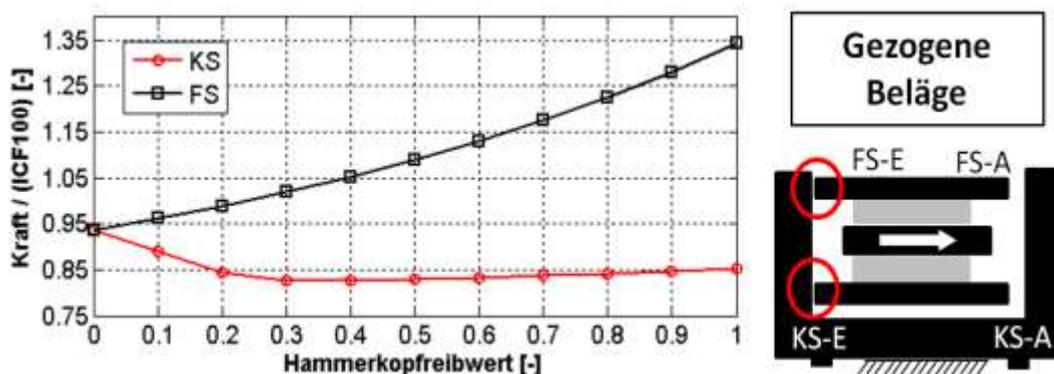


Abbildung 8-4: Simulierte Spannkraftsummen bei gezogenen Belägen.

Bei der ersten Variante mit geschobenen Belägen reduzieren sich, ähnlich wie bei der vorherigen Variante (hybride Beläge), die Spannkraftsummen durchgängig mit der Erhöhung der Reibwerte. Die anfänglichen Spannkraftsummen (Reibwert 0) betragen 93,9 % auf der KS und 93,1 % auf der FS (der theoretischen Spannkraft). Die Reibwert-erhöhung auf 1,0 führt zu einer Reduktion auf der KS auf 80,9 % und auf der FS zu einer Reduktion auf 76,7 %. Werden die Simulationsergebnisse der gezogenen Beläge betrachtet, zeigt sich auf der KS eine Reduktion der Spannkraftsumme (für alle Reibwerte ungleich 0). Die Spannkraftsumme der FS steigt dagegen mit zunehmenden Hammerkopfreibwerten. Dies passt zunächst zu keinen bekannten Modellvorstellungen zum Zuspännprozess. Höhere Spannkräfte auf der FS widersprechen den Modellvorstellungen zum Kraftfluss an der Radbremse. Nach diesen (vgl. Kapitel 6.1.2) entsteht auf der FS immer eine geringere Spannkraft als auf der KS. Demgegenüber stehen eine in Abbildung 8-4 erkennbare Selbstverstärkung der Spannkraftsumme der FS bei gezogenen Belägen. Wird die Spannkraftsumme der FS bei geschobenen Belägen (vgl. Abbildung 8-3) betrachtet, fällt dagegen eine Selbstschwächung auf.

Bei der Analyse der simulierten Bewegungen der Halterarme bei gezogenen und geschobenen Belägen werden die jeweiligen Wirkprinzipien deutlich. Diese sind in Abbildung 8-5 veranschaulicht.

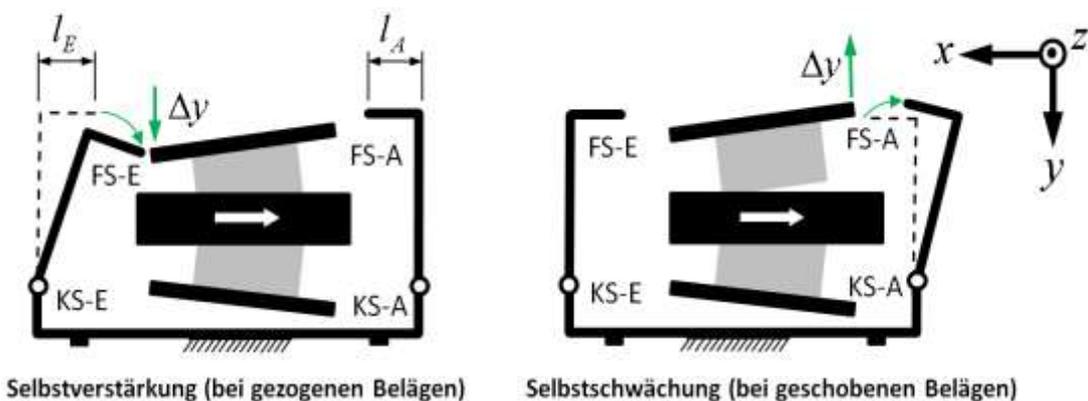


Abbildung 8-5: Selbstverstärkung und Selbstschwächung der Spannkraft der FS.

Dargestellt sind der Halter sowie beide Beläge und die drehende Scheibe bei gezogenen Belägen (links) und bei geschobenen Belägen (rechts) in der Draufsicht. Der faustseitige Belag hängt bei der ersten Variante im Halter am Kontakt FS-E, bei der zweiten Variante stützt er sich nur am Halter bei FS-A ab. Beide Kontaktpunkte besitzen aber konstruktionsbedingt einen Abstand zum Drehpunkt der Halterarme (l_E und l_A in x -Richtung). Bei der Beanspruchung der Halterarme durch die Abstützkraft verformen sich die Halterarme (vgl. Komponentenversuch aus Kapitel 5.1.5). Mit Erhöhung der Reibwerte an den Kontaktstellen wird eine mögliche Verschiebung der Hammerköpfe in den Halterarmen in y -Richtung (bei gleicher Abstützkraft) weiter eingeschränkt. Die Deformation des Halterarms in Umfangsrichtung führt dann bei gezogenen Belägen zu einer zusätzlichen Anpressung (in Form der aufgezwungenen Verschiebung Δy). Dadurch entsteht die Selbstverstärkung. Bei den geschobenen Belägen befindet sich der

Kontaktpunkt zum Halter vor dem Drehpunkt des Halterarms. Dadurch wirkt die aufgezogene Verschiebung Δy in die negative y -Richtung und somit von der Scheibe weg. Die Folge ist die Selbstschwächung der faustseitigen Spannkraft.

Die Ergebnisse der letzten beiden Varianten werden auch durch die experimentellen Ergebnisse des Verschleißdauerlaufs (Verschleiß der Beläge um 50 % im zehnstündigen Dauerlauf am SMP) gestützt (vgl. Abbildung 8-11 rechts). Nach dem Verschleißprogramm entsteht beim Belag der FS ein um 2,61 % höherer Verschleiß als beim Belag der KS (mittlerer Verschleiß auf der KS 6,52 mm und auf der FS 6,69 mm).

Für die im Komponentenversuch gemessenen Hammerkopfreibwerte von 0,106 (vgl. Kapitel 5.1.2) beträgt die Erhöhung bei den hybriden Belägen (Vergleich der Spannkraftsumme der FS gegenüber der der KS) 2,9 %, die Erhöhung bei gezogenen Belägen beträgt 8,1 % und die Verringerung bei geschobenen Belägen 1,0 %.

Eine Verstärkung der Effekte im experimentellen Versuch ist ebenfalls vorstellbar. Eine mögliche Ursache dafür sind erhöhte Hammerkopfreibwerte aufgrund von Oberflächenveränderungen. Beispiele dafür sind Alterungsprozesse und belastungsbedingte Mikroverformungen zwischen den Hammerköpfen und den Kontaktpunkten zu den Halterarmen.

8.2 Beeinflussung der Spannkraftverteilung durch Hammerkopfreibkräfte

Im vorherigen Kapitel wurde der Einfluss der Hammerkopfreibkräfte bei verschiedenen Belagabstützkonzepten auf die Spannkraftsummen untersucht. Gegenstand dieses Kapitels ist die Spannkraftverteilung zwischen den Belägen und der Scheibe. Den Modellvorstellungen von Burckhardt (vgl. Kapitel 2.2.1.5) nach ist die Flächenpressung in Umfangsrichtung grundsätzlich ungleichförmig (aufgrund des Abstandes der Umfangskraft vom Drehzentrum des Belages). Durch die Auslegung als gezogene Beläge lässt sich diese ungleichförmige Verteilung verbessern. Die Auslegung als geschobene Beläge führt dagegen zu einer Erhöhung der Ungleichförmigkeit. Auf hybride Beläge wird nicht eingegangen.

Grundlage der Modellvorstellungen ist des Weiteren ein einzelner Belag, der in einem ideal starren Halter hängt und auch radial gleichförmig angepresst wird. Unklar ist, ob diese Vereinfachungen auch bei einem kompletten Sattel (mit einem nachgiebigen Halter) gültig sind.

Zur Analyse der Gleichförmigkeit der Flächenpressungsverteilung der unterschiedlichen Abstützkonzepte sind in Abbildung 8-6 die berechneten Spannkraftverteilungen beim Erreichen der 100 bar dargestellt (identische Parametrierung wie in Kapitel 8.1, Hammerkopfreibwerte 0,106, vgl. Komponentenversuch Abbildung 5-8).

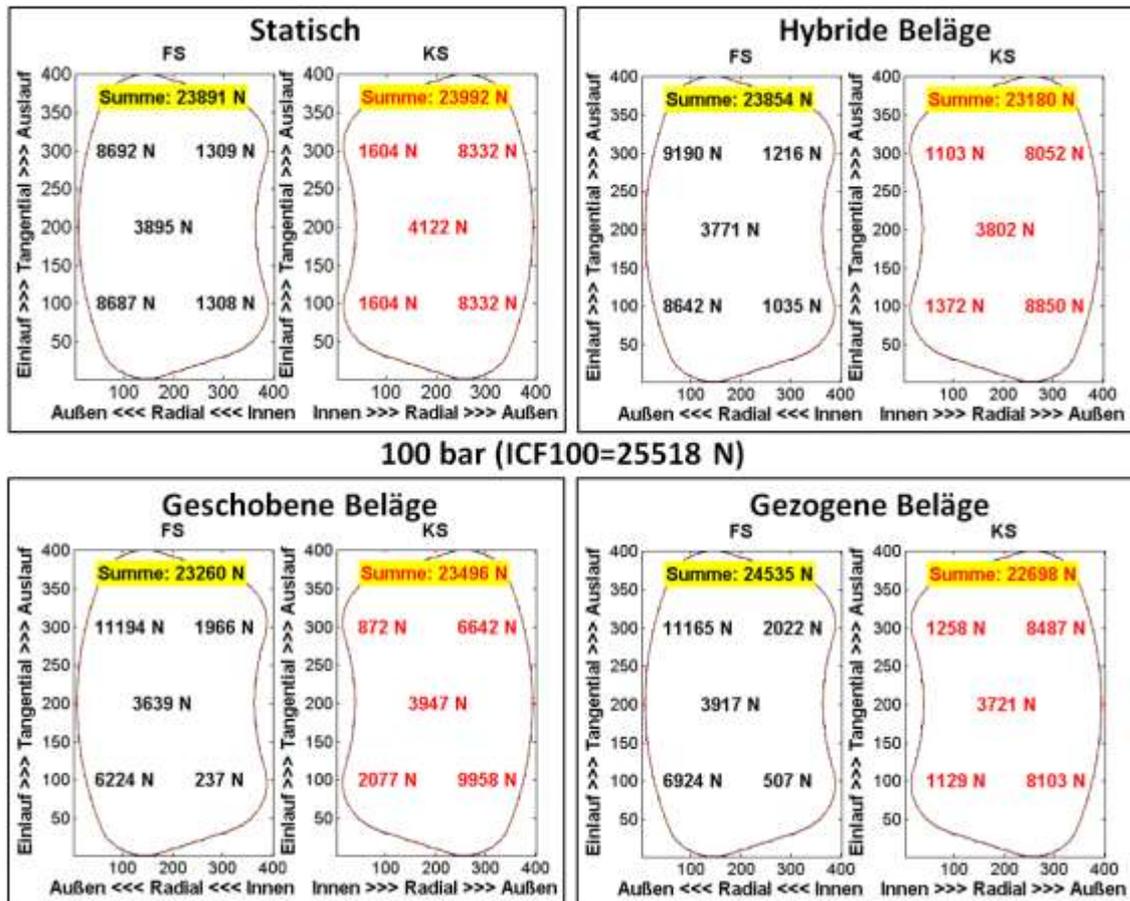


Abbildung 8-6: Simulierte Spannkraftverteilungen bei unterschiedlichen Abstützkonzepten.

Im statischen Fall entstehen keine Reibkräfte an den Hammerköpfen. Dadurch ist die Spannkraftsumme der KS größer als die der FS (im Kraftfluss liegen der Kolbendicht-ring, die Bushings und die Kolbenreibung). Bei den restlichen drei simulierten Abstützkonzepten wird das in Abbildung 8-5 dargestellte Wirkprinzip deutlich. Bei den geschobenen Belägen ist die Spannkraftsumme der FS aufgrund der Selbstschwächung geringer als die der KS. Bei den hybriden und den gezogenen Belägen entsteht ein gegenteiliges Verhalten. Bei den hybriden Belägen entsteht auf der FS eine um 674 N höhere Spannkraftsumme, bei den gezogenen Belägen eine um 1837 N erhöhte. Bei der Betrachtung der Spannkraftverteilung zeigt sich, dass radial außen höhere Kräfte entstehen. Tangential verlagert sich bei allen drei unter dynamischer Beanspruchung simulierten Abstützkonzepten das Zentrum der Flächenpressung auf der KS in Richtung Einlauf und auf der FS in Richtung Auslauf.

Die Simulationsergebnisse des statischen Falls passen somit qualitativ zu den Modellvorstellungen der Sattelaufweitung aus Kapitel 2.2.1.2. Die Simulationsergebnisse aller dynamischen Fälle passen zu den Modellvorstellungen der Gehäuseverdrehung aus Kapitel 2.2.1.4.

Basierend auf den Simulationsergebnissen der jeweils fünf ausgewerteten Federkräfte pro Belag (beim Erreichen der 100 bar) lässt sich der rechnerische Kraftangriffspunkt

(in Bezug zur mittleren Feder) in radialer Richtung wie folgt berechnen (vgl. Belagmodell Abbildung 5-4):

$$CoP_{rad} = \frac{F_{LU} \cdot \Delta z_{LU} + F_{TU} \cdot \Delta z_{TU} + F_{LD} \cdot \Delta z_{LD} + F_{TD} \cdot \Delta z_{TD}}{\Delta y_{LU} + \Delta y_{TU} + \Delta y_{LD} + \Delta y_{TD}} \quad (7-2)$$

Und für den Kraftangriffspunkt in tangentialer Richtung gilt:

$$CoP_{tan} = \frac{F_{LU} \cdot \Delta x_{LU} + F_{TU} \cdot \Delta x_{TU} + F_{LD} \cdot \Delta x_{LD} + F_{TD} \cdot \Delta x_{TD}}{\Delta y_{LU} + \Delta y_{TU} + \Delta y_{LD} + \Delta y_{TD}} \quad (7-3)$$

Für die bereits in Kapitel 8.1 dargestellten Spannkraftsummen lassen sich somit die rechnerischen Kraftangriffspunkte bei der Variation der Hammerkopfreibwerte und dem Erreichen des Maximaldruckes von 100 bar auswerten (Hinweis: Positiv entspricht radial außen bzw. der Einlaufseite). In Abbildung 8-7 ist dies für die hybriden Beläge dargestellt.

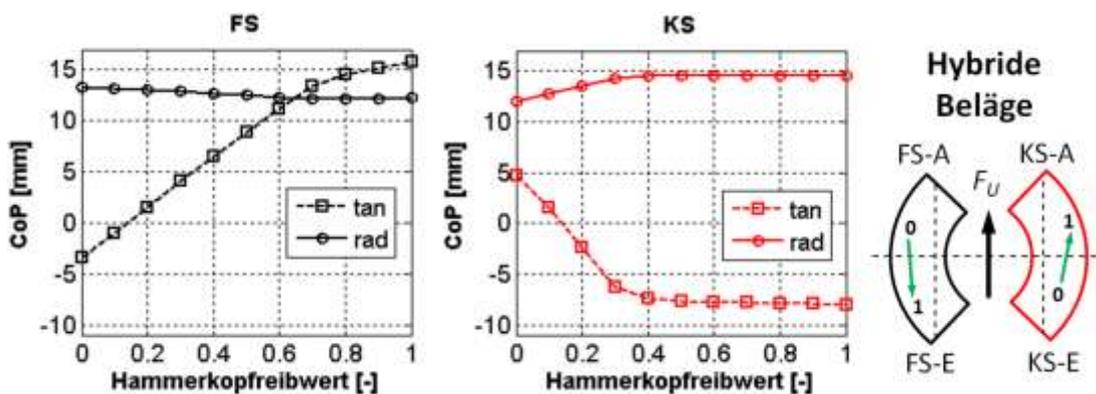


Abbildung 8-7: Rechnerische Kraftangriffspunkte der hybriden Beläge.

Erkennbar wird, dass sich der CoP (Centre of Pressure) in radialer Richtung auf der KS mit zunehmenden Hammerkopfreibwerten nach außen verlagert. Der CoP der FS verschiebt sich dagegen leicht nach innen (Bezugspunkt ist die mittlere Feder, vgl. Abbildung 5-4). Der CoP verlagert sich tangential auf der KS von 4,8 mm (4,8 mm in Richtung Einlaufseite verschoben) mit zunehmendem Reibwert bis zu -8,1 mm in Richtung Auslauf. Auf der FS verlagert er sich von -3,5 mm im Auslauf zu 15,8 mm in Richtung Einlauf (alles beim Erreichen der 100 bar).

Besteht die Zielsetzung in der Auslegung des Systems auf den Bremsdruck von 100 bar und dem Erreichen einer möglichst gleichförmigen Flächenpressung in Umfangsrichtung, lässt sich ein Optimum bestimmen. Dieses liegt für die hybriden Beläge bei einem Hammerkopfreibwert auf der KS von 0,138 und auf der FS von 0,139. Der Auslegungswert von 0,14 bei allen Hammerköpfen (mittlerer Reibwert) ist demnach als Kompromisslösung geeignet.

Im Vergleich zu den hybriden Belägen sind in Abbildung 8-8 die berechneten Kraftangriffspunkte für die geschobenen Beläge dargestellt.

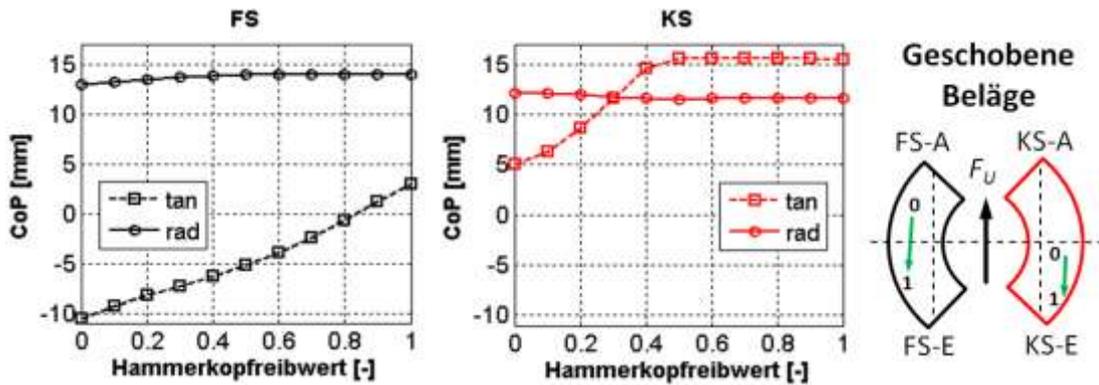


Abbildung 8-8: Rechnerische Kraftangriffspunkte der geschobenen Beläge.

Erkennbar wird, dass die Verlagerung des CoP in radialer Richtung (gegenüber der der hybriden Beläge) qualitativ unterschiedlich verläuft. In tangentialer Richtung verschiebt sich der CoP auf der KS von beginnend mit 5,0 mm einlaufseitig weiter auf bis zu 15,5 mm, wodurch sich die Ungleichförmigkeit verstärkt. Auf der FS verlagert er sich von auslaufseitig -10,5 mm auf 3,0 mm in Richtung Einlauf. Deutlich wird, dass bei dieser Variante kein Optimum besteht. Auf der KS ist kein ausgeglichener Zustand möglich, auf der FS entsteht dieser für Hammerkopfreibwerte von 0,837. Die Ungleichförmigkeit auf der KS ist bei diesem Reibwert aber größer als bei geringeren Reibwerten.

Im Vergleich der Simulationsergebnisse der geschobenen Beläge mit den Modellvorstellungen von Burckhardt (vgl. Kapitel 2.2.1.5) ist qualitative Übereinstimmung gegeben. Den Modellvorstellungen nach verlagert sich bei geschobener Abstützung die Flächenpressung beider Beläge in Richtung Einlauf, was die Ungleichförmigkeit erhöht. Unterschiedlich ist allerdings die Startposition des CoP der FS. In den Simulationsergebnissen befindet sich der Ausgangspunkt im Auslauf. Dies entsteht aufgrund der Halternachgiebigkeit und einer dadurch hervorgerufenen Gehäuseverdrehung. Burckhardt geht dagegen in den Modellvorstellungen von einer ideal starren Abstützung aus.

Des Weiteren sind in Abbildung 8-9 die Ergebnisse für gezogene Beläge dargestellt.

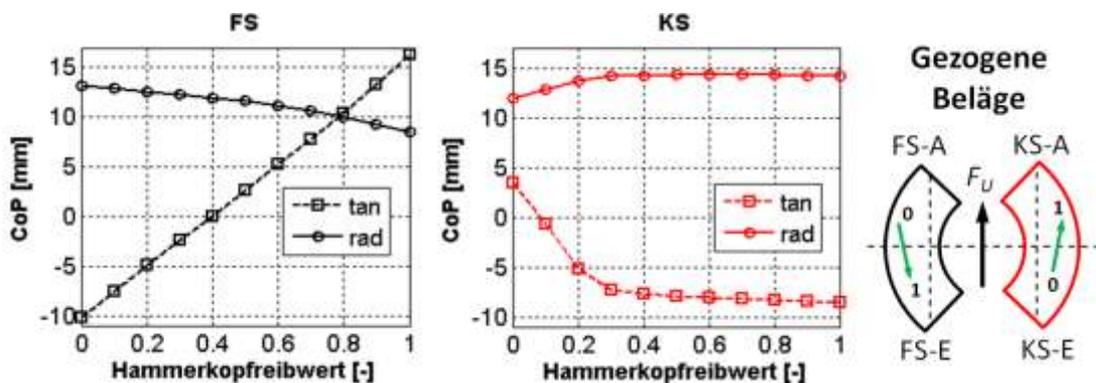


Abbildung 8-9: Rechnerische Kraftangriffspunkte bei gezogenen Belägen.

Wird die letzte Variante mit gezogenen Belägen mit den Simulationsergebnissen der vorherigen Abstützkonzepte verglichen, zeigen sich qualitativ ähnliche Verläufe wie bei

der ersten Variante mit hybriden Belägen. Die radiale Verlagerung des CoP auf der FS verläuft etwas ausgeprägter (finaler Wert 8,5 mm). In tangentialer Richtung verlagert sich der CoP der KS von 3,5 mm einlaufseitig auf bis zu -8,6 mm auslaufseitig. Der CoP der FS verlagert sich von -10,1 mm auslaufseitig auf bis zu 16,3 mm einlaufseitig. Auf der KS wird für einen Hammerkopfreibwert von 0,083 und auf der FS für einen von 0,398 eine in Umfangsrichtung gleichförmige Spannkraftverteilung erreicht. Deutlich wird, dass zwar für beide Beläge ein jeweiliges Optimum besteht, dass der mittlere Reibwert von 0,157 aber eine ungünstigere Kompromisslösung (im Vergleich zu den hybriden Belägen) darstellt.

Beim Vergleich der drei Abstützkonzepte (unter den gegebenen Bedingungen des simulierten Referenzsystems und für den Druck von 100 bar) besitzen somit die hybriden Beläge die hinsichtlich einer in Umfangsrichtung gleichförmigen Flächenpressungsverteilung besten Eigenschaften.

Beim Vergleich der Simulationsergebnisse mit den Modellvorstellungen aus dem Stand der Technik (vgl. Kapitel 2.2.1) wird der Effekt der Sattelaufweitung bei allen Abstützkonzepten deutlich. Wie von Burckhardt dargestellt, führt die Auslegung als geschobene Beläge mit zunehmenden Hammerkopfreibwerten zu einer Erhöhung der Ungleichförmigkeit der tangentialen Flächenpressungsverteilung. Der von Burckhardt beschriebene positive Einfluss der gezogenen Beläge kann dagegen nicht gezeigt werden. Aufgrund eines nachgiebigen Halters, im Unterschied zu den Modellvorstellungen von Burckhardt, verdreht sich das Gehäuse. Dies passt zu den Modellvorstellungen von Samie et al. und Tamari et al. (vgl. Kapitel 2.2.1.4). Dadurch befindet sich der Anfangszustand des CoP (bei Hammerkopfreibwerten von 0, vgl. Abbildung 8-9) schon im Auslauf und verlagert sich mit zunehmenden Hammerkopfreibwerten in Richtung Einlauf. Dies widerspricht den Modellvorstellungen von Burckhardt. Die Erklärung ist in Abbildung 8-10 dargestellt (Hinweis: Draufsicht, das Gehäuse HOU ist in die x - y -Ebene gedreht).

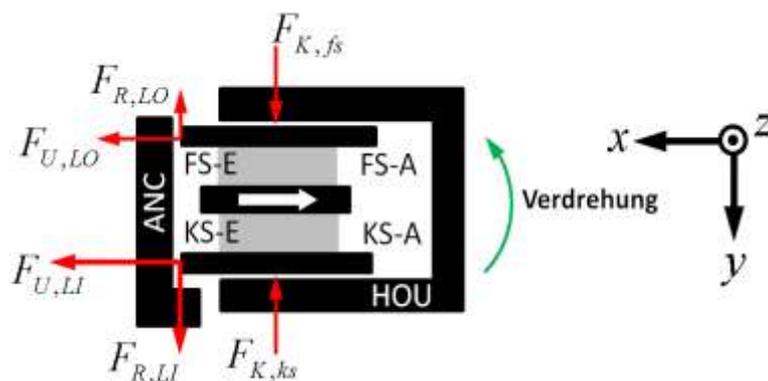


Abbildung 8-10: Prinzip der Flächenpressungsverlagerung bei gezogenen Belägen.

Da auf der KS (alleinige Abstützung über einlaufseitige Hammerköpfe) die höhere Abstützkraft $F_{U,LI}$ entsteht (vgl. Ungleichförmigkeit der Abstützkkräfte, Abbildung 7-11),

entsteht an dieser Stelle auch die größere der Zuspannkraft entgegenwirkende Hammerkopfreibkraft $F_{R,LI}$.

Da beide Beläge über das Gehäuse fest miteinander verspannt sind, entsteht beim Zuspinnen der Bremse die in Abbildung 8-10 dargestellte Verdrehung des Gehäuses (um die positive z -Achse). Dieser Effekt wird mit zunehmenden Hammerkopfreibwerten verstärkt. Eine Auswirkung der Verdrehung ist, dass sich der CoP der KS tangential in Richtung Auslauf (ausgehend von einer Anfangsposition im Einlauf) und auf der FS in Richtung Einlauf (ausgehend von einer Anfangsposition im Auslauf) verlagert.

Des Weiteren zeigt sich anhand der Simulationsergebnisse, dass eine alleinige Betrachtung des CoP in der radialen und tangentialen Richtung nicht geeignet ist, da Reibwertveränderungen an den Hammerköpfen die Flächenpressungsverteilungen in beiden Richtungen beeinflussen. Die gekoppelte radiale und tangential Verlagerung der CoP wird auch von Fieldhouse (auf Basis seiner Versuche, vgl. Kapitel 2.2.1.3) angegeben.

8.3 Einfluss des Belagschrägverschleißes auf die Spannkraftverteilung

Neben dem Einfluss der Hammerkopfreibkräfte auf die Flächenpressungsverteilung zwischen den Belägen und der Scheibe wird in den Modellvorstellungen nach Burckhardt (vgl. Kapitel 2.2.1.5) der Einfluss auf den Belagschrägverschleiß aufgeführt. Vorteilhaft ist demnach die Auslegung als gezogene Beläge. Der geringere Verschleiß wird nur mit der gleichförmigeren Flächenpressung begründet. Zudem wird von einem vereinfachten Anpressvorgang der Beläge ausgegangen. Die sich durch den Belagschrägverschleiß ändernde Belagegeometrie hat dabei keinen Einfluss auf die Flächenpressungsverteilung.

Zur Untersuchung des grundsätzlichen Schrägverschleißes bei verschiedenen Abstützkonzepten werden hybride und gezogene Beläge (der gleichen Charge, durch spanende Nachbearbeitung der Push-Kontakte modifiziert) im Verschleißdauerlauf test verglichen. Das gewählte Verschleißprogramm entspricht dem in Kapitel 7.2.4 dargestellten (zehnständiger Test am SMP mit Zielsetzung des Erreichens von 50 % Belagverschleiß). Nach jeweils 200 Bremsungen werden die Beläge im ausgebauten Zustand an den jeweils fünf Messpositionen, die denen des Belagmodells im Simulationsmodell entsprechen, in ihrer Dicke vermessen. Eine zur Darstellung des Belagschrägverschleißes geeignete Darstellung ist die Auftragung des radialen und tangentialen Schrägverschleißes über dem mittleren Belagverschleiß. Der mittlere Verschleiß berechnet sich demnach wie folgt:

$$W_m = \frac{(\Delta y_{LU} + \Delta y_{TU} + \Delta y_{LD} + \Delta y_{TD})}{5} \quad (7-4)$$

Für den relativen radialen Schrägverschleiß gilt:

$$W_{rad} = \frac{(\Delta y_{LU} + \Delta y_{TU})}{2} - \frac{(\Delta y_{LD} + \Delta y_{TD})}{2} \quad (7-5)$$

Und für den relativen tangentialen Schrägverschleiß gilt:

$$W_{tan} = \frac{(\Delta y_{LU} + \Delta y_{LD})}{2} - \frac{(\Delta y_{TU} + \Delta y_{TD})}{2} \quad (7-6)$$

Wird obige Berechnung für die nach jeweils 200 Druckrampen gemessenen Belagdickenreduzierungen (Ausgangsdicke ist 12 mm) durchgeführt und aufgetragen, ergeben sich die in Abbildung 8-11 dargestellten Verschleißkurven für die hybriden und die gezogenen Beläge.

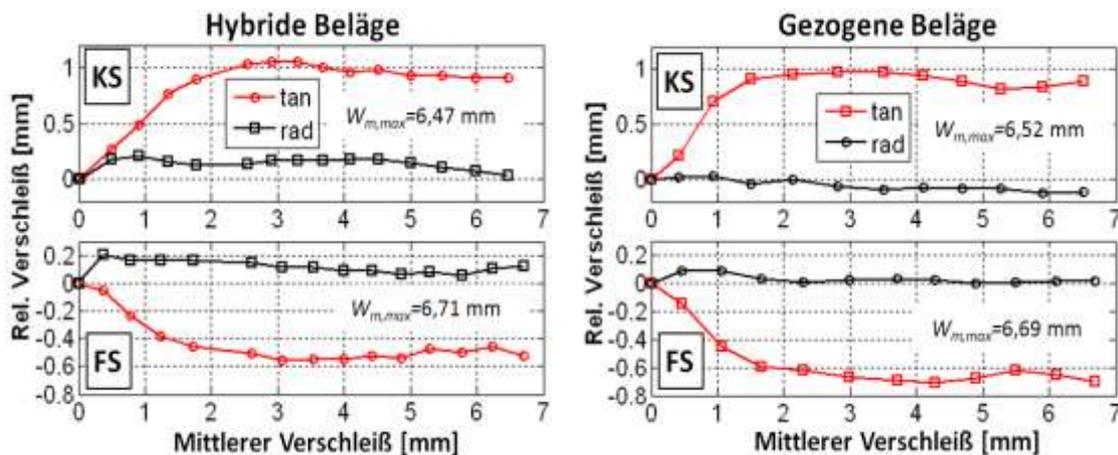


Abbildung 8-11: Gemessener radialer und tangentialer Verschleiß über mittlerem Verschleiß.

Deutlich wird, dass der radiale Schrägverschleiß bei beiden Varianten geringer ausfällt als der tangentiale. Der tangentiale steigt jeweils zunächst mit Zunahme des mittleren Verschleißes stark an (Bereich zwischen 0 und 3 mm mittlerem Verschleiß) und verläuft danach bei beiden Varianten konstanter. Dies bedeutet, dass sich während der ersten drei Millimeter mittlerem Verschleiß ein tangentialer Schrägverschleißzustand einschleift. Dieser bleibt mit weiter zunehmendem mittlerem Verschleiß erhalten (Hinweis: Während der Versuche werden durchgängig Druckrampen mit 100 bar gefahren). Dieser stationäre Schrägverschleißzustand führt dazu, dass mit der weiteren Zunahme des mittleren Verschleißes die Belagschrägstellung annähernd konstant bleibt.

Grundsätzlich fällt auf, dass der mittlere Verschleiß bei beiden Varianten auf der FS größer ausfällt als auf der KS (Vergleich der letzten Messwerte). Eine Erklärung dafür, basierend auf dem Prinzip der Spannkraftselbstverstärkung auf der FS, ist in Kapitel 8.1 gegeben.

Zur Analyse der Ursachen für den stationären Schrägverschleißzustand werden mit dem Simulationsmodell die CoP zunächst für den Zuspannprozess ohne Verschleiß und danach für den Bereich der Verschleißerzeugung (bei gleichem Bremsdruck) berechnet. Bis zum Erreichen des Maximaldruckes von 100 bar wird kein Belagverschleiß simuliert (entspricht somit dem Verhalten aus Abbildung 8-7, Hammerkopfreibwerte 0,106).

Danach wird bei konstantem Druck der Verschleiß für 30 s (bis zum Ende der Bremsung) zugeschaltet. In Abbildung 8-12 ist dies für die hybriden Beläge dargestellt.

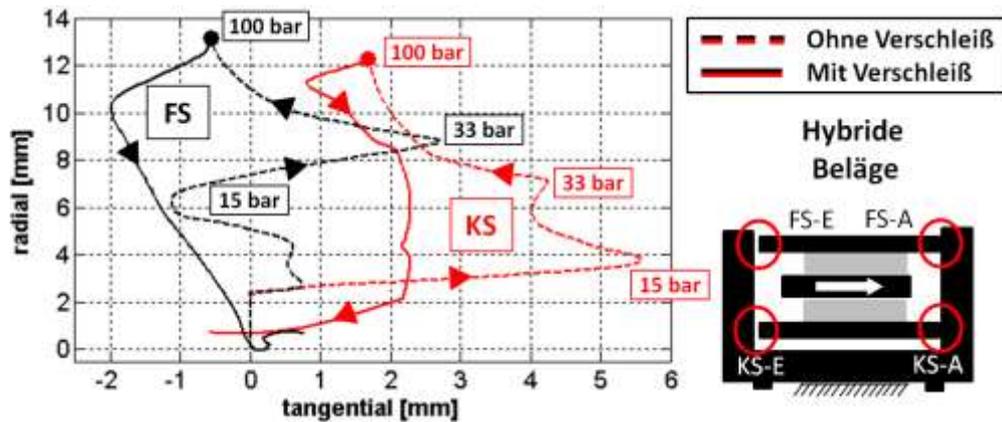


Abbildung 8-12: Einfluss des Belagverschleißes auf die CoP (hybride Beläge).

Beide simulierten CoP verlagern sich zu Beginn des Zuspansprozesses zunächst radial auf 2,42 mm. Diese Position befindet sich geringfügig oberhalb des Flächenschwerpunktes des Belages (dieser liegt bei 1,95 mm oberhalb der mittleren Feder). Erkennbar wird zudem, dass sich während des Zuspansprozesses der CoP der KS radial nach außen und in Richtung Einlaufseite verschiebt (Hinweis: Positiv entspricht der Einlaufseite). Der der FS verschiebt sich ebenfalls radial nach außen, bei 100 bar befindet er sich im Auslauf.

Wird der reibungsbezogene Verschleißansatz zu Verkürzung der fünf Federn pro Belag (vgl. Kapitel 5.1.3) hinzugeschaltet, entsteht zum einen der Belagschrägverschleiß, zum anderen verlagern sich die CoP radial sowie tangential in Richtung Belagmitte. Mit Bremsungsende befinden sie sich in Umfangsrichtung fast wieder bei 0, radial bei 0,68 mm oberhalb der mittleren Feder. Der simulierte Schrägverschleißzustand (nach Ende der Bremsung) der KS beträgt radial 0,48 mm und tangential 0,21 mm, der der FS radial 0,17 mm und tangential -0,02 mm.

In Abbildung 8-13 sind die Simulationsergebnisse für die geschobenen Beläge dargestellt.

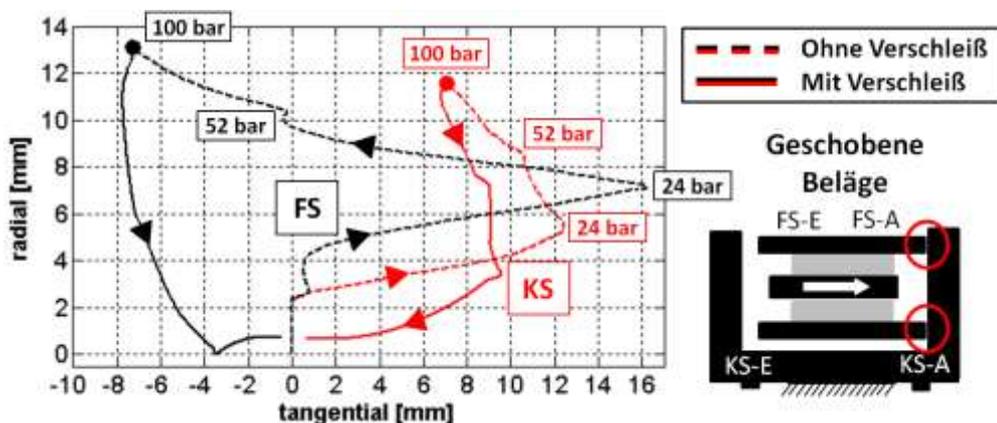


Abbildung 8-13: Einfluss des Belagverschleißes auf die CoP (geschobene Beläge).

Erkennbar wird, dass qualitativ ähnliche Verlagerungen auch bei den geschobenen Belägen entstehen. Beginnend tangential mittig und radial bei 2,42 mm, verlagert sich der CoP der KS radial nach außen und in Richtung Einlaufseite, der der FS radial nach außen und in Richtung Auslaufseite (vgl. Abbildung 8-8 für Hammerkopfreibwerte von 0,106). Beim CoP der FS fällt auf, dass sich dieser zunächst in Richtung Einlauf verschiebt und erst danach in Richtung Auslauf.

Grundsätzlich fallen bei den geschobenen Belägen die Verschiebungen der CoP in tangentialer Richtung größer aus als bei den hybriden Belägen aus Abbildung 8-12. Durch den Verschleiß verschieben sich ebenfalls beide CoP in Richtung Belagmitte. Im Unterschied zu den hybriden Belägen entsteht aber höherer Schrägverschleiß. Der simulierte Schrägverschleißzustand gegen Ende der Bremsung beträgt auf der KS radial 0,41 mm und tangential 1,36 mm, auf der FS radial 0,15 mm und tangential -0,80 mm.

In Abbildung 8-14 sind abschließend die simulierten CoP der gezogenen Beläge dargestellt.

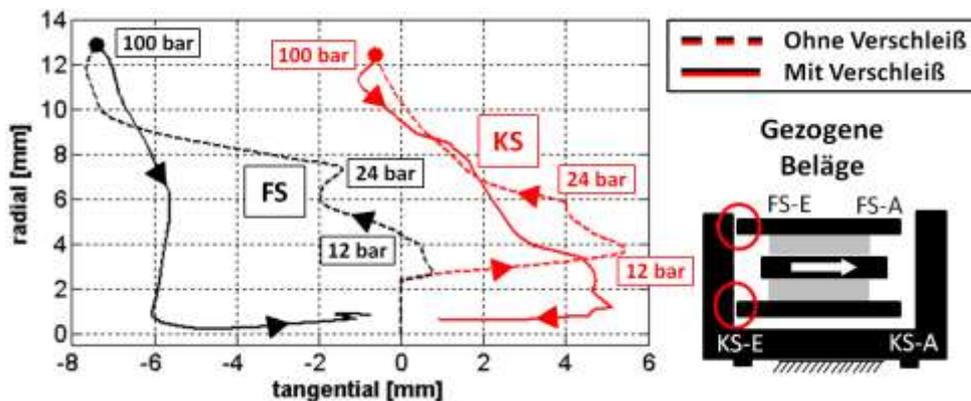


Abbildung 8-14: Einfluss des Belagverschleißes auf die CoP (gezogene Beläge).

Den Ausgangspunkt beider CoP bilden wieder eine tangential mittige Position und eine radiale Position von 2,42 mm (oberhalb der mittleren Feder). Der CoP der KS verschiebt sich bis zum Erreichen der 100 bar radial nach außen und tangential zunächst in Richtung Einlauf, danach zurück in Richtung Auslauf. Beim Erreichen der 100 bar liegt der tangential CoP der KS annähernd bei 0. Auf der FS verschiebt er sich radial nach außen und tangential in Richtung Auslauf (vgl. Abbildung 8-9 für Hammerkopfreibwerte von 0,106).

Mit Beginn des Belagverschleißes verschieben sich auch bei den gezogenen Belägen die CoP in Richtung Belagmitte. Tangential entsteht nicht ganz der Ausgleich, radial liegen die CoP bei 0,70 mm. Der simulierte Schrägverschleißzustand (am Ende der Bremsung) beträgt auf der KS radial 0,33 mm und tangential 1,27 mm. Der der FS beträgt radial 0,27 mm und tangential -0,89 mm.

Im Vergleich der Schrägverschleißneigung der drei Abstützkonzepte wird deutlich, dass der maximale Schrägverschleiß gezogener Beläge geringer ist als der geschobener Beläge. Letzterer ist aber größer als der der hybriden Beläge. Die Erkenntnis der ge-

schobenen und gezogenen Beläge passt somit zu den Modellvorstellungen von Burckhardt (vgl. Kapitel 2.2.1.5).

Zusammenfassend lässt sich festhalten, dass sich während des Druckaufbaus eine komplexe Verschiebung der CoP einstellt. Mit einsetzendem Verschleiß entwickelt sich ein stationärer Schrägverschleißzustand, der bei den verschiedenen Abstützkonzepten unterschiedlich ist. Gleichzeitig verschieben sich die CoP in Richtung der Belagmitte. Folglich entsteht durch den Verschleiß ein günstigerer Pressungszustand. Der Belagverschleiß gleicht somit den vom Sattel aufgezwungenen und ungleichförmigen Ausgangsbelastungszustand aus.

8.4 Druckpunktverlagerung und Kolbenverklemmen

Den Modellvorstellungen von Burckhardt (vgl. Kapitel 2.2.1.6) ist zu entnehmen, dass die ungleichförmige Anpressung der Beläge durch eine Druckpunktverlagerung beeinflussbar ist. Eine vorgeschlagene Möglichkeit ist der tangential Kolbenversatz (im Folgenden auch als Kolbenoffset bezeichnet). Den Modellvorstellungen (vgl. Abbildung 4-5) nach wird durch eine Druckpunktverlagerung nicht nur die Flächenpressungsverteilung zwischen den Belägen und der Scheibe beeinflusst, sondern der Kolben verdreht sich auch zur Kolbenführung im Gehäuse. Der Komponentenversuch (vgl. Abbildung 5-28) zeigt, dass dadurch erhöhte Kolbenverschiebekräfte entstehen können. Unklar ist, ob dieser Effekt an der Radbremse auch zu dem in den Modellvorstellungen formulierten Kolbenverklemmen führen kann.

Eine im experimentellen Versuch standardisierte Möglichkeit zur Vorgabe einer Druckpunktverlagerung in Umfangsrichtung ist der Einsatz eines Sichelblechs. Durch einen partiellen Kontakt zwischen Kolben und Dämpfungsblech wird der Kraftangriffspunkt der Kolbenausgangskraft verschoben.

Zur experimentellen Untersuchung eines Verklemmeffektes wird das Bremsmoment (Testszenario vgl. Abbildung 7-2) aufgezeichnet. In Abbildung 8-15 ist der Vergleich ohne und mit Sichelblech (Dicke 1 mm, 120°, Positionierung auslaufseitig) dargestellt.

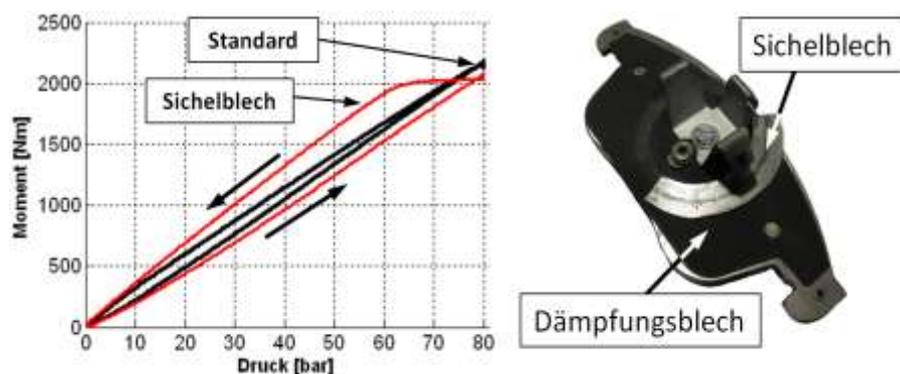


Abbildung 8-15: Gemessene Hysterese im Bremsmoment mit Druckpunktverlagerung.

Erkennbar wird in vorheriger Abbildung (rechts) das positionierte Sichelblech auf dem Dämpfungsblech der KS. In der linken Darstellung sind die gemessenen Momentenverläufe für den Zuspann- und Löseprozess dargestellt (zwei aufeinanderfolgende Bremsungen mit identischen Komponenten, die sich nur durch die Verwendung des Sichelblechs unterscheiden).

Der Verlauf des Bremsmomentes für die Variante ohne Sichelblech weist nur eine geringe Hysterese von 5,1 % (maximale Momentdifferenz zwischen Zuspann- und Löseprozess, bezogen auf das maximale Moment) auf. Mit Sichelblech entsteht eine qualitativ unterschiedliche und deutlich vergrößerte Hysterese von 18,8 %. Das maximale Moment reduziert sich von 2183 Nm bei 80 bar auf 2072 Nm und damit um 5,1 %. Mit Sichelblech bleibt das maximale Moment auch bei Druckreduktion (bis ungefähr 65 bar) bestehen. Folglich entsteht der anhand der Modellvorstellungen erwartete Effekt des Kolbenverklommens bei Verwendung eines Sichelbleches zur Druckpunktverlagerung. Die Simulation mit Sichelblech (partieller Kontakt zwischen Kolben und innerem Dämpfungsblech) führt zu einem qualitativ gleichen Erscheinungsbild.

Eine weitere von Burckhardt (vgl. Kapitel 2.2.1.6) vorgeschlagene Möglichkeit zur Druckpunktverlagerung ist ein tangentialer Kolbenversatz. Die Verschiebung in Richtung Auslauf führt demnach bei der grundsätzlich am Einlauf erhöhten Flächenpressung zu einer gleichförmigeren Verteilung.

Zur Analyse dieser Modellvorstellung wird im Simulationsmodell die Kolbenposition systematisch in Umfangsrichtung variiert. Zur Vergleichbarkeit mit den Modellvorstellungen werden geschobene Beläge und ein steifer Halter modelliert. In Abbildung 8-16 sind die CoP in radialer und tangentialer Richtung bei Variation der tangentialen Kolbenposition dargestellt (0 entspricht einer mittigen Ausgangsposition, positiv entspricht einer Verschiebung in Richtung Auslaufseite).

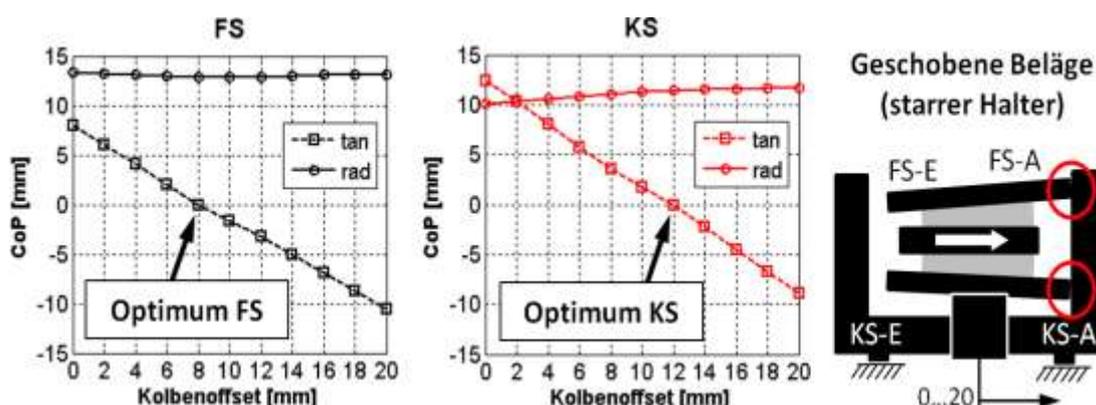


Abbildung 8-16: Simulierte Kraftangriffspunktverlagerung durch tangentialen Kolbenversatz.

Erkennbar wird, dass bei dem Belag der KS für einen Kolbenoffset von 12 mm und bei dem Belag der FS für einen Kolbenoffset von 8 mm die Spannkraftverteilung in Umfangsrichtung gleichförmig ist. Ein für beide Beläge optimaler Kolbenversatz ist nicht vorhanden. Die Gründe für die ungleichen Optima bestehen darin, dass neben der Kol-

benkraft und den Hammerkopfreibkräften auch weitere (und ungleiche) Kräfte an den Belägen angreifen (z.B. die Dämpfungsblechreibkräfte).

Der Einfluss des tangentialen Kolbenversatzes auf die maximale Hysterese wird anhand der Simulationsergebnisse in Abbildung 8-17 deutlich.

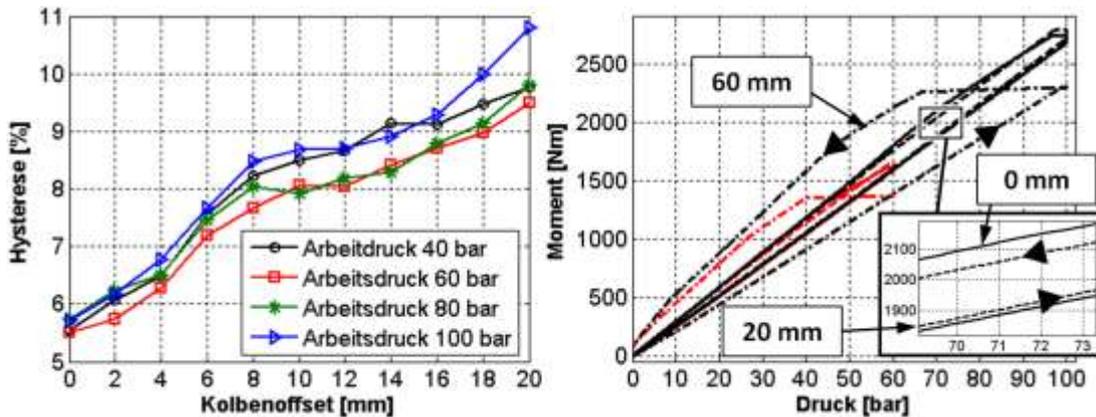


Abbildung 8-17: Simulierte Vergrößerung des Hysterese durch Kolbenversatz.

Erkennbar wird in der linken Abbildung, dass sich die simulierte maximale Hysterese (mit einem Arbeitsdruck von 80 bar) von 5,7 % auf bis zu 9,8 % bei einem Kolbenversatz von 20 mm vergrößert. Für die anderen Arbeitsdrücke 20, 60 und 100 bar (alles bei einem Druckgradienten von 20 bar) stellen sich ähnliche Hysteresevergrößerungen ein. Für die ausgewählten Kolbenoffsets von 0 mm und 20 mm sind die Momentenverläufe dargestellt. Ergänzt sind diese um einen überdimensionierten Kolbenoffset von 60 mm (vgl. Anhang Abbildung 11-6).

Der qualitative Verlauf des Momentes bleibt durch den Kolbenoffset von bis zu 20 mm unverändert, doch die Hysterese erhöht sich. Ein Verklemmen des Kolbens entsteht nicht. Erst bei einem unrealistischen Kolbenoffset (Versatz in der Größenordnung der halben Rückenplattenlänge) verändert sich der Verlauf des Momentes. Ähnlich dem gemessenen Verlauf mit Sichelblech entsteht bei Druckreduktion ein Bereich des konstanten Momentes, da der Kolben verklemmt. Auch reduziert sich das maximale Moment. Diese Veränderungen in der Hystereseform entstehen bei allen untersuchten Arbeitsdrücken, nicht aber bei reibungsfreier Kolbenführung.

Zusammenfassend lässt sich festhalten, dass die von Burckhardt vorgeschlagene Druckpunktverlagerung eine wirksame Maßnahme zum Erreichen einer in Umfangsrichtung gleichmäßigeren Flächenpressungsverteilung ist. Die für den Belag der KS benötigte Verschiebung des Kolbens muss aber nicht auch auf der FS optimal sein, da weitere Kräfte auf die Beläge einwirken, die unterschiedlich sein können. Nachteilig an der Druckpunktverlagerung ist aber, dass sich die Hysterese im Momentenverlauf erhöht. Ein Verklemmen des Kolbens wird in der Simulation aber erst bei einem überdimensionierten tangentialen Kolbenoffset von 60 mm erreicht. Durch die Verwendung eines Sichelbleches (der dargestellten Größe) entsteht der Effekt allerdings sowohl in der Simulation, als auch im Versuch.

8.5 Beeinflussung der Abstützkraftverteilung

Von Samie et al. und Ballinger (vgl. Kapitel 2.2.1.7) wurde mittels der FEM gezeigt, dass auf der KS und auf der FS der Bremse unterschiedliche Reaktionskräfte auf die gemeinsame Umfangskraft entstehen. Sie stellen des Weiteren einen Einfluss der Reibwerte der Rückenplatten und der Push-Spiele darauf fest. Bereits durch die in Kapitel 7.2.3 dargestellten experimentellen Ergebnisse wird deutlich, dass die Abstützkräfte auf der KS und auf der FS bei gleichem Bremsmoment unterschiedlich sind. Den Modellvorstellungen (vgl. Kapitel 4.1.2) nach besteht ein direkter Zusammenhang zwischen den Reibwerten an den Dämpfungsblechen und dem Verhältnis der Abstützkräfte zwischen KS und FS.

Zur experimentellen Untersuchung des Einflusses der Reibkräfte an den Dämpfungsblechen wird der vorherige Versuch (vgl. Abbildung 7-12) mit gefetteten Dämpfungsblechen durchgeführt. Die gemessenen Abstützkräfte sind in Abbildung 8-18 dargestellt (Hinweis: Aus Gründen der Übersichtlichkeit ist die Variante mit gefetteten Dämpfungsblechen negativ aufgetragen).

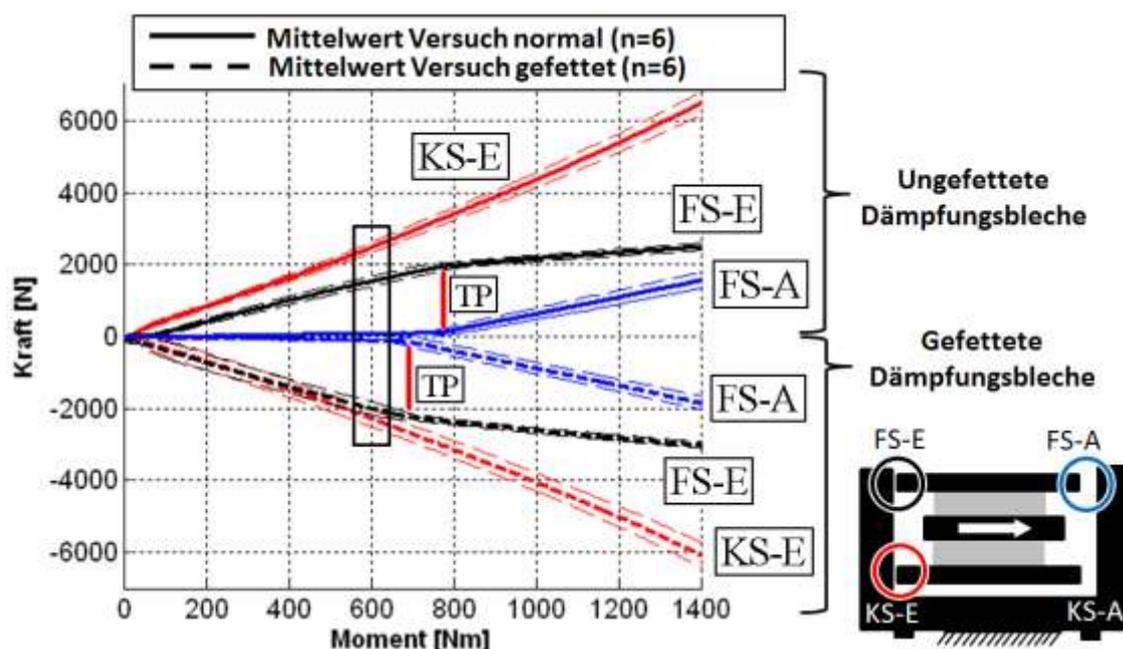


Abbildung 8-18: Gemessener Einfluss der Dämpfungsblechfettung auf die Abstützkräfte.

Dargestellt sind die mittleren gemessenen Abstützkräfte (vgl. Messtechnikkonzept Kapitel 7.1.2) gezogener Beläge im ungefetteten Zustand (positiv aufgetragen) und mit gefetteten Dämpfungsblechen (negativ aufgetragen). Die Bremsungen ohne und mit Dämpfungsblechfettungen sind unmittelbar hintereinander bei sonst unverändertem System durchgeführt.

Erkennbar wird, dass der Übergangspunkt (TP) des faustseitigen Belages vom alleinigen Pull-Kontakt (Belag hängt nur im Halter) zum Pull-Push-Zustand (Belag hängt im Halter und stützt sich ab) bei der gefetteten Variante früher entsteht. Dies bedeutet, dass

durch die Fettung mehr Kraft auf der FS abgestützt wird als ohne die Fettung. Deutlich wird dies auch bei der Aufteilung der Kräfte von KS und FS im anfänglichen Zustand (markierter Bereich bei 600 Nm). Im ungefetteten Zustand ist die Steigung der Kraft bei KS-E größer als die der Kraft bei FS-E (bei konstantem Moment wird mehr Kraft auf der KS abgestützt als auf der FS). Im gefetteten Zustand besitzen beide annähernd die gleiche Steigung. Die Aufteilung zwischen der KS und der FS bei 600 Nm beträgt für die Variante ohne Fettung 61,7 % zu 38,3 %. Durch die Fettung verringert sich die Ungleichförmigkeit zu 53,2 % auf der KS und 46,8 % auf der FS. Folglich zeigt sich der erwartete Einfluss der Dämpfungsblechreibwerte. Unklar sind dagegen die Grenzen der Ungleichförmigkeit der Aufteilung und der Einfluss der Haltersteifigkeit (der Gehäuseverdrehung) auf die Ungleichförmigkeit.

Zur Analyse dieser Parameter werden mit dem Simulationsmodell systematisch die Dämpfungsblechreibwerte variiert. Dies erfolgt für unterschiedliche Haltersteifigkeiten (modifiziert wird nur die Drehfedersteifigkeit $k_{ANC,2}$ der FS, vgl. Abbildung 6-1). Ausgewertet wird in Abbildung 8-19 der Quotient aus der Abstützkraft der KS und der der FS bei Erreichen des Bremsmomentes von 600 Nm.

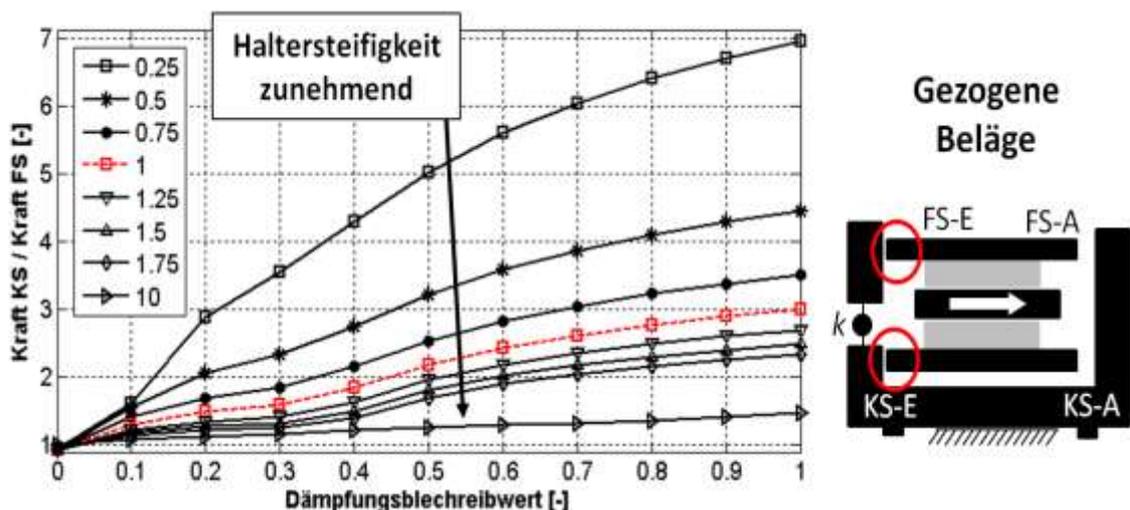


Abbildung 8-19: Simulierter Einfluss der Haltersteifigkeit auf die Abstützkraftaufteilung.

Dargestellt sind die Quotienten KS/FS bei 600 Nm von 88 Simulationsdurchführungen. Bei der Betrachtung der Reibwertvariation wird deutlich, dass mit zunehmenden Dämpfungsblechreibwerten die Ungleichheit der Abstützung verstärkt wird. Im Falle der Ausgangshaltersteifigkeit von 100 % (die der aller vorherigen Simulationen entspricht) entsteht bei angenommenen maximalen Reibwerten von 1,0 eine Verteilung von 3,0. Die Erhöhung der Haltersteifigkeit (zwischen 25 % und 1000 % der Ausgangssteifigkeit) bei festen Dämpfungsblechreibwerten führt dagegen zu einer gleichförmigeren Verteilung, die Reduzierung der Haltersteifigkeit zu einer ungleicheren Verteilung.

Wird eine möglichst gleiche Abstützkraftverteilung an der Radbremse beabsichtigt, ist die Auslegung einer hohen Haltersteifigkeit, bei gleichzeitig geringen Dämpfungsblechreibwerten, zielführend.

8.6 Beeinflussungsmöglichkeiten radialer Belagbewegungen

Den Modellvorstellungen (vgl. Kapitel 4.1.3) nach entstehen radiale Belagbewegungen durch die Wirkrichtungen der Reibkräfte zwischen Belägen und Scheibe. Die Erscheinungsform radialer Belagbewegungen ist bereits in Kapitel 7.2.5, basierend auf den Versuchsergebnissen, dargestellt. Gezeigt wurde mittels des Simulationsmodells, dass der Mikrobelaagschrägverschleiß und höhere Hammerkopffreibwerte zu den beobachteten geringen Belagbewegungen im eingefahrenen Zustand führen können.

Eine Maßnahme zur Reduzierung der radialen Belagbewegungen ist somit die Erhöhung der Hammerkopffreibwerte. Des Weiteren ist leicht vorstellbar, dass die Position dieser angreifenden Hammerkopffreibkräfte auch einen Einfluss besitzt. Aus den Modellvorstellungen in Abbildung 6-2 geht zudem hervor, dass die Dämpfungsblechreibung den Bewegungen auch entgegenwirkt. Basierend auf dem statischen und dynamischen Zuspannprozess (vgl. Abbildung 4-1 und Abbildung 6-1) wird zudem ein Einfluss der Gehäusesteifigkeit und der Haltersteifigkeit erwartet.

Zur simulativen Analyse der effektivsten Maßnahmen zur Reduzierung radialer Belagbewegungen werden in 55 Simulationen die unterschiedlichen Parameter variiert. Die Ergebnisse sind in Abbildung 8-20 dargestellt.

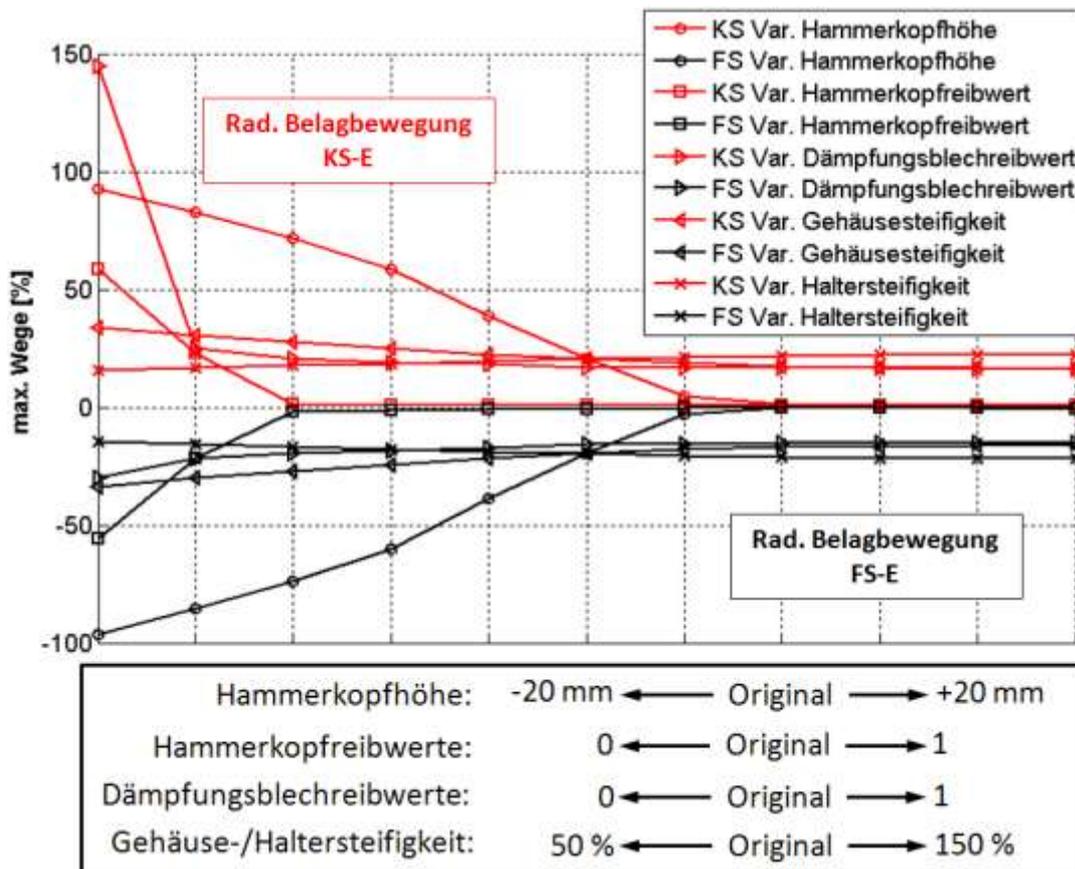


Abbildung 8-20: Simulierte Einflüsse auf die radialen Belagbewegungen.

Dargestellt sind die maximalen radialen Belagbewegungen an den Positionen KS-E und FS-E (Hinweis: Die Werte der FS sind zur besseren Übersicht negativ aufgetragen). Der Auswertzeitpunkt entspricht jeweils einem Bremsmoment von 2000 Nm. Für jeden der fünf Parameter Hammerkopfreibwert, Dämpfungsblechreibwert, Gehäusesteifigkeit, Haltersteifigkeit und Hammerkopfhöhe werden elf Simulationen durchgeführt. Die Hammerköpfe werden um bis zu 20 mm radial nach oben und unten verschoben. Die Reibwerte werden zwischen 0 und 1,0 variiert. Die Gehäusesteifigkeit ($k_{HOU,ks}$ und $k_{HOU,fs}$, vgl. Abbildung 4-1) sowie die Haltersteifigkeit ($k_{ANC,2}$ und $k_{ANC,3}$, vgl. Abbildung 6-1) wird von 50 % bis 150 % (der Standardsteifigkeit) variiert.

Die Basissimulation entspricht dem Zustand mit entwickeltem Reibwert, aber ohne den die Belagbewegungen reduzierenden Mikroschrägverschleiß. Somit handelt es sich bei dem der Analyse zugrundeliegenden Lastfall um den hinsichtlich der Größe der Belagbewegungen kritischsten Fall (vgl. Abbildung 7-15).

In Tabelle 8-1 sind die simulierten radialen Wege bei den jeweils minimalen und maximalen Parametern aufgelistet.

Tabelle 8-1: Simulierte Einflüsse verschiedener Parametervariationen auf die rad. Wege.

Parametervariation			Veränderung	
Hammerkopfreibwerte		0	1,0	
	KS	58,38 %	0,75 %	-98,7 %
	FS	55,74 %	0,58 %	-99,0 %
Dämpfungsblechreibwerte		0	1,0	
	KS	144,80 %	16,37 %	-88,7 %
	FS	29,67 %	15,24 %	-48,6 %
Gehäusesteifigkeit		50 %	150 %	
	KS	33,56 %	16,31 %	-51,4 %
	FS	33,52 %	16,38 %	-51,1 %
Haltersteifigkeit		50 %	150 %	
	KS	15,59 %	22,37 %	+43,5 %
	FS	14,50 %	21,80 %	+50,3 %
Hammerkopfhöhe		-20 mm	+20 mm	
	KS	92,60 %	0,20 %	-99,8 %
	FS	96,33 %	0,10 %	-99,9 %

Werden die Hammerkopfreibwerte auf 0 reduziert, entstehen radiale Belagbewegungen von über 55 % bei beiden einlaufseitigen Hammerköpfen. Durch die Erhöhung dieser auf 1,0 reduzieren sich die Wege auf unter 1 %. Die Erhöhung der Hammerkopfreibwerte stellt somit eine effektive Maßnahme zur Reduzierung der Belagbewegungen dar. Nachteilig an hohen Reibwerten sind die Einflüsse auf die maximale Spannkraft (vgl. Kapitel 8.1) sowie auf die Flächenpressungsverteilung (vgl. Kapitel 8.2). Die Material-

wahl der Rückenplatten und die des Halters begrenzen zudem die Variationsmöglichkeit der Hammerkopfreibwerte.

Durch die Reduzierung der Dämpfungsblechreibwerte entstehen auf der KS Wege von über 144 %, die der FS liegen dagegen unterhalb von 30 %. Die Ursache besteht in der Abstützung des faustseitigen Belages am Anschlag des Gehäuses (vgl. Abbildung 6-2). Mit der Reibwerterhöhung auf bis zu 1,0 bei beiden Dämpfungsblechen reduzieren sich die Wege auf unter 16 %. Die Dämpfungsblechreibwerte stellen somit eine weitere effektive Maßnahme zur Reduktion der radialen Belagbewegungen dar. Wird deren Einfluss mit dem der Hammerkopfreibwerte verglichen, lassen sich die radialen Belagbewegungen durch die Absenkung der Dämpfungsblechreibwerte vergrößern, durch die Erhöhung der Hammerkopfreibwerte aber effektiver reduzieren. Nachteilig an der Erhöhung der Dämpfungsblechreibwerte ist die Verstärkung der Ungleichförmigkeit in der Abstützkraftverteilung (vgl. Kapitel 8.5). Diese erhöhten Abstützkkräfte auf der KS sind dann auch bei der Auslegung des Halters (und der Rückenplatten) auf Festigkeit zu berücksichtigen. Die freie Reibwertwahl wird zudem über die verwendeten Materialien der Dämpfungsbleche, des Gehäuses und des Kolbens eingeschränkt.

Durch die Veränderung der Gehäusesteifigkeit von 50 % auf 150 % der Ausgangsteifigkeit reduzieren sich die Wege von über 33 % auf unter 17 %. Die Ursache wird anhand der simulierten CoP in Abbildung 8-21 deutlich.

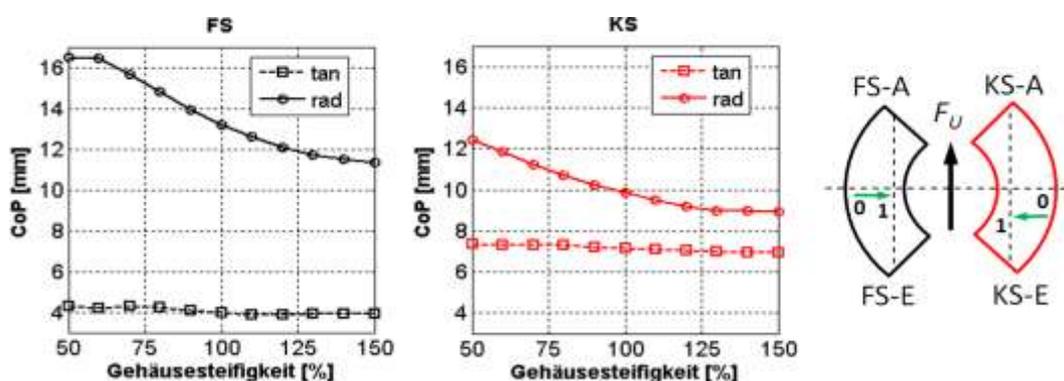


Abbildung 8-21: Verlagerung des CoP bei Variation der Gehäusesteifigkeit.

In Umfangsrichtung entsteht durch eine Erhöhung der Gehäusesteifigkeit annähernd keine Verschiebung beider CoP, radial verschieben sich aber beide nach innen. Als Folge wirken die Umfangskraft der KS und die der FS radial weiter innen (in negative z -Richtung verschoben, vgl. Abbildung 4-6). Dadurch besitzen diese einen geringeren Abstand zum Drehpunkt der Scheibe, das den Belag ausdrehende Moment wird geringer und die Wege reduzieren sich. Aufgrund der Anforderungen hinsichtlich des Leichtbaus des Gehäuses (z.B.: Topologieoptimierer zur Masseneinsparung) kann die Erhöhung der Gehäusesteifigkeit als Maßnahme gegen radiale Belagbewegungen begrenzt sein.

Durch die Erhöhung der Haltersteifigkeit von 50 % auf 150 % erhöhen sich die Wege um über 43 %. Die Begründung für die Erhöhung wird anhand Abbildung 8-22 deutlich.

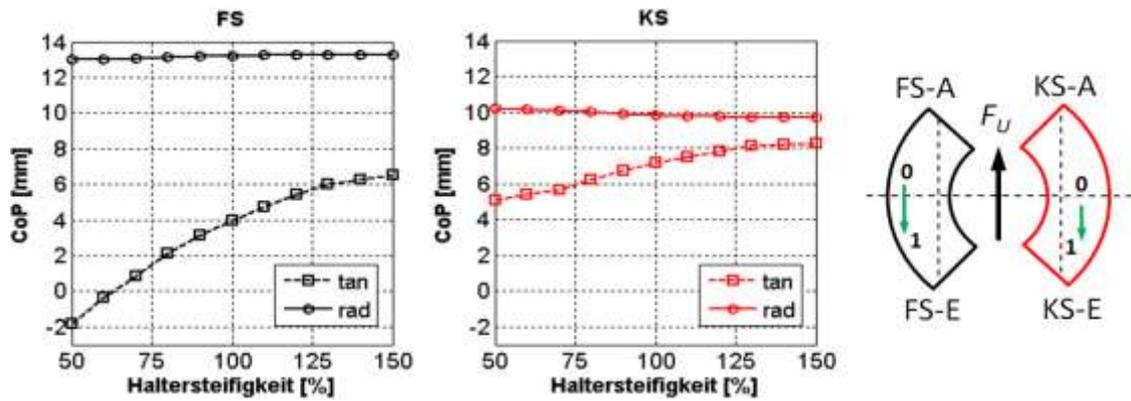


Abbildung 8-22: Verlagerung des CoP bei Variation der Haltersteifigkeit.

Durch die Erhöhung der Haltersteifigkeit entsteht annähernd kein Einfluss auf die CoP in radialer Richtung. Die CoP verschieben sich tangential in Richtung Einlaufseite. Die Ursache für die geringeren Wege wird anhand der Wirkrichtungen der Reibkräfte zwischen Scheibe und Belag (vgl. Abbildung 4-6) deutlich. Während die Reibkräfte im jeweiligen Auslauf (verbunden durch die Scheibenform) eine nach unten gerichtete radiale Komponente besitzen (in die negative z -Richtung), wirken die im Einlauf nach oben (positive z -Richtung). Die tangentielle Verlagerung der CoP vom Auslauf in den Einlauf (wie dies bei der Erhöhung der Haltersteifigkeit erfolgt) führt somit in Summe zu größeren Kräften in positive z -Richtung. Dadurch nehmen die radialen Wege zu. Aufgrund der Anforderungen an die Festigkeit des Halters, kann die Verringerung der Haltersteifigkeit als Maßnahme gegen radiale Belagbewegungen begrenzt sein.

Die Veränderung der Hammerkopfhöhe von -20 mm (Verschiebung in negative z -Richtung) bis zu $+20$ mm führt zu einer Verringerung der Wege auf der KS von über 99 %. Bei einer Verschiebung der Hammerköpfe von 20 mm nach oben entstehen nur noch Belagbewegungen von unter 0,3 %. Bereits bei einer Verschiebung um 4 mm nach oben reduzieren sie sich auf der KS von 20,39 % auf 4,55 % und auf der FS von 19,72 % auf 3,24 %, was einer Reduktion von über 77 % auf der KS und von über 83 % auf der FS entspricht. Das Wirkprinzip wird anhand der in Abbildung 8-23 dargestellten simulierten CoP bei gleicher Parametervariation erkennbar.

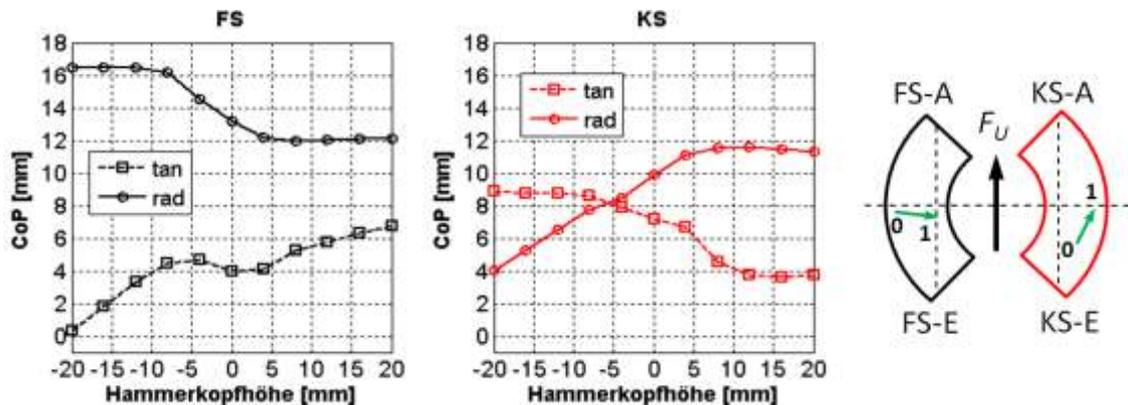


Abbildung 8-23: Verlagerung des CoP bei Variation der Hammerkopfhöhe.

Beim Belag der FS verschiebt sich der CoP radial nach innen. Tangential schwankt er im Einlauf zwischen 0 mm und 8 mm. Beim Belag der KS entsteht eine radiale Verschiebung nach außen und eine tangentielle Verschiebung vom Einlauf in Richtung Auslauf. Somit sind zwei gegensätzliche Wirkprinzipien beinhaltet. Die radiale Verlagerung nach außen führt zu einer Zunahme der Wege, die Verschiebung in Richtung Auslauf zu einer Abnahme der Wege. Dem überlagert und dominierend sind die Hammerkopfreibkräfte, so dass die Wege insgesamt abnehmen. Die Verschiebung der Hammerköpfe radial nach außen ist somit eine effektive und konstruktiv umsetzbare Maßnahme zur Reduktion radialer Belagbewegungen.

9 Fazit und Ausblick

Im Rahmen dieser Arbeit wurde ein die Produktkonfiguration von Radbremsen (vgl. Abbildung 1-3) erweiternder Modellierungsansatz vorgestellt. Dieser ermöglicht die Durchführung virtueller Prüfstandsversuche im frühen Auslegungsstadium.

Basierend auf den bekannten Modellvorstellungen aus dem Stand der Technik (vgl. Kapitel 2) wurden physikalische Modelle abgeleitet. Unterschiedliche Wirkprinzipien und Mechanismen wurden in experimentellen Komponentenversuchen analysiert (vgl. Kapitel 5). Die zur Modellierung benötigten Modellmodule wurden abgeleitet. Diese bilden den virtuellen Komponentenversuch ab.

Die entwickelten Modellmodule wurden zu einem Gesamtmodell der Radbremse (vgl. Kapitel 6) verschaltet. Die Grundlage des verwendeten Modellierungsansatzes ist eine Diskretisierung der Bauteile der Radbremse in räumliche und gekoppelte Starrkörper.

Gegenüber dem herkömmlichen Ansatz der FEM besitzt der entwickelte Ansatz eine flexible Parametrierungsmöglichkeit, da keine Kopplung an das CAD-System besteht. Zudem ist die Rechenzeit deutlich geringer (vgl. Kapitel 7.3) als mit FEM-Modellen der Radbremse.

Die Komplexität des Modellierungsansatzes führt dagegen zu einer erschwerten Fehlerkontrollierbarkeit, so dass die datenbankunterstützte Verwaltung der Modellparameter empfohlen wird.

Die Prüfung des Gesamtmodells wurde in Form des Vergleiches zwischen Messergebnissen einer Versuchsserie am SMP und den Simulationsergebnissen dargestellt (vgl. Kapitel 7). Beim Vergleich unter idealisierten Annahmen (kein Temperaturmodell, konstante Scheibendrehzahl, reiner Zuspannprozess) konnte in allen zum Vergleich herangezogenen Bereichen ein qualitativ ähnliches Verhalten zwischen Versuch und Simulation gezeigt werden.

Bemerkenswert daran ist, dass alle zum Aufbau des Simulationsmodells benötigten Parameter zuvor in Komponentenversuchen ermittelt wurden. Nur für wenige Parameter bei den Modellmodulen, nicht aber im Gesamtmodell, mussten Annahmen getroffen werden. Diese Parameter wurden physikalisch begründbar festgelegt, da sie nicht direkt messbar waren (z.B. der Reibwert zwischen dem Halter und der Anschraubung zum Achsschenkel). Zur Verbesserung des Gesamtmodellverhaltens (im Vergleich mit den SMP-V Versuchsergebnissen) wurden nach der Fertigstellung der Modellmodule keine Parameteranpassungen (Parameterfitting) vorgenommen. Dadurch erfüllt das Gesamtmodell hinsichtlich der Simulation virtueller Systemversuche die Anforderungen an die White-Box-Modellbildung²⁰³. Bei dieser werden die physikalischen Effekte nach bes-

²⁰³ Isermann: Mechatronische Systeme, 2008, S. 50

tem Wissen modelliert. Eine Ausnahme bildet die Beschreibung des Bremsbelages, der als Polynom der gemessenen Steifigkeit hinterlegt wird.

Quantitativ entstehen bei den Vergleichen die dargestellten Abweichungen. Bei der Volumenaufnahme, dem Bremsmoment (für den Zuspannprozess) und den Abstützkräften liegen diese unterhalb von 8 % (für die zum Vergleich verwendeten Werte). Bei den Belagbewegungen liegen die Abweichungen unterhalb von 60 %. Die größten Abweichungen entstehen beim Schrägverschleiß, mögliche Ursachen dafür wurden aufgezeigt. Durch eine Anpassung der Parameter (z.B.: Reibwerte, Steifigkeiten) lassen sich viele Abweichungen deutlich reduzieren. Aufgrund der Zielsetzung der White-Box-Modellbildung, wurde dies aber nicht durchgeführt.

Das Gesamtmodell der Radbremse wurde zur Analyse bestehender Modellvorstellungen herangezogen (vgl. Kapitel 8). Dazu wurden verschiedene Parametervariationen durchgeführt und die Einflüsse dieser auf die im Stand der Technik befindlichen Modellvorstellungen (vgl. Kapitel 2.2) dargestellt. In Teilen werden die Simulationsergebnisse durch Versuchsergebnisse gestützt. Einige der Simulationsergebnisse konnten im Rahmen dieser Arbeit nicht mehr experimentell nachgewiesen werden (z.B.: die Verlagerung der CoP mit und ohne Verschleiß, vgl. Kapitel 8.3). Speziell zur Spannkraftmessung unter dynamischen Bedingungen wäre ein validiertes Messverfahren, wie das von Fieldhouse²⁰⁴ oder Degenstein²⁰⁵, wünschenswert. Von einer Entwicklung und Validierung eines solchen Verfahrens wurde abgesehen, da dies den Umfang dieser Arbeit überschritten hätte.

Das entwickelte Simulationsmodell eignet sich auch als Verständnismodell der Wirkprinzipien an der Radbremse. Bei der Modellierung ursprünglich nicht beabsichtigte Wirkprinzipien werden ebenfalls simulierbar, da diese durch die Verschaltung der einzelnen Modellmodule im Gesamtkontext entstehen. Ein Beispiel dafür ist die unterschiedliche Kraftabstützung zwischen der KS und der FS der Radbremse. Diese wurde nicht explizit modelliert, sondern ergibt sich durch das Zusammenwirken der Steifigkeiten und Reibwerte im Gesamtmodell.

Erwartet wird, dass das entwickelte Radbremsenmodell nicht nur zur Simulation einer Radbremse eingesetzt werden kann, sondern zur Simulation aller ähnlichen Radbremsen. Ähnlichkeit bezieht sich dabei auf alle gleich strukturierten Radbremsen, die sich lediglich in ihrer Größe unterscheiden. Für unterschiedlich strukturierte Radbremsen werden Modellanpassungen nötig. Da die Modellmodule aber als eigenständige Einheiten entwickelt wurden, ist die Weiterverwendbarkeit dieser gegeben.

²⁰⁴ Fieldhouse: Observation of the Disc/Pad Interface Pressure, 2007

²⁰⁵ Degenstein: Kraftmessung in Scheibenbremsen, 2007, S. 96

Gezeigt wurde, dass der von Burckhardt²⁰⁶ dargestellte Einfluss der Hammerkopfreibkräfte auf die Spannkraftreduktion gering ist. Dabei muss auch zwischen den Abstützkonzepten unterschieden werden. Bei den geschobenen Belägen entsteht eine Reduktion der Spannkraft mit zunehmenden Hammerkopfreibwerten. Bei den gezogenen Belägen entsteht dagegen eine Selbstverstärkung der Spannkraft der FS. Gestützt werden die simulativen Erkenntnisse durch Versuchsergebnisse der Volumenaufnahme sowie durch die des erhöhten Belagverschleißes beim faustseitigen Belag.

Obwohl der Einfluss der Hammerkopfreibkräfte auf die Reduktion der Spannkraft gering ist, entsteht ein Einfluss auf die Spannkraftverteilung. Wie von Burckhardt²⁰⁶ vorgeschlagen, lässt sich über die Wahl des Abstützkonzeptes die Flächenpressungsverteilung beeinflussen. Durch die Gehäuseverdrehung entsteht aber ein überlagerter Effekt. Dieser ist in den vereinfachten Modellvorstellungen nicht beinhaltet und führt zu einem komplexeren Zusammenspiel der Wirkprinzipien.

Das Simulationsmodell ermöglicht eine Bestimmung optimaler Hammerkopfreibwerte zum Erreichen einer in Umfangsrichtung gleichförmigen Flächenpressungsverteilung. Die gezogene Abstützung erweist sich vorteilhaft gegenüber der geschobenen, die hybride Abstützung besitzt aber die von den drei untersuchten Konzepten günstigsten Eigenschaften.

Des Weiteren wurde der Einfluss des Belagverschleißes bei bestehender Flächenpressungsverteilung untersucht.

Experimentell wurde gezeigt, dass sich bei gleichem Druck ein vom Sattel aufgezwungener Schrägverschleißzustand bei beiden Belägen einstellt, der nach einem anfänglichen Einschleifprozess weitgehend konstant ist. Die Ursache wird anhand der Simulationsergebnisse deutlich.

Zunächst bildet sich eine stationäre Flächenpressungsverteilung, die den Belägen vom Sattel aufgezwungen wird (über alle an den Belägen angreifenden Kräfte). Mit dem Verschleiß bildet sich zum einen ein Schrägverschleißzustand aus, zum anderen wird die inhomogene Flächenpressungsverteilung ausgeglichen. Dies bedeutet, dass sich die anfänglich radial und tangential verschobenen CoP (durch den dynamischen Zuspännprozess) mit zunehmendem Schrägverschleiß (aber anhaltender Belastung) in Richtung der geometrischen Belagflächenmitte verschieben.

Hinsichtlich der von Burckhardt²⁰⁷ vorgeschlagenen Druckpunktverlagerung (zur Verbesserung der in tangentialer Richtung ungleichen Spannkraftverteilung) konnte gezeigt werden, dass diese grundlegend geeignet ist. Allerdings gibt es (bei dem untersuchten und simulierten System) keinen Kolbenoffset, bei dem die Flächenpressungs-

²⁰⁶ Burckhardt: Fahrwerktechnik, 1991, S. 196

²⁰⁷ Burckhardt: Fahrwerktechnik, 1991, S. 198

verteilungen beider Beläge ausgeglichen sind. Die Ursache liegt darin, dass an beiden Belägen unterschiedliche Kräfte angreifen (z.B. unterschiedliche Reibkräfte an den Dämpfungsblechen). Nachteilig an einem Kolbenoffset ist, dass sich durch die Querkrafteinleitung zwischen Kolben und Kolbenführung auch die Hysterese im Momentenverlauf (zwischen Zuspann- und Löseprozess) vergrößert. Dies entsteht bei unterschiedlichen Arbeitsdrücken in ähnlicher Form. Hystereseverläufe mit anhaltendem Bremsmoment bei Druckreduktion (einem Kolbenverklemmen) konnten erst für unrealistisch hohe Kolbenoffsets oder bei Verwendung eines Sichelblechs festgestellt werden.

Bezüglich der Modellvorstellungen zur ungleichen Abstützkraftverteilung an der Radbremse nach Samie²⁰⁸ et al. und Ballinger²⁰⁹ konnte experimentell gezeigt werden, dass (beim untersuchten Referenzsystem) die Abstützkkräfte auch ungleich verteilt sind. Über die Reduktion der Reibwerte an den Dämpfungsblechen kann das ungleiche Aufteilungsverhältnis verbessert werden, ein vollständiger Ausgleich konnte im Versuch aber nicht erreicht werden. Mittels des Simulationsmodells wird deutlich, dass neben dem Einfluss der Reibwerte auch die Haltersteifigkeit beachtet werden muss. Mit zunehmenden Dämpfungsblechreibwerten erhöht sich die Ungleichförmigkeit der Verteilung, mit zunehmender Haltersteifigkeit verringert sie sich.

In Bezug zu den radialen Belagbewegungen konnten experimentell unterschiedliche Erscheinungsformen gezeigt werden. Mit dem Simulationsmodell wurden deren Entstehungsursachen analysiert. Demnach ist der Zustand der größten entstehenden Belagbewegungen (der dem an der Radbremse ungünstigsten Fall entspricht) qualitativ simulierbar. Der Mikrobelagschrägverschleiß sowie die Reibwerterhöhungen an den Hammerköpfen führen dann auch zu Simulationsergebnissen, die den Versuchsergebnissen des eingefahrenen Zustandes ähnlich sind.

Mit dem Simulationsmodell wurden des Weiteren die Einflüsse unterschiedlicher Parameterveränderung (Hammerkopf- und Dämpfungsblechreibwerte, Gehäuse- und Haltersteifigkeit sowie Hammerkopfhöhe) analysiert.

Erwartungsgemäß nehmen die maximalen radialen Wege der Hammerköpfe mit zunehmenden Hammerkopfreibwerten und Dämpfungsblechreibwerten ab, da die Beläge gestützt werden. Mit zunehmender Gehäusesteifigkeit verringert sich die Sattelaufweitung. Als Folge liegen die CoP radial weiter innen und die radialen Belagbewegungen verringern sich. Die zunehmende Haltersteifigkeit führt dagegen zu einer Verschiebung der CoP in Richtung Einlauf. Im Einlauf besitzen die Reibkräfte zwischen Belag und Scheibe aber einen aushebenden Anteil (vgl. Abbildung 4-6). Somit nehmen die maximalen radialen Belagbewegungen mit zunehmender Haltersteifigkeit

²⁰⁸ Samie, Sheridan: Contact Analysis for a Car Disc Brake, 1990

²⁰⁹ Ballinger: Disc Brake Corner System Modeling, 1999

zu. Als effektivste Maßnahme zur Reduktion der radialen Belagbewegungen stellt sich der Einfluss der Hammerkopfhöhe heraus. Durch eine Verschiebung dieser um 4 mm radial nach außen reduzieren sich die maximalen Wege (beim untersuchten Referenzsystem) bereits um über 73 %.

Zusammenfassend lässt sich festhalten, dass durch die experimentellen und simulativen Erkenntnisse im Rahmen dieser Arbeit die bestehenden Modellvorstellungen zum Verhalten der Radbremse unter Last erweitert wurden. Die benötigten Modellbestandteile und geeignete Diskretisierungen wurden aufgezeigt. Dadurch entsteht ein Beitrag zum detaillierteren Systemverständnis der Radbremse. Die Anwendung des Modells führte zudem zu neuen Wirkprinzipien.

Die Implementierung eines thermodynamischen Modells, zur Simulation komplexerer Testszenarien als im Rahmen dieser Arbeit vorgestellt, ist Gegenstand der Forschung. Ein weiterer Schritt besteht zudem in der Übertragung des Modellierungsansatzes auf Radbremsen anderer Strukturierung.

Die Ergebnisse weiterer untersuchter Thematiken wie das Roll-Back-Verhalten des Sattels, die Lüftspieleinstellung und Lüftspielaufteilung (zwischen der KS und der FS) sowie die Entstehung von Restbremsmomenten wurden im Rahmen dieser Arbeit nicht wiedergegeben.

10 Zusammenfassung

Um die Qualität der Radbremsen im Pkw zu gewährleisten, werden seitens der Bremsenhersteller detaillierte Anforderungen an das zu generierende Entwicklungsergebnis gestellt. Zur Absicherung der Anforderungen werden, neben dem Versuch im Gesamtfahrzeug, der Komponentenversuch sowie der Versuch am Schwungmassenprüfstand (SMP) durchgeführt. Ergänzt werden die experimentellen Methoden durch die Finite-Element Methode (FEM). Trotz der verschiedenen Untersuchungsmethoden können im Entwicklungsprozess Rekursionen entstehen. Diese sind besonders belastend, wenn sie im späten Bereich der Produktentwicklung auftreten.

Aktuell werden im Entwicklungsprozess der Radbremsen nur Simulationsmethoden eingesetzt, die auf vollparametrierten CAD-Modellen basieren. In der frühen Auslegungsphase sind aber keine parametrischen Informationen einer Radbremse vorhanden. Somit kann die Simulation und Analyse durch digitale Bremsenmodelle nicht so früh wie möglich in die Konzeptphase einfließen. Dies ist aber notwendig, um Produktentscheidungen frühzeitig abzusichern (Frontloading). Des Weiteren ist der Zeitaufwand für die Erstellung der FEM-Modelle sowie für die Durchführung der Berechnung oftmals erheblich. Unter ungünstigen Umständen finden Simulationsdurchführungen erst parallel zum Versuch statt. Dadurch sind Rekursionen aber nicht mehr vermeidbar.

Im Rahmen dieser Arbeit wird eine Simulationsmethode vorgestellt, durch die virtuelle Prüfstandsversuche bereits im frühen Auslegungsstadium durchführbar sind. Vollparametrierte CAD-Modelle werden nicht benötigt. Die konstruktiven und physikalischen Parameter der Radbremse sind frei festlegbar. Den Fokus bilden statische und dynamische Prüfstandsversuche aus dem Leistungsbereich. Die zur Modellierung benötigten Modellmodule werden aufgezeigt und zu einem vektorbasierten Gesamtmodell der Radbremse verschaltet. Die Modellerstellung erfolgt bestmöglich als Verständnismodell nach dem White-Box-Prinzip. Rechenzeiten der FEM von bis zu zwölf Stunden für einen virtuellen Prüfstandsversuch reduzieren sich beim Vektormodell auf unter 300 Sekunden.

Der Vergleich der Simulationsergebnisse mit den Versuchsergebnissen am SMP zeigt, dass die Durchführung von virtuellen Prüfstandsversuchen auch ohne vollparametrierte CAD-Modelle möglich ist. Bezüglich der zum Vergleich verwendeten Themen Volumenaufnahme, Bremsmomentverlauf, Abstützkraftverteilung, Belagschrägverschleiß und Belagbewegungen, zeigen die Simulationsergebnisse ein qualitativ gleiches Verhalten wie die Versuchsergebnisse.

Abschließend werden die bekannten Modellvorstellungen zum dynamischen Bremsprozess analysiert. Erweiternde und in Teilen neue Modellvorstellungen sowie Optimierungspotenziale werden aufgezeigt und durch experimentelle Versuchsergebnisse gestützt.

11 Anhang

11.1 Dokumentation CAD-Baugruppe

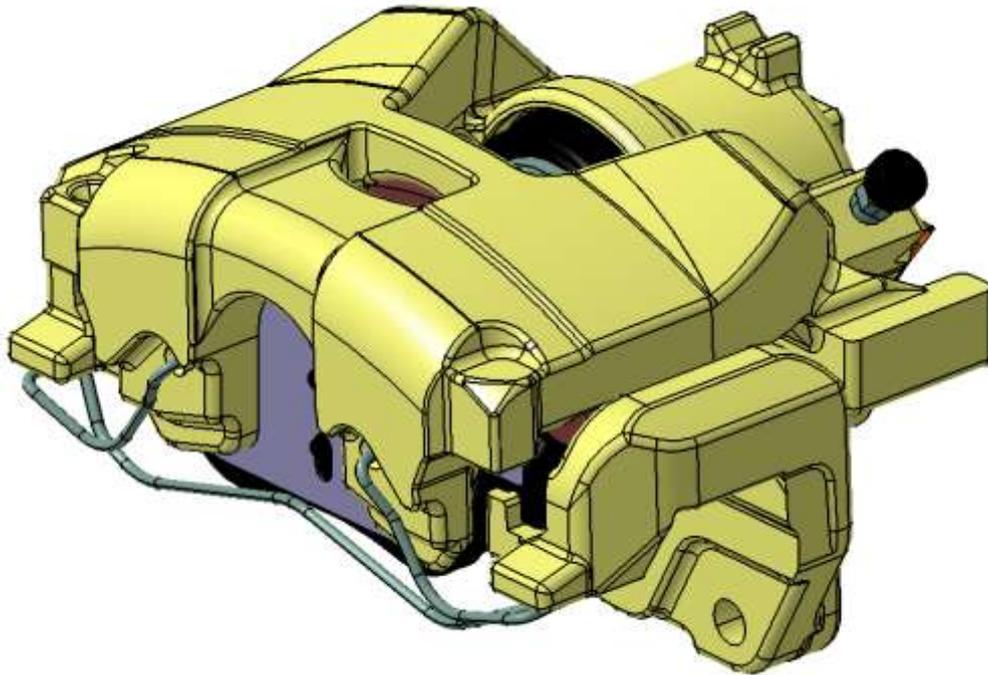


Abbildung 11-1: Ansicht 1 Baugruppe Referenzsystem.

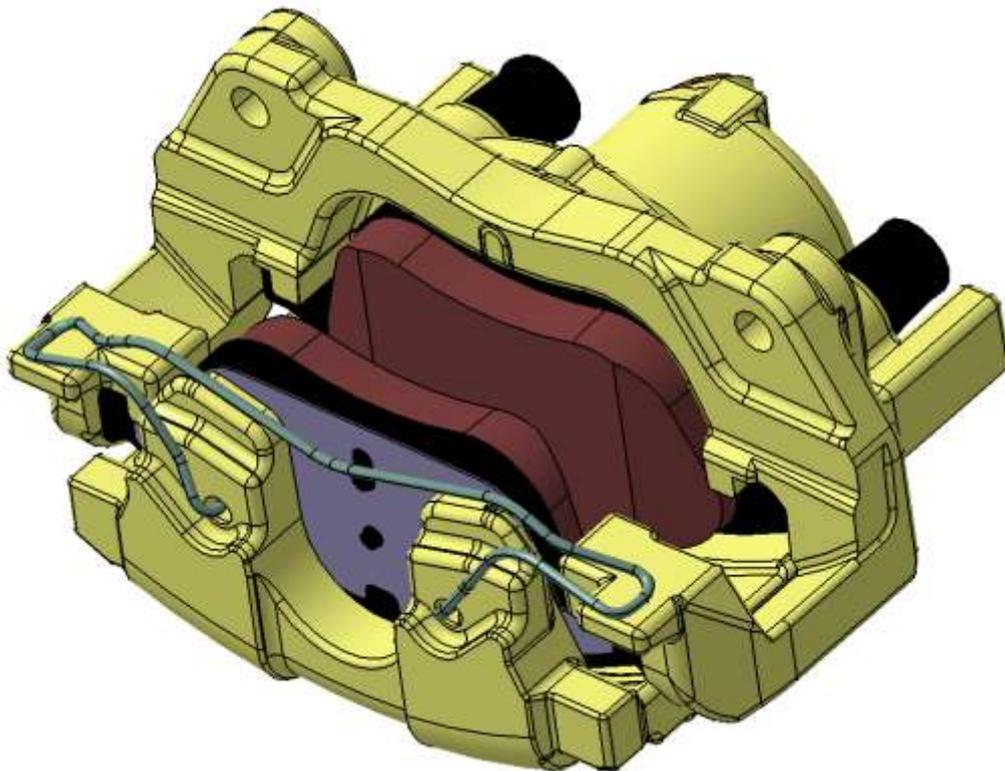


Abbildung 11-2: Ansicht 2 Baugruppe Referenzsystem.

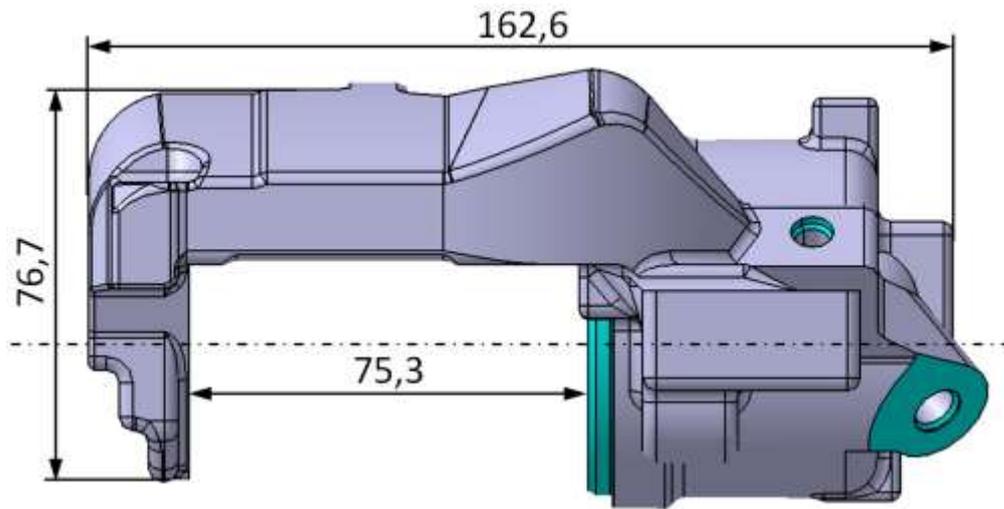


Abbildung 11-3: Abmessungen Gehäuse.

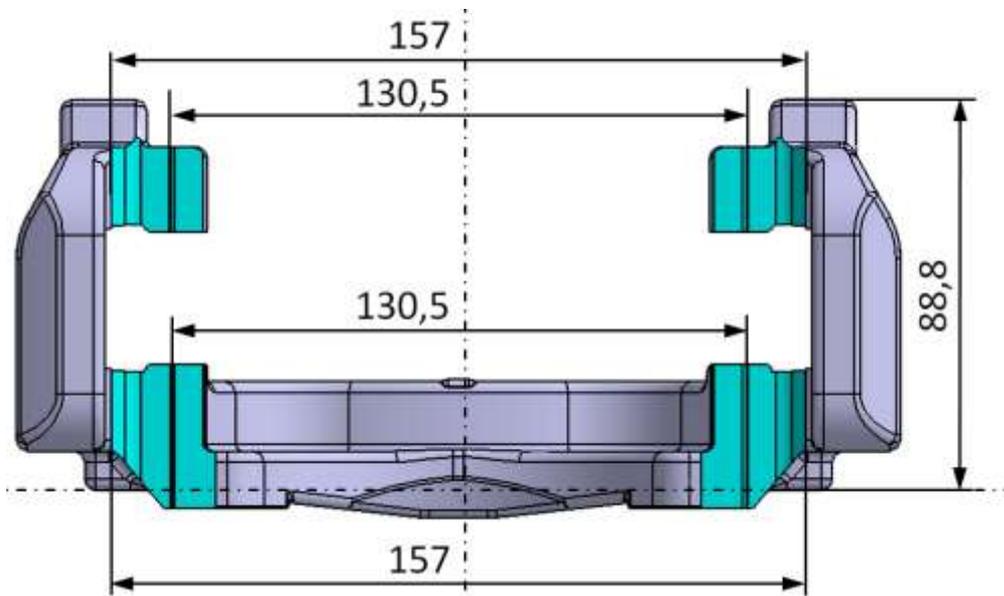


Abbildung 11-4: Abmessungen Halter.

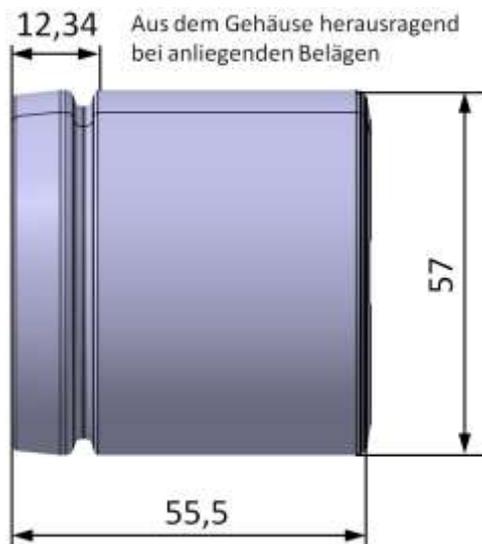


Abbildung 11-5: Abmessungen Bremskolben.

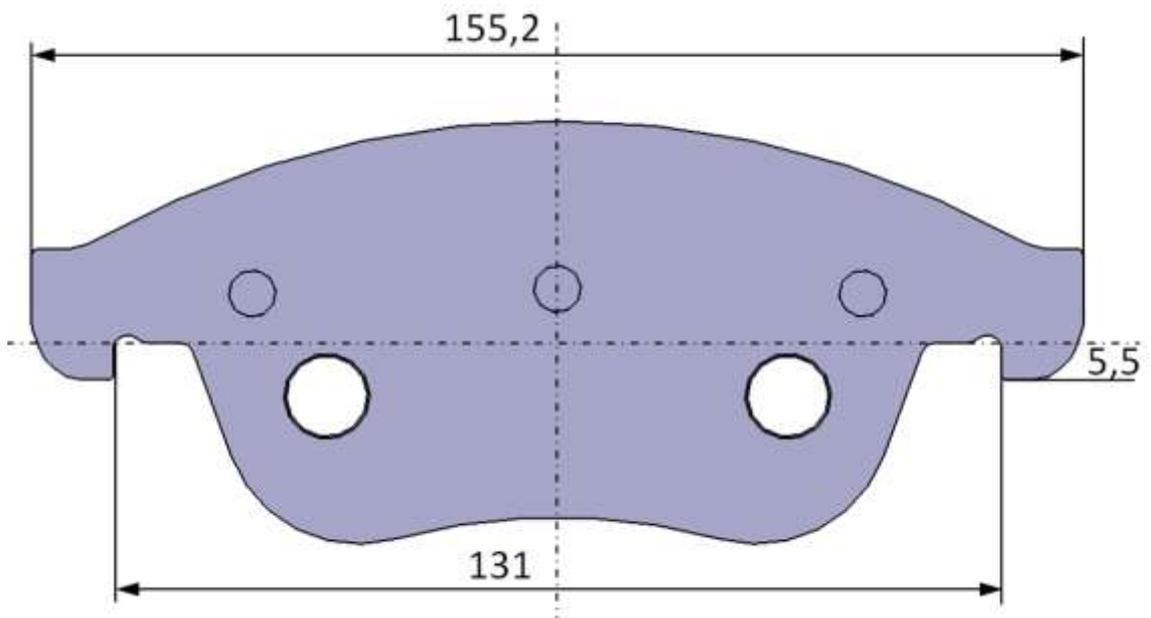


Abbildung 11-6: Abmessungen Rückenplatte innerer Belag.

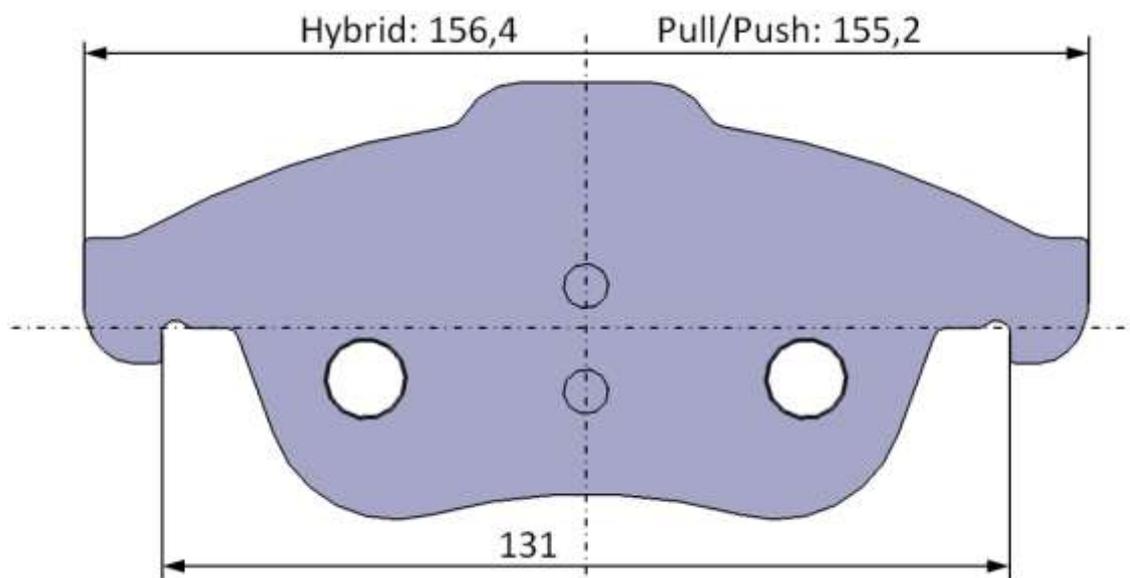


Abbildung 11-7: Abmessung Rückenplatte äußerer Belag.

11.2 Dokumentation Komponentenversuche

11.2.1 Restvolumenmessung

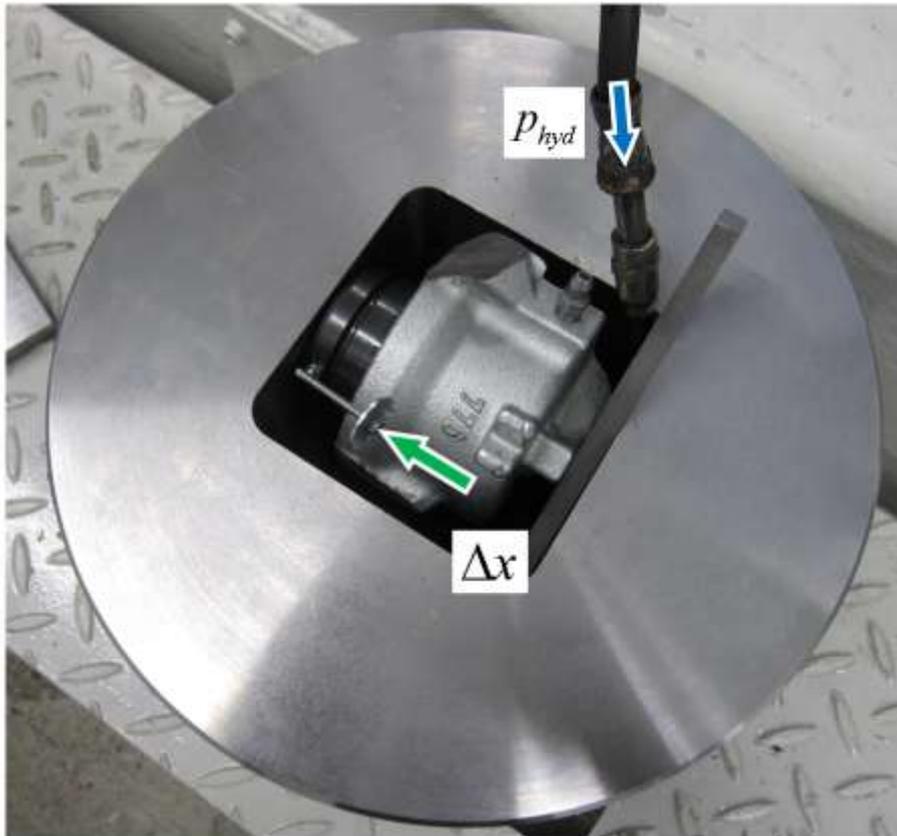


Abbildung 11-8: Versuchsaufbau Restvolumenmessung.

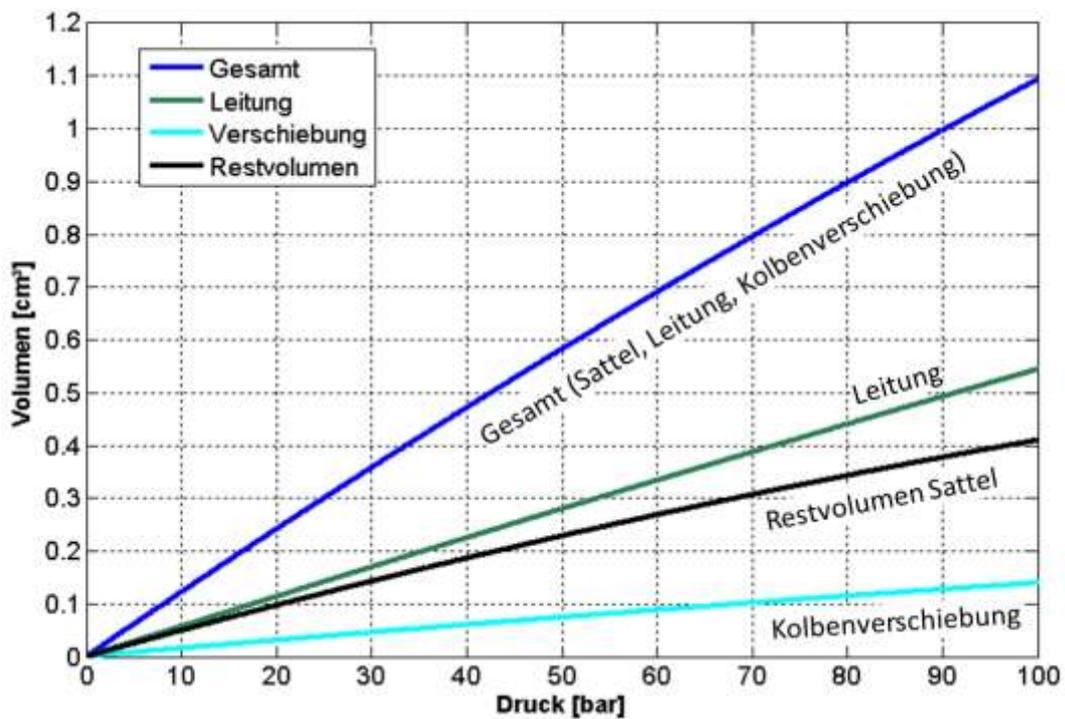


Abbildung 11-9: Restvolumenmessung Sattel.

11.2.2 Reibwertprüfungen



Abbildung 11-10: Materialpaarungen Reibwertprüfstand.

11.2.3 DMS-Halter

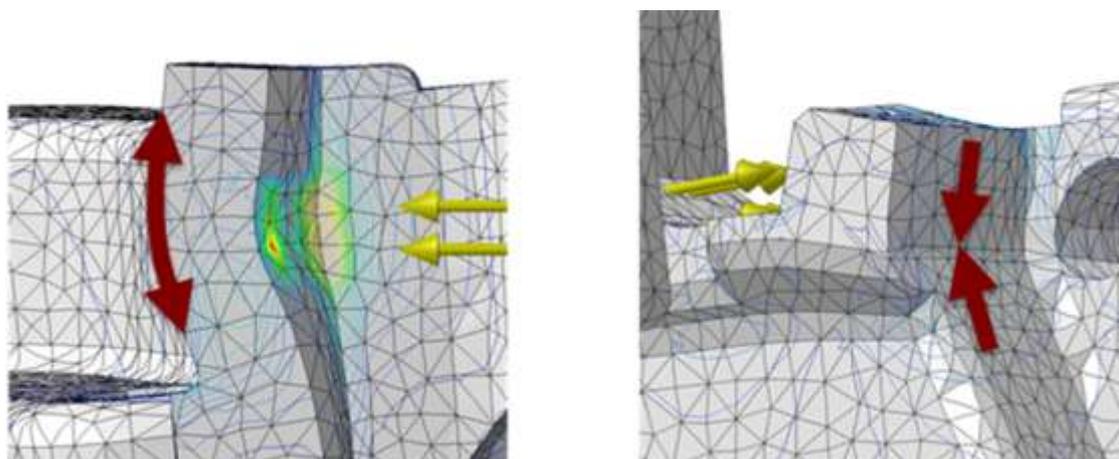


Abbildung 11-11: Verformung des Halters an der KS.

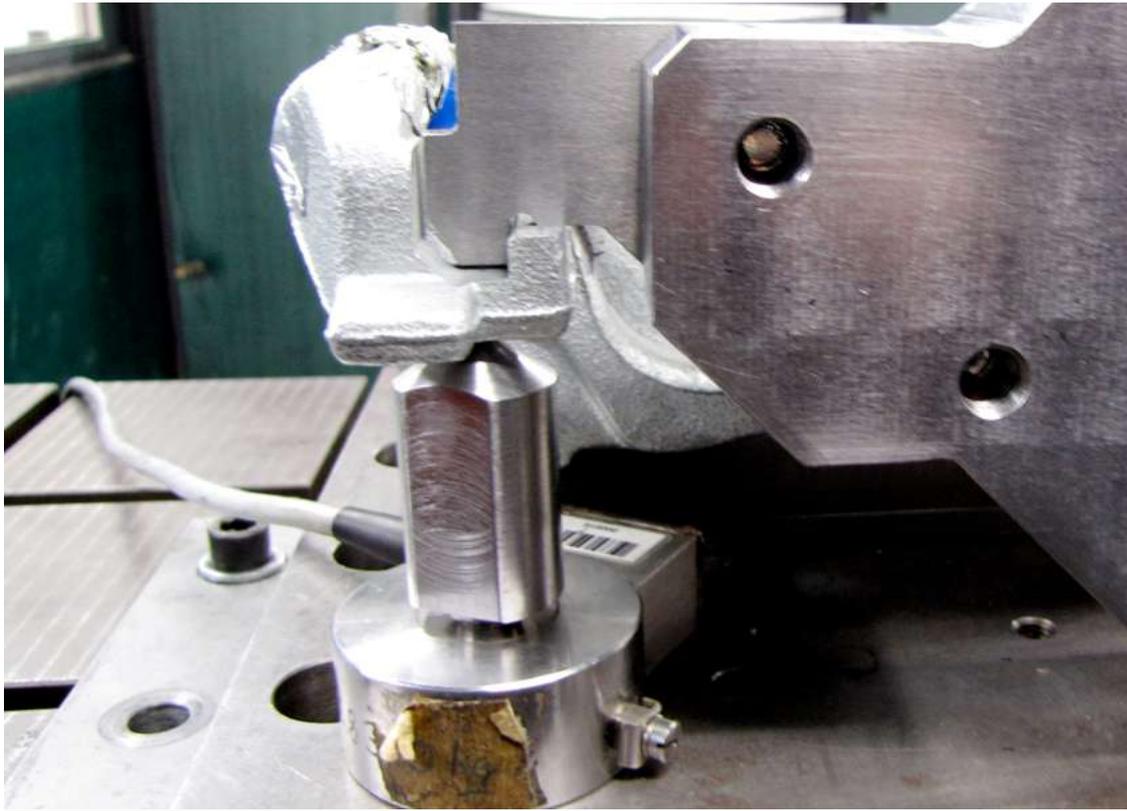


Abbildung 11-12: Versuchsaufbau Radialkrafteinfluss DMS-Halter.

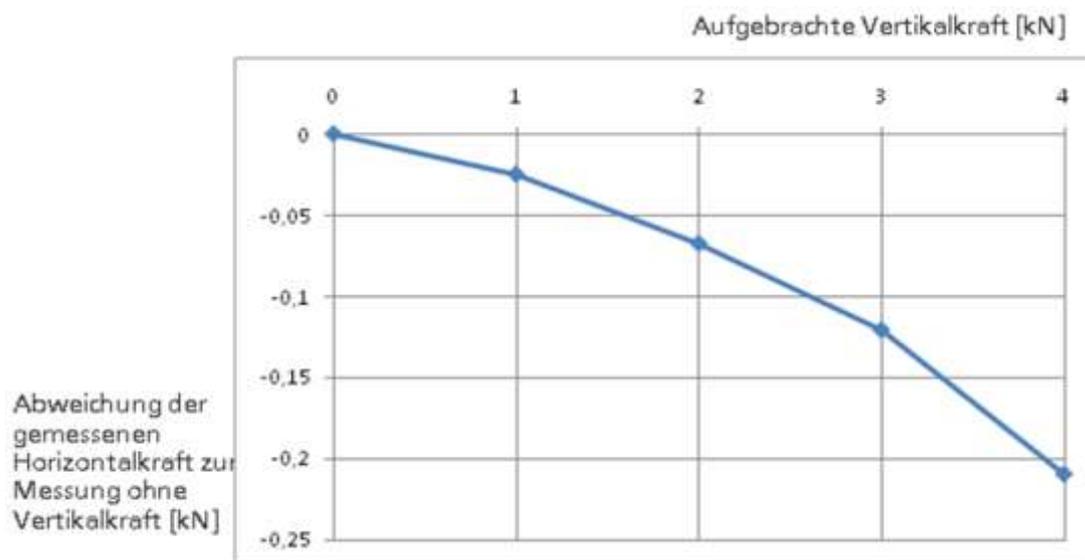


Abbildung 11-13: Radialkrafteinfluss des DMS-Halters.

11.2.4 K6-Ergebnisse der Versuchsbeläge

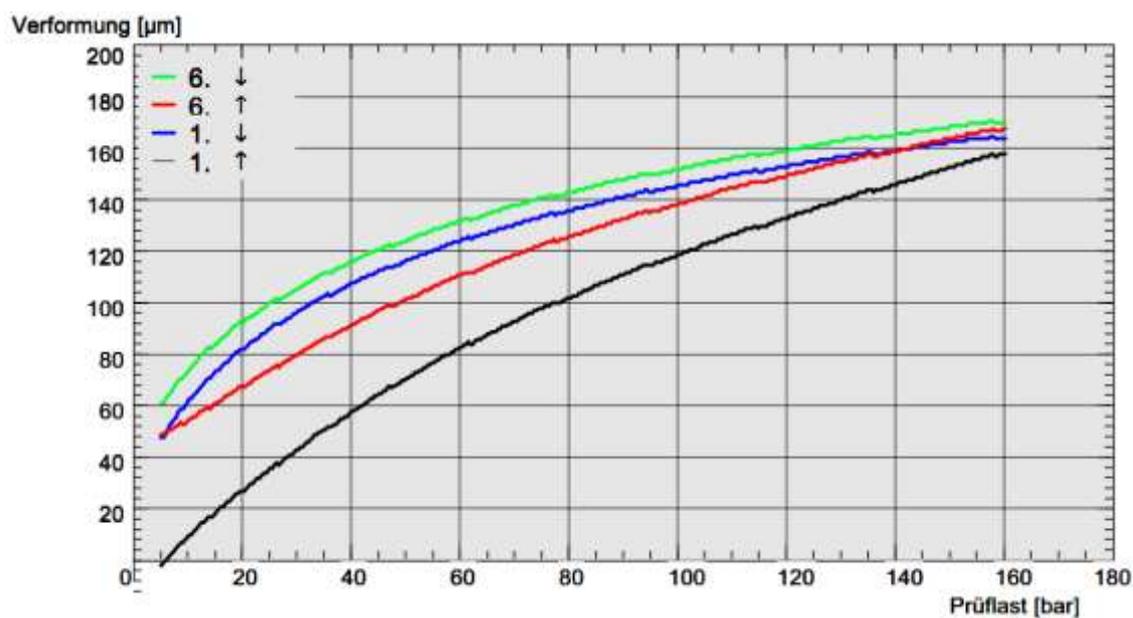


Abbildung 11-14: K6-Versuchsergebnisse (unvorbelastet ohne Dämpfungsblech, KS).

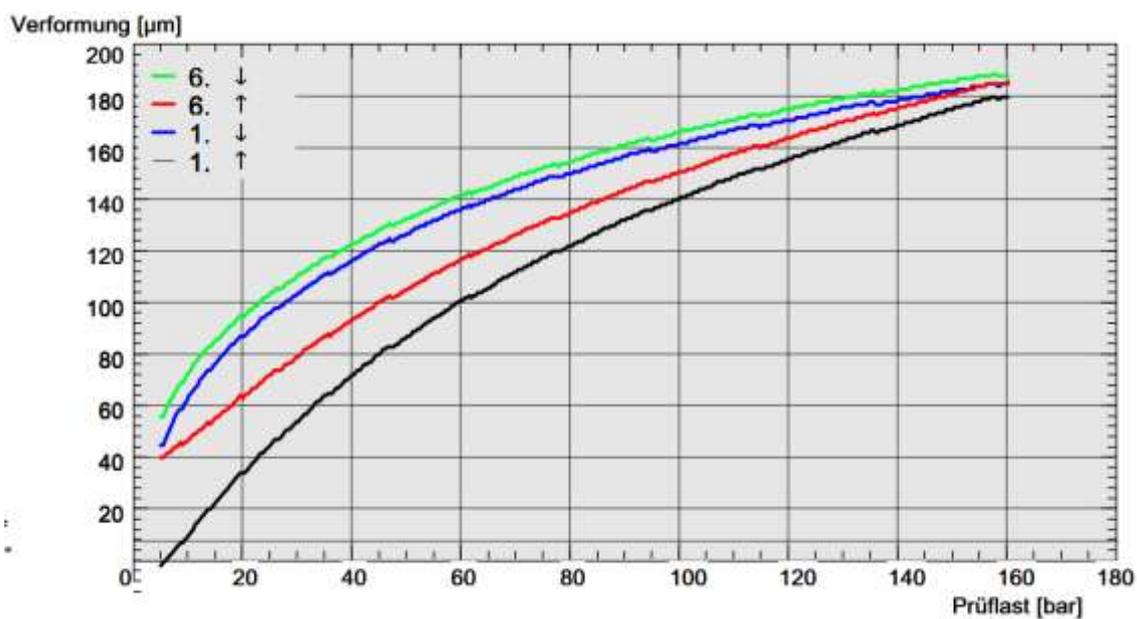
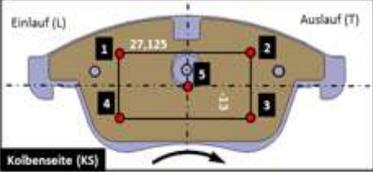
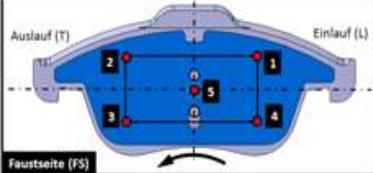
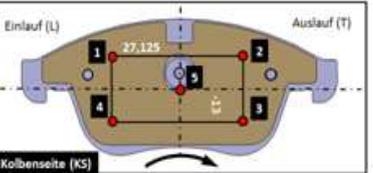
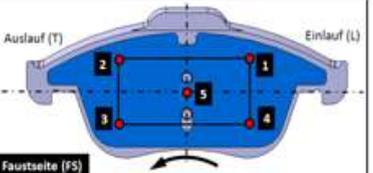
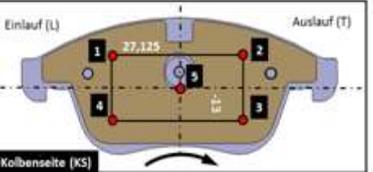
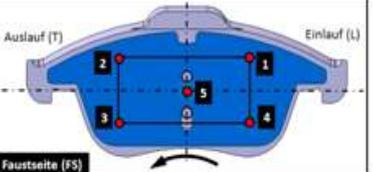


Abbildung 11-15: K6-Versuchsergebnisse (vorbelastet mit Dämpfungsblech, KS).

11.2.5 Belagdickenmessung (Einfluss Vorbelastung)

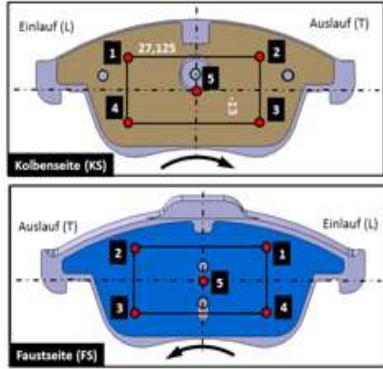
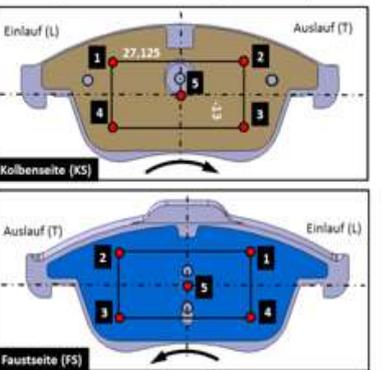
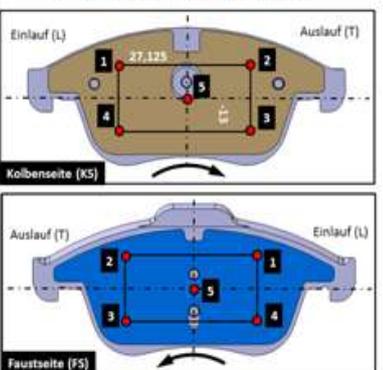
Tabelle 11-1: Einfluss der Vorbelastung auf die Belagdicke.

Beschreibung	Bez.	Belagdicke an Position [mm]					MEA
		1	2	3	4	5	
Unvorbelastet (vor K6) (ohne Dämpfungsbleche)  	KS1	16,807	16,814	16,810	16,833	16,830	16,819
	FS1	16,752	16,745	16,750	16,761	16,744	16,750
	KS2	16,757	16,761	16,781	16,768	16,758	16,765
	FS2	16,756	16,760	16,764	16,754	16,751	16,757
	KS3	16,813	16,814	16,826	16,826	16,816	16,819
	FS3	16,750	16,756	16,750	16,753	16,745	16,751
	KS4	16,822	16,820	16,825	16,834	16,818	16,824
	FS4	16,756	16,772	16,748	16,757	16,745	16,756
	KS5	16,821	16,823	16,822	16,838	16,836	16,828
	FS5	16,743	16,742	16,739	16,743	16,742	16,742
	KS6	16,813	16,811	16,837	16,841	16,828	16,826
	FS6	16,757	16,761	16,753	16,758	16,744	16,755
	KS7	16,827	16,821	16,831	16,835	16,829	16,829
	FS7	16,758	16,757	16,757	16,757	16,751	16,756
	KS8	16,805	16,796	16,817	16,819	16,821	16,812
	FS8	16,751	16,748	16,751	16,751	16,751	16,750
	KS9	16,808	16,812	16,810	16,826	16,820	16,815
	FS9	16,754	16,755	16,752	16,744	16,747	16,750
	KS10	16,824	16,839	16,820	16,823	16,834	16,828
	FS10	16,782	16,747	16,742	16,753	16,755	16,756
Vorbelastet (nach K6) (ohne Dämpfungsbleche)  	KS1	16,798	16,797	16,807	16,802	16,811	16,803
	FS1	16,733	16,738	16,740	16,735	16,732	16,736
	KS2	16,739	16,749	16,763	16,748	16,748	16,749
	FS2	16,735	16,736	16,734	16,736	16,733	16,735
	KS3	16,794	16,788	16,802	16,806	16,799	16,798
	FS3	16,731	16,739	16,736	16,742	16,724	16,734
	KS4	16,805	16,799	16,813	16,822	16,814	16,811
	FS4	16,726	16,733	16,733	16,730	16,732	16,731
	KS5	16,811	16,805	16,818	16,823	16,812	16,814
	FS5	16,725	16,727	16,730	16,729	16,726	16,727
	KS6	16,805	16,800	16,806	16,820	16,807	16,808
	FS6	16,737	16,740	16,742	16,735	16,726	16,736
	KS7	16,810	16,808	16,808	16,815	16,813	16,811
	FS7	16,742	16,736	16,742	16,745	16,733	16,740
	KS8	16,785	16,785	16,793	16,798	16,795	16,791
	FS8	16,740	16,726	16,739	16,731	16,730	16,733
	KS9	16,794	16,796	16,800	16,802	16,793	16,797
	FS9	16,731	16,732	16,738	16,737	16,731	16,734
	KS10	16,797	16,794	16,795	16,811	16,810	16,801
	FS10	16,740	16,727	16,727	16,744	16,717	16,731
Einfluss Vorbelastung (Differenz) (ohne Dämpfungsbleche)  	KS1	0,009	0,017	0,003	0,031	0,019	0,016
	FS1	0,019	0,007	0,010	0,026	0,012	0,015
	KS2	0,018	0,012	0,018	0,020	0,010	0,016
	FS2	0,021	0,024	0,030	0,018	0,018	0,022
	KS3	0,019	0,026	0,024	0,020	0,017	0,021
	FS3	0,019	0,017	0,014	0,011	0,021	0,016
	KS4	0,017	0,021	0,012	0,012	0,004	0,013
	FS4	0,030	0,039	0,015	0,027	0,013	0,025
	KS5	0,010	0,018	0,004	0,015	0,024	0,014
	FS5	0,018	0,015	0,009	0,014	0,016	0,014
	KS6	0,008	0,011	0,031	0,021	0,021	0,018
	FS6	0,020	0,021	0,011	0,023	0,018	0,019
	KS7	0,017	0,013	0,023	0,020	0,016	0,018
	FS7	0,016	0,021	0,015	0,012	0,018	0,016
	KS8	0,020	0,011	0,024	0,021	0,026	0,020
	FS8	0,011	0,022	0,012	0,020	0,021	0,017
	KS9	0,014	0,016	0,010	0,024	0,027	0,018
	FS9	0,023	0,023	0,014	0,007	0,016	0,017
	KS10	0,027	0,045	0,025	0,012	0,024	0,027
	FS10	0,042	0,020	0,015	0,009	0,038	0,025

0,018

11.2.6 Belagdickenmessung (Einfluss Recovery-Zeit)

Tabelle 11-2: Einfluss der Recovery-Zeit auf die Belagdicke.

Beschreibung	Bez.	Belagdicke an Position [mm]					MEA
		1	2	3	4	5	
Unvorbelastet (nach K6) (ohne Dämpfungsbleche) 	KS1	16,807	16,814	16,810	16,833	16,830	16,819
	FS1	16,752	16,745	16,750	16,761	16,744	16,750
	KS2	16,757	16,761	16,781	16,768	16,758	16,765
	FS2	16,756	16,760	16,764	16,754	16,751	16,757
	KS3	16,813	16,814	16,826	16,826	16,816	16,819
	FS3	16,750	16,756	16,750	16,753	16,745	16,751
	KS4	16,822	16,820	16,825	16,834	16,818	16,824
	FS4	16,756	16,772	16,748	16,757	16,745	16,756
	KS5	16,821	16,823	16,822	16,838	16,836	16,828
	FS5	16,743	16,742	16,739	16,743	16,742	16,742
KS6	16,813	16,811	16,837	16,841	16,828	16,826	
FS6	16,757	16,761	16,753	16,758	16,744	16,755	
KS7	16,827	16,821	16,831	16,835	16,829	16,829	
FS7	16,758	16,757	16,757	16,757	16,751	16,756	
KS8	16,805	16,796	16,817	16,819	16,821	16,812	
FS8	16,751	16,748	16,751	16,751	16,751	16,750	
KS9	16,808	16,812	16,810	16,826	16,820	16,815	
FS9	16,754	16,755	16,752	16,744	16,747	16,750	
KS10	16,824	16,839	16,820	16,823	16,834	16,828	
FS10	16,782	16,747	16,742	16,753	16,755	16,756	
Vorbelastet (nach K6) (ohne Dämpfungsbleche) 	KS1	16,798	16,795	16,809	16,816	16,807	16,805
	FS1	16,728	16,746	16,737	16,735	16,727	16,735
	KS2	16,738	16,752	16,761	16,742	16,759	16,750
	FS2	16,735	16,738	16,740	16,738	16,727	16,736
	KS3	16,795	16,790	16,798	16,803	16,802	16,798
	FS3	16,736	16,737	16,726	16,735	16,727	16,732
	KS4	16,803	16,791	16,810	16,819	16,811	16,807
	FS4	16,721	16,735	16,740	16,735	16,735	16,733
	KS5	16,810	16,805	16,816	16,822	16,818	16,814
	FS5	16,723	16,726	16,727	16,727	16,727	16,726
KS6	16,803	16,795	16,815	16,823	16,810	16,809	
FS6	16,737	16,736	16,742	16,739	16,734	16,738	
KS7	16,811	16,808	16,806	16,811	16,813	16,810	
FS7	16,740	16,740	16,740	16,743	16,729	16,738	
KS8	16,790	16,784	16,793	16,801	16,792	16,792	
FS8	16,735	16,731	16,737	16,736	16,727	16,733	
KS9	16,791	16,796	16,797	16,801	16,797	16,796	
FS9	16,735	16,737	16,738	16,735	16,730	16,735	
KS10	16,805	16,792	16,798	16,814	16,805	16,803	
FS10	16,737	16,735	16,733	16,733	16,723	16,732	
Einfluss Recoveryzeit (Differenz) (ohne Dämpfungsbleche) 	KS1	0,009	0,019	0,001	0,017	0,023	0,014
	FS1	0,024	-0,001	0,013	0,026	0,017	0,016
	KS2	0,019	0,009	0,020	0,026	-0,001	0,015
	FS2	0,021	0,022	0,024	0,016	0,024	0,021
	KS3	0,018	0,024	0,028	0,023	0,014	0,021
	FS3	0,014	0,019	0,024	0,018	0,018	0,019
	KS4	0,019	0,029	0,015	0,015	0,007	0,017
	FS4	0,035	0,037	0,008	0,022	0,010	0,022
	KS5	0,011	0,018	0,006	0,016	0,018	0,014
	FS5	0,020	0,016	0,012	0,016	0,015	0,016
KS6	0,010	0,016	0,022	0,018	0,018	0,017	
FS6	0,020	0,025	0,011	0,019	0,010	0,017	
KS7	0,016	0,013	0,025	0,024	0,016	0,019	
FS7	0,018	0,017	0,017	0,014	0,022	0,018	
KS8	0,015	0,012	0,024	0,018	0,029	0,020	
FS8	0,016	0,017	0,014	0,015	0,024	0,017	
KS9	0,017	0,016	0,013	0,025	0,023	0,019	
FS9	0,019	0,018	0,014	0,009	0,017	0,015	
KS10	0,019	0,047	0,022	0,009	0,029	0,025	
FS10	0,045	0,012	0,009	0,020	0,032	0,024	

0,018

11.2.7 Planheit der Beläge mit Dämpfungsblechen

Tabelle 11-3: Planheit der Beläge mit Dämpfungsblechen.

Beschreibung	Bez.	Belagdicke an Position [mm]					MEA	Max	Min	Dif
		1	2	3	4	5				
Vorbelastet (nach K6) (mit Dämpfungsbleche)	KS1	17,676	17,661	17,681	17,677	17,675	17,674	17,681	17,661	0,020
	FS1	17,605	17,611	17,623	17,617	17,605	17,612	17,623	17,605	0,018
	KS2	17,627	17,644	17,640	17,650	17,623	17,637	17,650	17,623	0,027
	FS2	17,602	17,603	17,611	17,615	17,616	17,609	17,616	17,602	0,014
	KS3	17,671	17,660	17,669	17,661	17,668	17,666	17,671	17,660	0,011
	FS3	17,602	17,605	17,599	17,622	17,607	17,607	17,622	17,599	0,023
	KS4	17,698	17,672	17,679	17,685	17,699	17,687	17,699	17,672	0,027
	FS4	17,610	17,601	17,605	17,594	17,589	17,600	17,610	17,589	0,021
	KS5	17,685	17,700	17,682	17,690	17,709	17,693	17,709	17,682	0,027
	FS5	17,598	17,582	17,613	17,592	17,588	17,595	17,613	17,582	0,031
	KS6	17,678	17,688	17,691	17,691	17,703	17,690	17,703	17,678	0,025
	FS6	17,611	17,595	17,627	17,627	17,598	17,612	17,627	17,595	0,032
	KS7	17,681	17,689	17,685	17,681	17,700	17,687	17,700	17,681	0,019
	FS7	17,617	17,618	17,613	17,643	17,614	17,621	17,643	17,613	0,030
	KS8	17,676	17,676	17,661	17,661	17,666	17,668	17,676	17,661	0,015
	FS8	17,585	17,608	17,594	17,596	17,597	17,596	17,608	17,585	0,023
	KS9	17,653	17,679	17,681	17,658	17,676	17,669	17,681	17,653	0,028
	FS9	17,592	17,608	17,588	17,582	17,585	17,591	17,608	17,582	0,026
	KS10	17,665	17,659	17,660	17,659	17,671	17,661	17,671	17,659	0,012
	FS10	17,601	17,596	17,581	17,587	17,607	17,594	17,607	17,581	0,026

11.2.8 Verschleißfaktoren

Tabelle 11-4: Berechnung der Verschleißfaktoren am Hydropulser.

Versuche Reibwertprüfer am Hydropulser						
Versuch	Verschleiß-	Dichte	Verschleiß-	Reibarbeit	Massenverschleiß-	Volumenverschleiß-
	masse		volumen		faktor $C_{F,m}$	faktor $C_{F,v}$
	[mg]	[kg/m ³]	[mm ³]	[kJ]	[mg/MJ]	[mm ³ /MJ]
1	30,8	2900	10,62	92,70	332,25	114,57
2	11,3	2900	3,90	86,10	131,24	45,26
3	17,4	2900	6,00	98,40	176,83	60,98
4	30,8	2900	10,62	100,10	307,69	106,10
5	28,7	2900	9,90	102,30	280,55	96,74
6	31,9	2900	11,00	101,80	313,36	108,06
7	20,7	2900	7,14	76,40	270,94	93,43
8	13,2	2900	4,55	83,90	157,33	54,25
9	22,2	2900	7,66	87,80	252,85	87,19
10	27,7	2900	9,55	95,10	291,27	100,44
11	61,1	2900	21,07	192,00	318,23	109,73
12	48,3	2900	16,66	196,00	246,43	84,98
13	54,3	2900	18,72	143,90	377,35	130,12
14	23,7	2900	8,17	79,20	299,24	103,19
15	23,4	2900	8,07	78,40	298,47	102,92
16	14,8	2900	5,10	82,80	178,74	61,64
Mittelwert					264,55	91,22
Standardabweichung					69,56	23,99

11.3 Dokumentation Simulationsmodell

11.3.1 Statisches Belagmodell

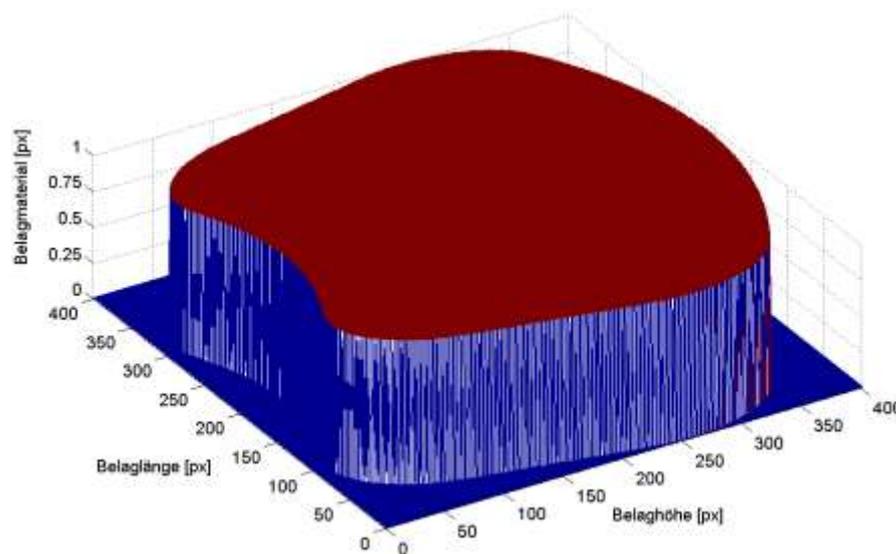


Abbildung 11-16: Matrixmodell zur Berechnung der Belagfedersteifigkeiten.

Federpositionen: $\Delta x_i = \pm 27,125$ mm; $\Delta z_{LU/TU} = 16,5$ mm; $\Delta z_{LD/TD} = 13,0$ mm;

11.3.2 Rechenzeiten Simulationsmodell

Tabelle 11-5: Rechenzeiten (auf Notebook Intel Core 2 CPU, 1,99 GHz, 3 GB RAM).

Beschreibung Simulationsdurchführung	Zugehörige Abbildung	Simulationszeit [s]
Druckanstieg dynamisch	Abbildung 7-7 Abbildung 7-8	292,5
Druckanstieg und Druckreduktion dynamisch	Abbildung 7-9	439,6
Druckanstieg dynamisch, hybride Beläge	Abbildung 7-10 Abbildung 7-11	328,2
Druckanstieg dynamisch, gezogene Beläge	Abbildung 7-12	375,0
Erzeugung finaler Schrägverschleißzustand	Abbildung 7-13	322,7
Radiale Belagbewegungen ohne Modifikationen	Abbildung 7-15	690,8
Erzeugung Mikroschrägverschleißzustand	Abbildung 7-16	645,0
Radiale Belagb. mit Mikroschrägverschleiß	Abbildung 7-17	676,9
Rad. Bel. mit Mikrover. und Hk-Reibwerten	Abbildung 7-18	617,1

11.3.3 Definition des Übergangspunktes (TP)

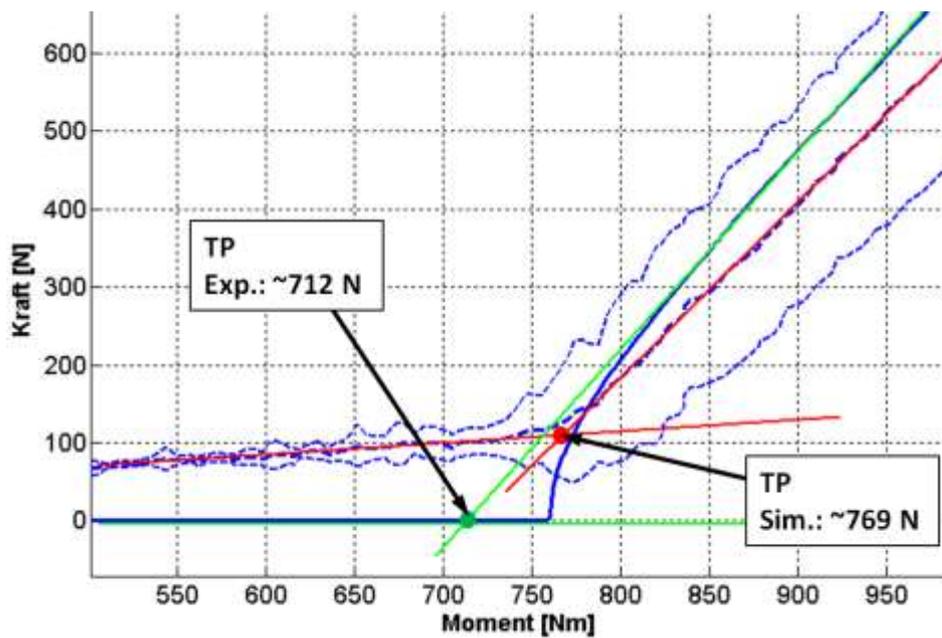


Abbildung 11-17: Definition des Übergangspunktes (TP)

11.3.4 Einfluss des Reibwertgradienten

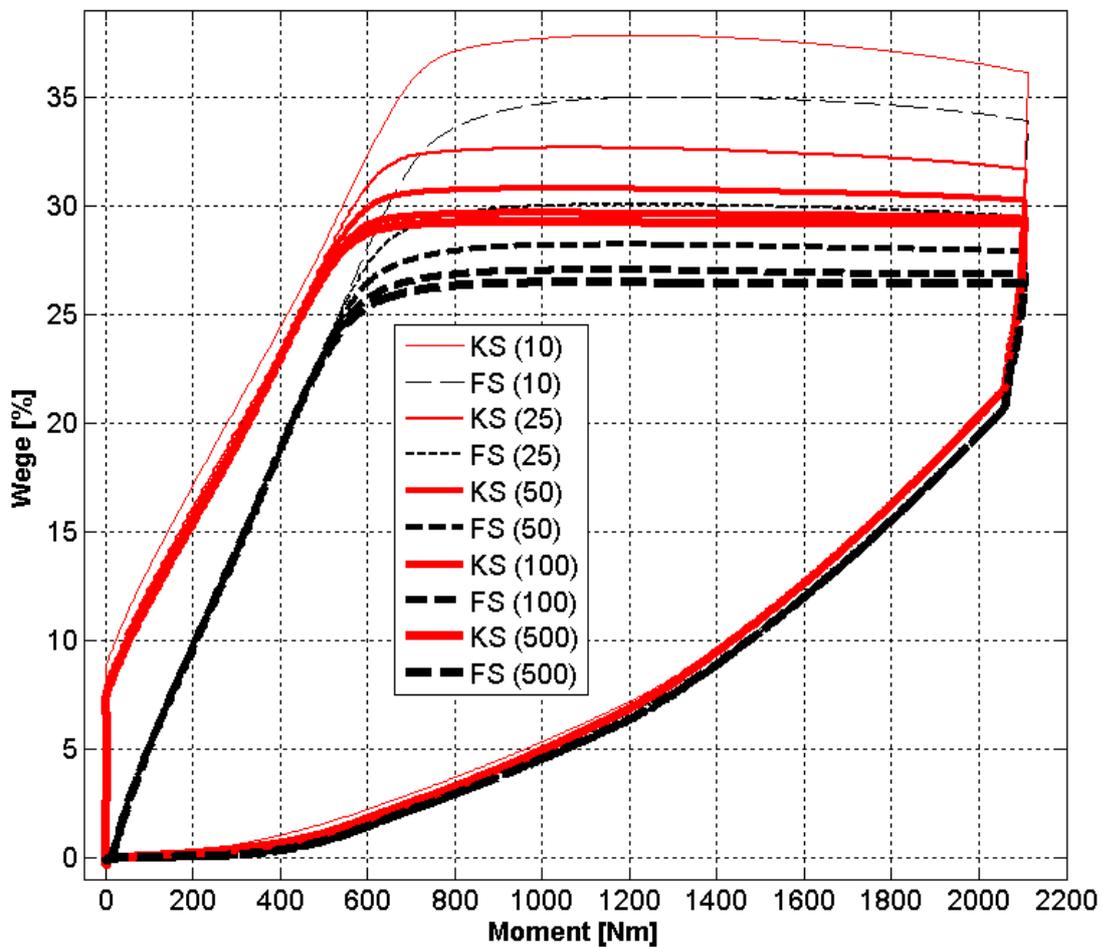


Abbildung 11-18: Variation des Reibwertgradienten (an allen Hammerköpfen).

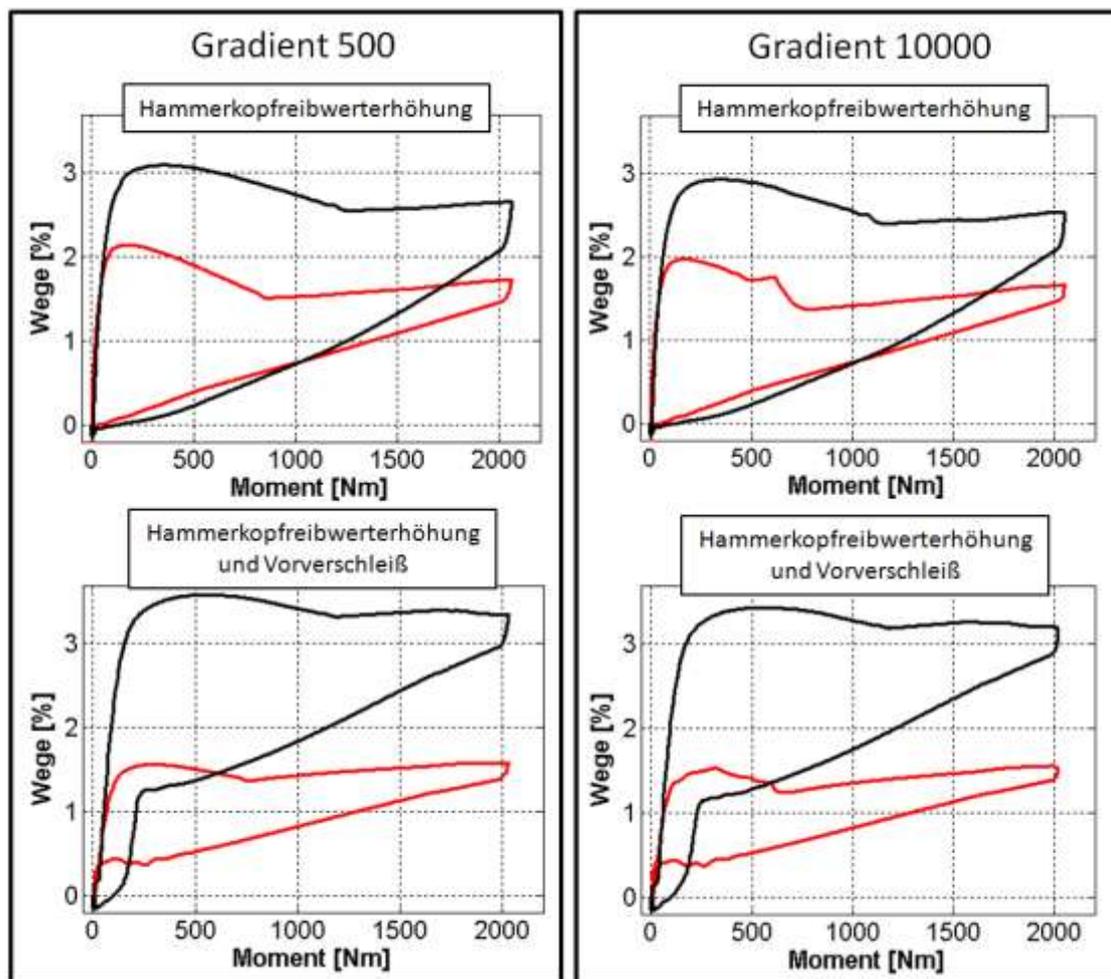


Abbildung 11-19: Variation des Reibwertgradienten bei vorverschlissenen Belägen.

11.4 Dokumentation Systemversuche am SMP

11.4.1 Oberflächenveränderungen



Abbildung 11-20: Messgestänge an den Hammerköpfen.



Abbildung 11-21: Auflagefläche nach Beanspruchung (links Einlauf, rechts Auslauf).

11.4.2 Hammerkopfbewegungen

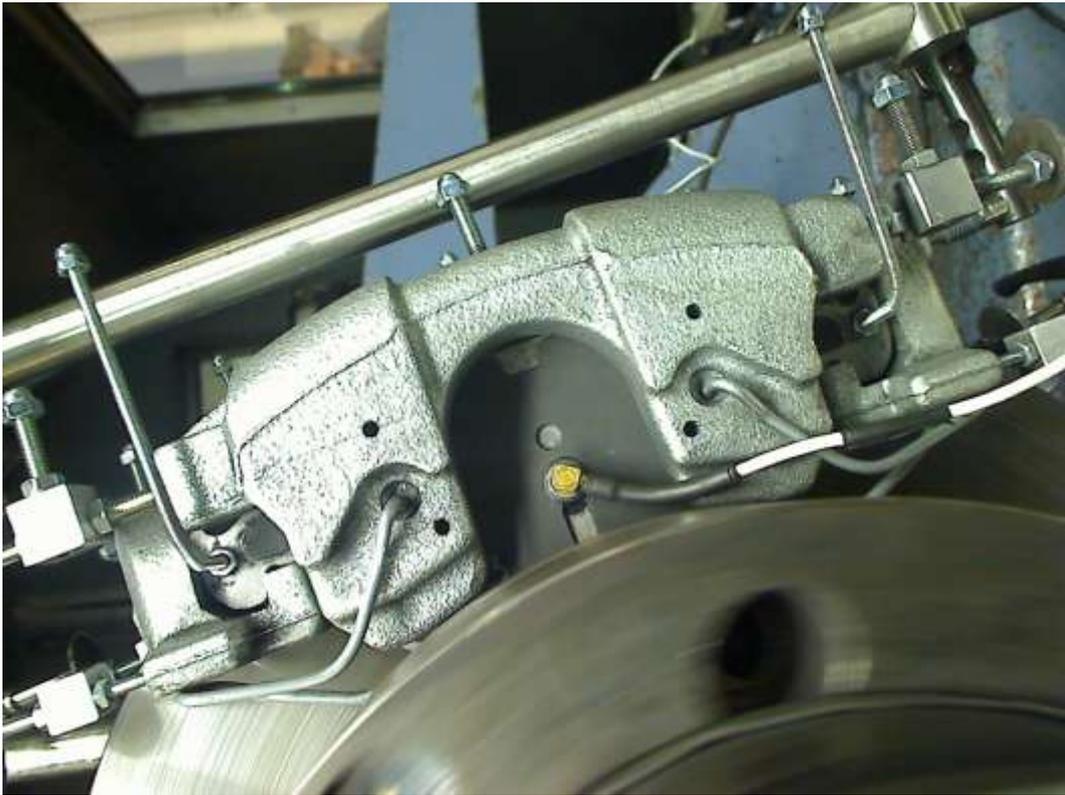


Abbildung 11-22: Radiale Belagbewegungen vor Druckaufbau.

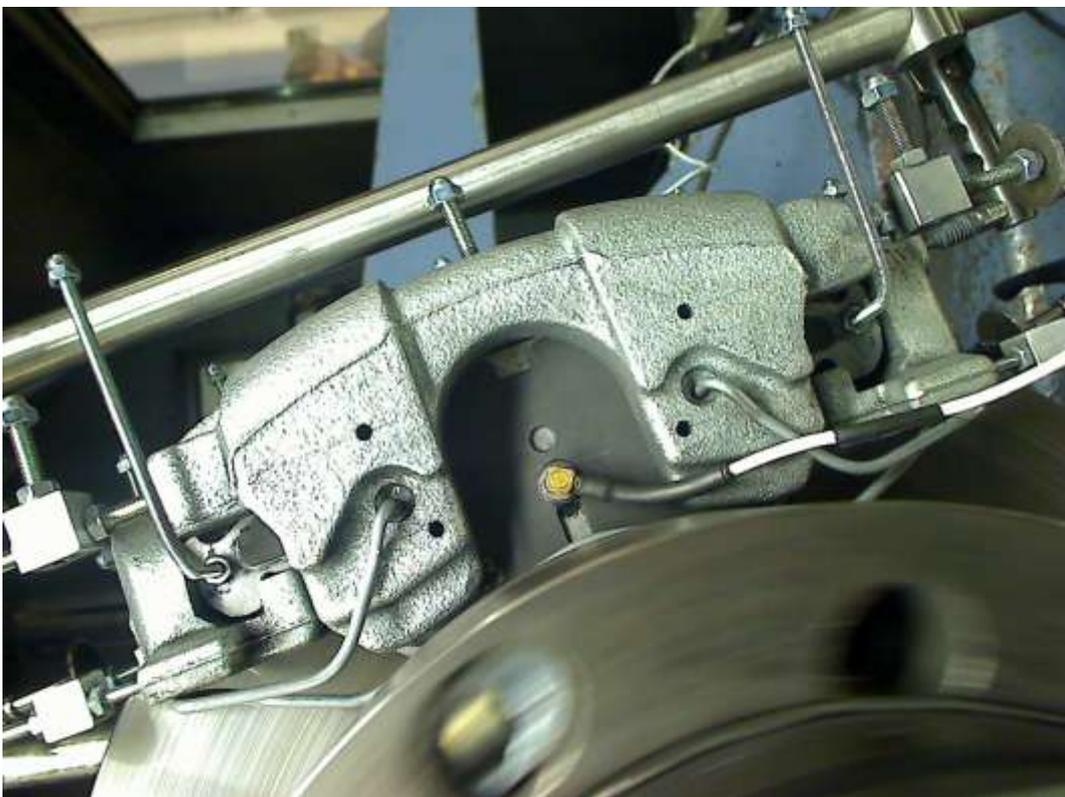


Abbildung 11-23: Radiale Belagbewegungen bei 80 bar.

11.4.3 Versuchsaufbau Dauerverschleißtest



Abbildung 11-24: SMP-Aufbau für Verschleißprogramm.



Abbildung 11-25: Belagdickenmessung nach Verschleißprogramm.

11.4.4 Messdatenblätter SMP

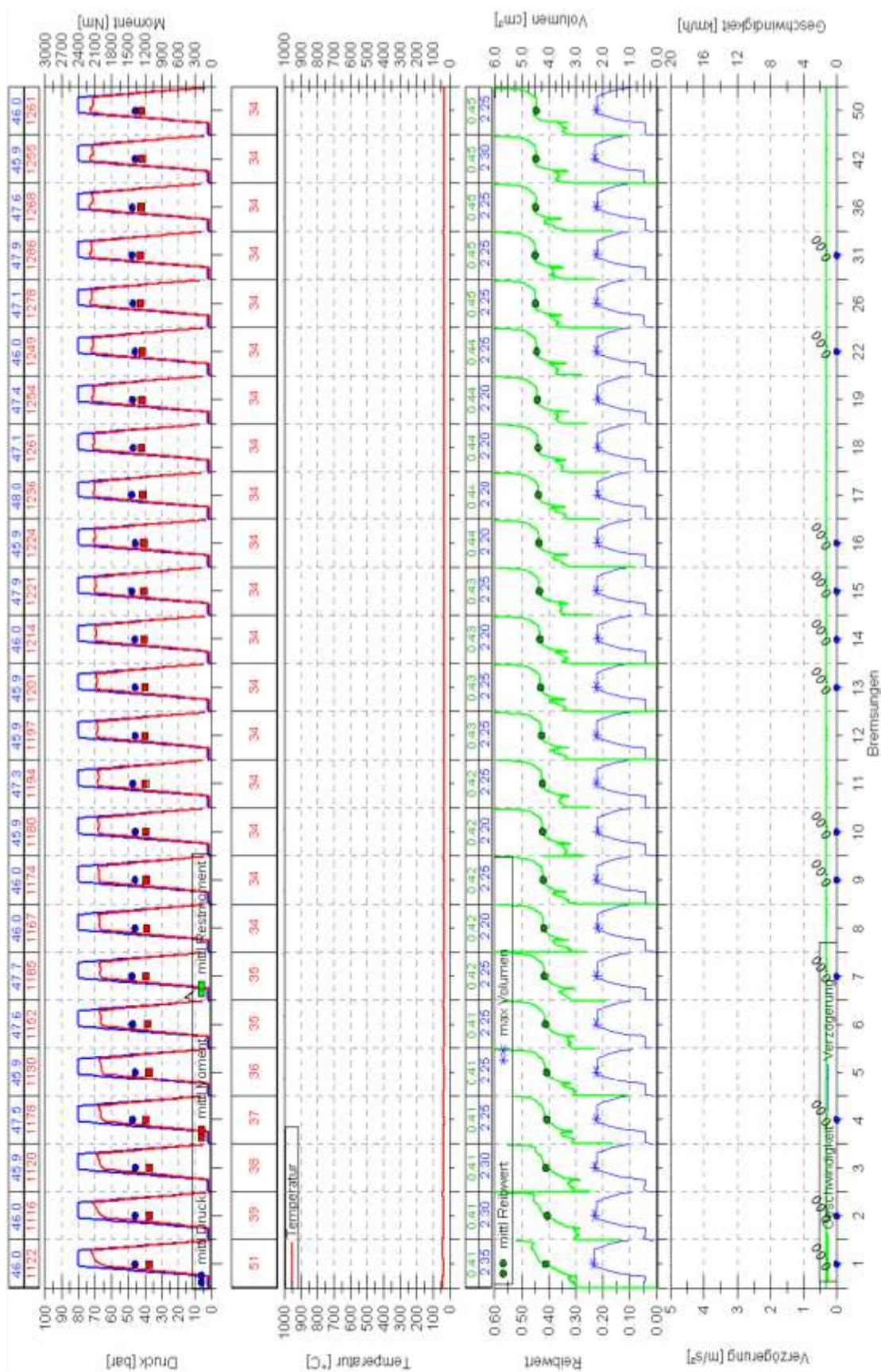


Abbildung 11-26: Messdatenblatt Prüfstand 80 bar (hybride Beläge).

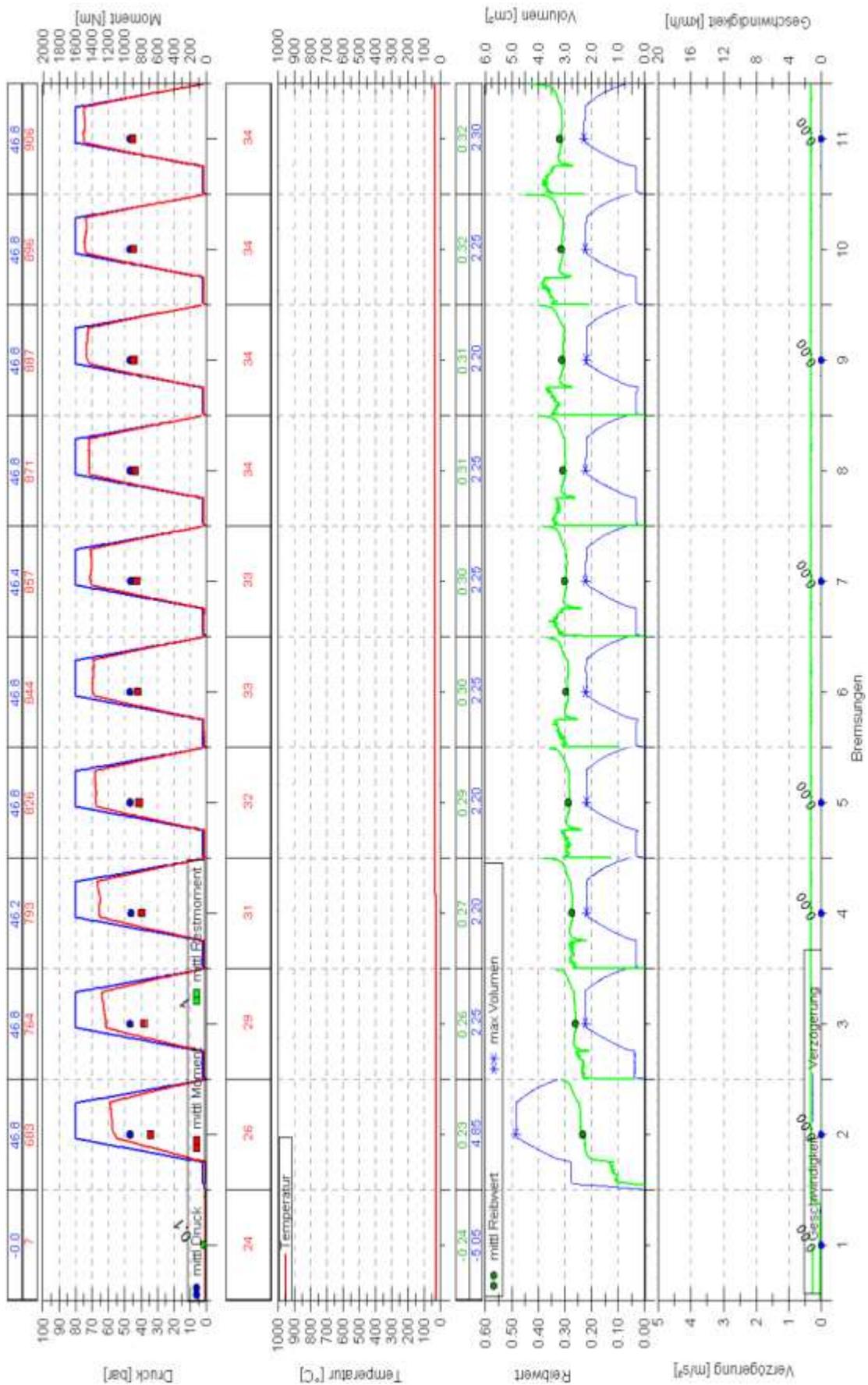


Abbildung 11-27: Messdatenblatt Prüfstand 80 bar (gezogene Beläge).

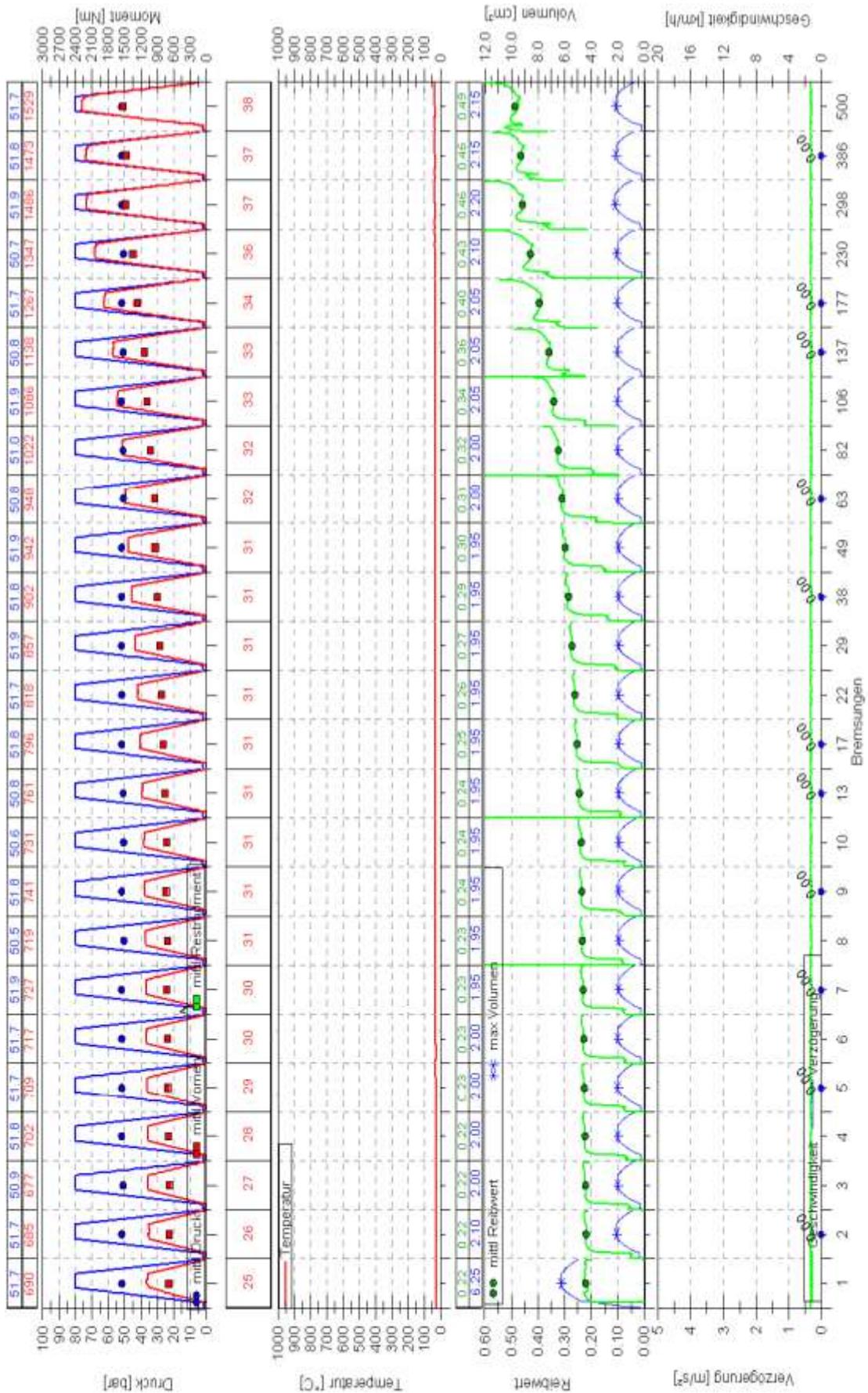


Abbildung 11-28: Messdatenblatt radiale Belagbewegungen (hybride Beläge).

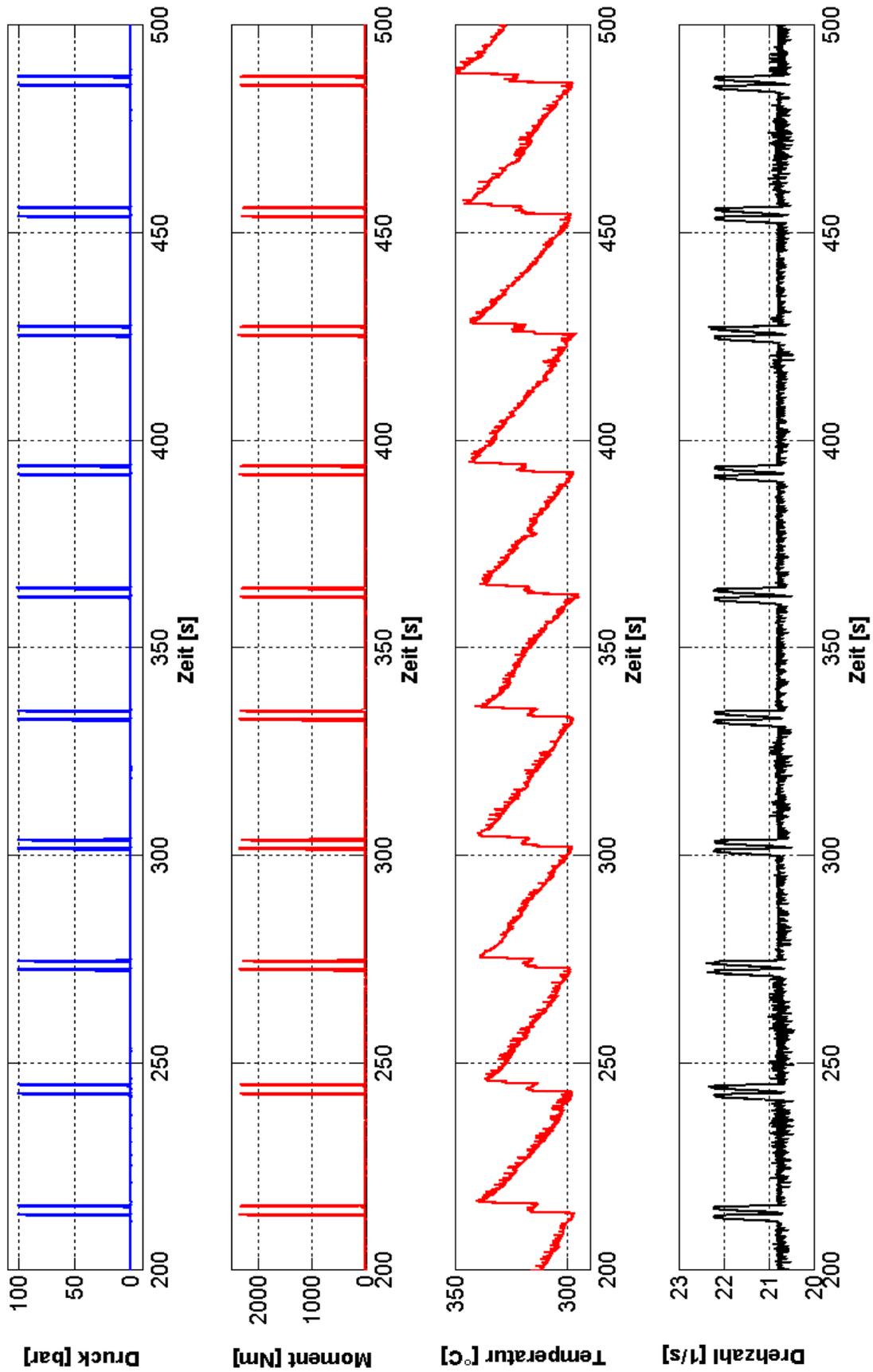


Abbildung 11-29: Ausschnitt aus Verschleißprogramm.

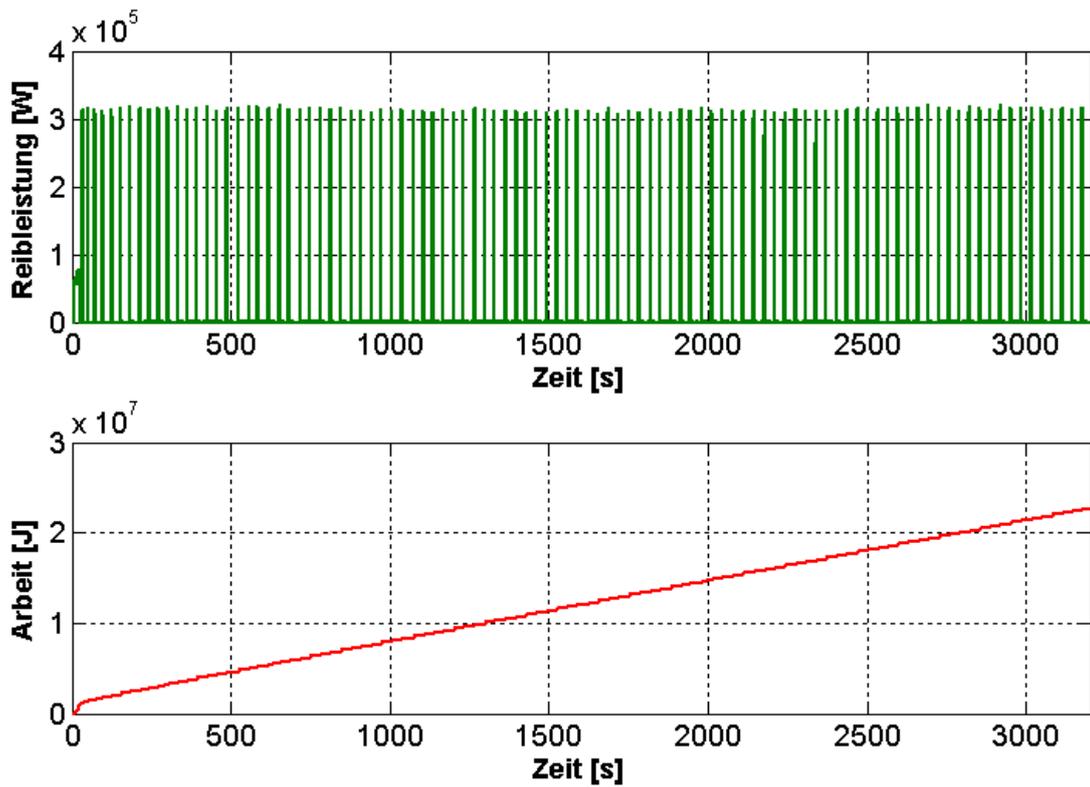


Abbildung 11-30: Reibleistung und Reiarbeit (beider Beläge) im Verschleißprogramm.

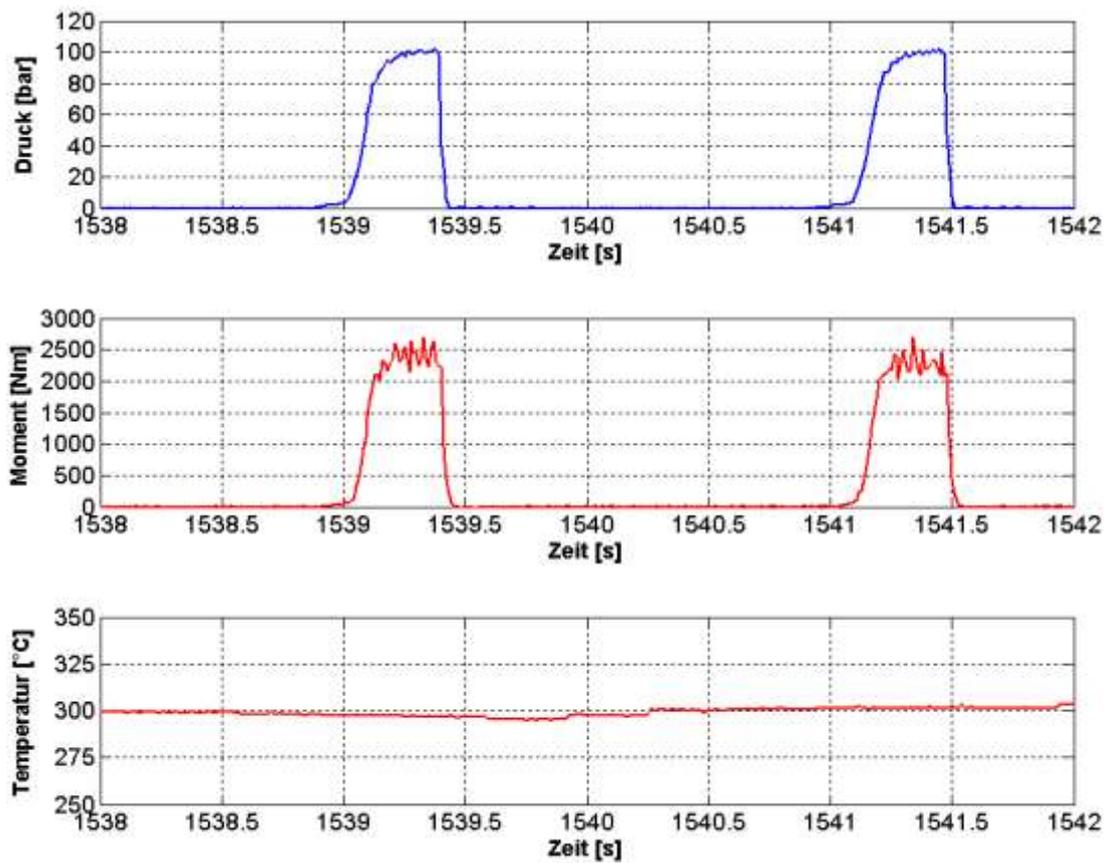


Abbildung 11-31: Detailausschnitt aus Verschleißprogramm.

11.4.5 Verschleißfaktoren

Tabelle 11-6: Berechnung der Verschleißfaktoren.

Versuche SMP						
Versuch	Verschleiß- masse	Dichte	Verschleiß- volumen	Reibarbeit	Massenschleiß- faktor $C_{F,m}$	Volumenschleiß- faktor $C_{F,v}$
	[g]	[kg/m ³]	[mm ³]	[MJ]	[mg/MJ]	[mm ³ /MJ]
1	12,75	2900	4396,55	23,40	544,87	187,89
2	14,2	2900	4896,55	23,30	609,44	210,15
3	14,9	2900	5137,93	23,30	639,48	220,51
4	15,15	2900	5224,14	23,30	650,21	224,21
5	14,6	2900	5034,48	23,40	623,93	215,15
6	15,05	2900	5189,66	23,30	645,92	222,73
7	13,75	2900	4741,38	23,10	595,24	205,25
8	14,65	2900	5051,72	22,90	639,74	220,60
9	14,15	2900	4879,31	22,90	617,90	213,07
10	13,85	2900	4775,86	22,80	607,46	209,47
11	14,5	2900	5000,00	22,60	641,59	221,24
12	15,85	2900	5465,52	22,50	704,44	242,91
13	15,7	2900	5413,79	22,50	697,78	240,61
14	16,55	2900	5706,90	22,50	735,56	253,64
15	15,95	2900	5500,00	22,10	721,72	248,87
Mittelwert					645,02	222,42
Standardabweichung					51,31	17,69

Literaturverzeichnis

Abu Bakar, A. R.; Ouyang, H.; Cao, Q.: [Interface Pressure Distributions], Interface Pressure Distributions Through Structural Modifications, SAE-Paper 2003-01-3332, 2003

Anwana Okon D.; Cai, Hao; Chang, H.T.: [Analysis of Brake Caliper Seal-Groove Design], Analysis of Brake Caliper Seal-Groove Design, SAE-Paper 2002-01-0927, 2002

Archard, J. F.; Hirst, W.: [Wear of Materials], Wear of Materials under unlubricated Conditions, Proc, Royal Soc. Vol. A-236, S. 71, 1958

Artus Samuel; Hayat, Said; Staroswiecki, Marcel; Cocquempot, Vincent: [Brake Discs Temperature Estimation Module], Brake discs temperature estimation module, ISBN: 1-56555-268-7, 2003

Augsburg Klaus; Brunner Horst; Grochowicz, Jaroslav: [Untersuchung zum Rubbelverhalten von Pkw-Schwimmsattelbremsen], Untersuchung zum Rubbelverhalten von Pkw-Schwimmsattelbremsen, ATZ Automobiltechnische Zeitschrift 101, 1999

Augsburg, K., Trutschel, R.: [Beschreibung des Bremspedalgeföhls], Entwicklungswerkzeuge zur Beschreibung des Bremspedalgeföhls, in Breuer, B. (Hrsg.) XXII. Internationales μ -Symposium, VDI Reihe 12 Nr. 514. Düsseldorf: VDI, 2002.

Augsburg, Klaus; Günther, Hagen; Abendroth, Harald; Wernitz, Boris: [Dynamic Brake Pad Behavior], Comparison Between Different Investigation Methods of Quasi-Static and Dynamic Brake Pad Behavior, SAE-Paper 2003-01-3340, 2003

Bajer, A.; Belsky, V.; Kung, S.W.: [Friction-induced Damping and Nonlinear Effects], The influence of friction-induced damping and nonlinear effects on brake squeal analysis, SAE-Paper 2004-01-2794, 2004

Ballinger, Robert S.: [Disc Brake Corner System Modeling], Disc Brake Corner System Modeling and Simulation, SAE-Paper 1999-01-3400; 1999

Bosch: [Kraftfahrzeugtechnisches Taschenbuch], Kraftfahrzeugtechnisches Taschenbuch, 27. überarbeitete und erweiterte Auflage, Vieweg-Teubner Verlag, ISBN 978-3-8348-1440-1, 2011

Breuer, Bert; Bill, Karlheinz: [Bremsenhandbuch], Bremsenhandbuch, Grundlagen, Komponenten, Systeme, Fahrdynamik, Wiesbaden, 3. Auflage, Vieweg, 2006

Burckhardt, Manfred: [Fahrwerktechnik], Fahrwerktechnik: Bremsdynamik und Pkw-Bremsanlagen, Vogel Buchverlag, ISBN 3-8023-0184-6, 1. Auflage, 1991

Burwell, J. T.: [Survey of Possible Wear Mechanism], Survey of possible wear mechanism, Wear, Vol. 1, 1957, in Hohmann, Christian: [Simulation von Verschleiß an Scheibenbremsbelägen]

Chekina O. G.; Goryacheva, I. G.; Krasnik, V. G.: [The Model for Tool Wear in Rock Cutting], The model for tool wear in rock cutting, Wear, Vol. 198, 1996, in Hohmann, Christian: [Simulation von Verschleiß an Scheibenbremsbelägen]

Continental: [FE-Analysis Hydraulic Brake Systems], FE-Analysis Hydraulic Brake Systems, interne Präsentation, 2008

Continental: [FEM-Modell der Radbremse], FEM-Modell der Radbremse zur Geräuschsimulation in Abaqus, 2008

Continental: [Produktkonfiguration Hydraulische Bremssysteme], CoBra-Configuration of Brakes, Produktkonfiguration in der Entwicklung Hydraulische Bremssysteme, interne Präsentation, 2008

Continental: [Radbremse Renault X95/L43 16 Zoll], CAD-Baugruppe der Radbremse X95 16 Zoll und L43 16 Zoll in Catia, 2008

Continental: [Spezifikationen Statisches und Dynamisches Prüffeld], Interne Spezifikationen aus dem statischen und dynamischen Prüffeld, 2008

Degenstein, Thomas: [Kraftmessung in Scheibenbremsen], Kraftmessung in Scheibenbremsen, Fortschritt-Berichte VDI Reihe 12 Nr. 655, ISBN 3-18-365512-0, Düsseldorf, 2007

Druschitz, Alan P.; Sochor, Nathan J.; Reneau, Brandon: [Component Testing of Brake Anchors], Component Testing of Brake Anchors, Internet Corporation, SAE-Paper 2002-01-0797, 2002

Duboka, C.; Todorovic, J.: [Linear Wear Hypotheses of Brake Lining Life], Linear wear hypotheses of brake lining life, IMechE-Pap.;C15/83; Braking of Road Veh., 1983

Engel, Hans Georg: [Bremserrregte Lenkunruhe], Systemansatz zur Untersuchung von Wahrnehmung, Übertragung und Anregung bremserrregter Lenkunruhe in Personenkraftwagen, Fortschritt-Berichte VDI Reihe 12 Nr. 354, ISBN 3-18-335412-8, Düsseldorf, 1998

Evans, Charles K.; Oakwood, J. Chris: [Fluid Displacement on Dynamometer], Brake Caliper Fluid Displacement on Dynamometer-Is it The End For Caliper Test Stands?, SAE-Paper 2007-01-3955, 2007

Fieldhouse, J. D.; Ashraf, N: [Observation of the Disc/Pad Interface Pressure], Observation of the disc/pad interface pressure distribution during variable braking conditions and its influence on brake noise, in Breuer, B. (Hrsg.): XXVII. Internationales μ -Symposium. VDI Reihe 12 Nr. 657. Düsseldorf: VDI, 2007

Fieldhouse, John D.; Ashraf, Naveed; Talbot, Chris: [Measurement of the Dynamic Center of Pressure], Measurement of the Dynamic Center of Pressure of a Brake Pad During a Braking Operation, SAE-Paper 2006-01-3208, 2006

Fleischer, G.: [Energetische Aspekte der Reibung], Zusammenhängen zwischen energetischen Aspekten und der molekular-mechanischen Theorie der Reibung, 1969, in Hohmann, Christian: [Simulation von Verschleiß an Scheibenbremsbelägen]

Fukano, Akira; Matsui, Hiromichi: [Development of Disc-Brake Design Method], Development of Disc-Brake Design Method Using Computer Simulation of Heat Phenomena, SAE-Paper 860634, 1986

Gassmann, H.: [Reib- und Verschleißverhalten der Bremsbeläge], Reib- und Verschleißverhalten der Bremsbeläge von Tragseilbahnen, Dissertation, TH Zürich, 1979

Grochowicz, J.: [Bremsdruck- und Bremsmomentschwankungen], Experimentelle und rechnerische Untersuchungen zu Bremsdruck- und Bremsmomentschwankungen, TU Dresden, 1995

Habig, K.-H.: [Verschleiß und Härte von Werkstoffen], Verschleiß und Härte von Werkstoffen, Hanser Verlag, München, 1980

Harding, P. R. J.: [Wear Life of Disc Brake Pads], An investigation into the wear life of disc brake pads, ImechE-Paper C11/83, Braking of Road Veh., 1983

Harris, Carrie K.; Broussard, Justin P.; Keska, Jerry K.: [Determination of Wear in a Tribo-System], Determination of wear in a Tribo-System, Proceedings of the 2002 ASEE Gulf-Southwestern Annual Conference, 2002

Hochlehnert, Daniel: [Mathematische Modellbildung von Bremsenquietschen], Selbsterregte Schwingungen in Scheibenbremsen: Mathematische Modellbildung und aktive Unterdrückung von Bremsenquietschen, Dissertation, Shaker Verlag, ISBN 3-8322-5684-9, 2006

Hohmann, C.; Schiffner, K.: [Pad Wear Simulation Model], Pad Wear Simulation Model, SAE-Paper 1999-01-3392, 1999

Hohmann, Christian: [Simulation von Verschleiß an Scheibenbremsbelägen], Simulation von Verschleiß an Scheibenbremsbelägen, Dissertation, ISBN 3-8265-6587-8, 1999

Holm, R.: [The Friction Force over the Real Area of Contact], The friction force over the real area of contact, Wissenschaftliche Veröffentlichung Siemens Werk, Vol. 17, No. 4, 1938, in Hohmann, Christian: [Simulation von Verschleiß an Scheibenbremsbelägen]

Honeywell: [Kompressibilitätsmessgerät], Anleitung zum Bedienen des Kompressibilitätsgeräts, 2006

Internetquelle: [<http://www.fuji.de>], <http://www.fuji.de/produkte/prescale/download.html>, besucht am 12.09.2008

Internetquelle: [<http://www.infratec.de>], <http://www.infratec.de/de/thermografie/> besucht am 02.08.2011

Internetquelle:[<http://www.mathworks.de/help/toolbox/>],
<http://www.mathworks.de/help/toolbox/simulink/slref/backlash.html>

Internetquelle:[<http://www.mathworks.de/products/simmechanics/>],
<http://www.mathworks.de/products/simmechanics/>, besucht am 20.08.2011

Internetquelle: [<http://www.mathworks.de/>], <http://www.mathworks.de/>, besucht am 20.08.2011

Internetquelle:[<http://www.maurer-ir.de/>],<http://www.maurer-ir.de/index.php/de/universal-pyrometer.html>, besucht am 22.08.2011

Internetquelle:[<http://www.tcdirect.de/>],
<http://www.tcdirect.de/deptprod.asp?deptid=180>, besucht am 20.08.2011

Internetquelle: [<http://www.tekscan.com/>], <http://www.tekscan.com/brake-pad-pressure-distribution>, besucht am 02.07.2011

Isermann, Rolf: [Mechatronische Systeme], Mechatronische Systeme, Grundlagen, 2. Auflage, Springer Berlin Heidelberg New York, ISBN 978-3-540-32336-5, 2008

Jearsiripongkul, T.; Hochlenert, D.; Wagner, U. von; Hagedorn, P.: [Floating Disc Brake Model], A Nonlinear Floating Caliper Disk Brake Model to Incorporate Squeal, SAE-Paper 2004-01-2802, 2004

Jüttner, R.: [Berechnung der Thermischen Belastung einer Pkw-Bremsscheibe], Berechnung der thermischen Belastung einer Pkw-Bremsscheibe mit der Finite-Elemente-Methode, AUTEC 88, Int. Kongress-Messe f. Automobil-Technik, Sindelfingen, 1988

Kang, Jaeyoung; Choi, Sungjin: [Brake Dynamometer Model Predicting Brake Torque Variation], Brake dynamometer model predicting brake torque variation due to disc thickness variation, Proc. IMechE Vol. 221 Part D, 2007

Karmakar, S.; Rao, U. R. K.; Sethuramiah, A.: [An Approach towards Fatigue Wear Modelling], An approach towards fatigue wear modelling, Wear, Vol. 59, 1996 in Hohmann, Christian: [Simulation von Verschleiß an Scheibenbremsbelägen]

Kim, SooSang; Cho, SuBu; Yeo, TaeJung: [Offset on Pressure Distribution], Piston and Finger Offset on Pressure Distribution, SAE-Paper 2005-01-0794, 2005

Kuchling, Horst: [Taschenbuch der Physik], Taschenbuch der Physik, Carl Hanser Verlag, ISBN 3446424571, 1995

Leslie, A. C.: [Mathematical Model of Brake Caliper], Mathematical Model of Brake Caliper to Determine Brake Torque Variation Associated with Disc Thickness Variation (DTV) Input, SAE-Paper 2004-01-2777, 2004

Limpert, Rudolf: [Brake Design and Safety], Brake Design and Safety, Second Edition, SAE International, ISBN 1-56091-915-9, 1999

Lou, Gang; Lee, Li; Malott, Brad: [Introduction of Anisotropic Lining Elastic Constants], Introduction of Anisotropic Lining Elastic Constants Optimization (ALCO) Method for Friction Materials, SAE-Paper 2007-01-0591, 2007

Marschner, Holger; Reckwerth, Dirk; Steger, Heinrich: [Innovative Schwingungsmesstechnik], Innovative Schwingungsmesstechnik in der Bremsenentwicklung, ATZ Automobiltechnische Zeitschrift, 02/2008, Jahrgang 110, 2008

Mignery, Lezza; Nashif, Ahid D.: [Prediction of Damping to a Brake Shoe and Lining], Prediction of Damping Treatment Dynamics as Bonded to a Brake Shoe and Lining, Material Sciences Corporation, SAE-Paper 1999-01-3407, 1999

Pacejka, H. B.: [Tyre and Vehicle Dynamics], Tyre and Vehicle Dynamics, Butterworth Heinemann, ISBN 0750669187, 2002

Penninger, Charles L.; Swift, Richard A.: [Disc Brake Lining Shape Optimization], Disc Brake Lining Shape Optimization by Multibody Dynamic Analysis, SAE-Paper 2004-01-0725, 2004

Popov, Valentin L.: [Kontaktmechanik und Reibung], Kontaktmechanik und Reibung, Ein Lehr- und Anwendungsbuch von der Nanotribologie bis zur numerischen Simulation, TU Berlin, Springer-Verlag Berlin Heidelberg, ISBN 978-3-540-88836-9, 2009

Riefe, Mark; Yen, Erik: [Prediction of Brake Lining Life], Prediction of Brake Lining Life Using an Energy-Based CAE Approach, SAE-Paper 2007-01-1019, 2007

Sadowski, J.; Fleischer, G.: [Betrachtung zur Reibung- und Verschleißenergetik], Betrachtung zur Reibung- und Verschleißenergetik, Schmierungstechnik, Berlin, Vol. 18, No. 4, 1983

Samie, Farzad; Sheridan, David C.: [Contact Analysis for a Car Disc Brake], Contact Analysis for a Passenger Car Disc Brake, SAE-Paper 900005, 1990

Sanders, Paul G.; Dalka, Thomas; Hartsock, Dale: [Friction Material Compressibility], Friction Material Compressibility as a Function of Pressure, Temperature, and Frequency, SAE-Paper 2008-01-2574, 2008

Sardá, Angelo Hilário: [Wirkungskette der Entstehung von Hotspots und Heißrubbeln], Wirkungskette der Entstehung von Hotspots und Heißrubbeln in Pkw-Scheibenbremsen, Fortschritt-Berichte VDI Reihe 12 Nr. 704, ISBN 978-3-18-370412-5, Düsseldorf, 2009

Schmalfuß, Christiane: [Theoretische und Experimentelle Untersuchung von Scheibenbremsen], Theoretische und experimentelle Untersuchung von Scheibenbremsen, Fortschritt-Berichte VDI Reihe 12 Nr. 494, ISBN 3-18-349412-4, Düsseldorf, 2002

Schumann, Marcus: [Analysemethode zur Beurteilung des Brems Scheibenverschleißes], Analysemethode zur Beurteilung des ungleichförmigen Brems Scheibenverschleißes an Pkw-Scheibenbremsen, Fortschritt-Berichte VDI Reihe 12 Nr. 635, ISBN 3-18-363512-2, Düsseldorf, 2007

Sheridan, David C.; Kutchey, James A.; Samie, Farzad: [Thermal Modeling of Disk Brakes], Approaches to the Thermal Modeling of Disc Brakes, SAE-Paper 880256, 1988

Steffen, Torsten; Bruns, Rainer: [Hotspotbildung], Hotspotbildung bei Pkw-Bremsscheiben, ATZ Automobiltechnische Zeitschrift 100, 1998

Swift, Richard A.: [Modeling of Automotive Disc Brakes], A Parametric Modeling Approach for the Preliminary Design of Automotive Disc Brakes, SAE-Paper 2003-01-3330, 2003

Swift, Richard A.; Walmsley, Michael: [Multi-body Simulation of Disc Brake], Multi-body Simulation for the Evaluation of Disc Brake Slide Force, SAE-Paper 2001-01-3131, 2001

Tamari, Junzo; Doi, Kazuhiro; Tamasho, Tadashi: [Contact Pressure of Disc Brake Pad], Prediction of contact pressure of disc brake pad, JSAE-Paper JSAE20004019 und Präsentationsfolien, 2000

Tao, Jason J.; Chang, H. T.: [Drag Performance of Disc Brake Caliper], A System Approach to the Drag Performance of Disc Brake Caliper, SAE-Paper 2003-01-3300, 2000

Tirovic M.; Day, A.J.: [Disc Brake Interface Pressure Distribution], Disc brake interface pressure distributions, Proc. Of the Institution of Mech. Eng. Part D, 205 (1991) D2, 1991

Tirovic, M.; Todorovic, J.: [Analysis of Interface Pressure Distribution], Analysis of the interface Pressure Distribution of a Disc Brake, FISITA-Paper 905169, 1990

Tonchev, A.; Hirschberg, W.; Sextro, W.; Major, Z.: [Modellierung der Hystereseeffekte], Modellierung der Hystereseeffekte und Adhäsionseffekte zwischen Bremsbelag und Bremsscheibe, in Breuer, B. (Hrsg.): XXVII. Internationales μ -Symposium. VDI Reihe 12 Nr. 657. Düsseldorf: VDI, 2007

Tretsiak, Dzmitry; Ivanov, Valentin: [Investigation on Hysteresis Losses into Disk Brake], Investigation on Hysteresis Losses into Disk Brake Gear for Heavy Vehicles, SAE-Paper 2006-01-3212, 2006

Tumbrink, H. J.: [Measurement of Load Distribution], Measurement of Load Distribution on Disc Brake Pads and Optimization of Disc Brakes Using the Ball Pressure Methods, SAE-Paper 890863, 1989

Unno, Mitsuo; Inoue, Mitsuhiro; Hara, Yasuhiro: [Decrease of Friction Coefficient of Disc Pads], Decrease of Friction Coefficient of Disc Pads during Low G Braking after Continuous High G Braking, SAE-Paper 2005-01-3938, 2005

Wagner, U. von; Jearsiripongkul, T.; Vomstein, T.; Chakraborty, G.; Hagedorn, P.: [Brake Squeal Modeling and Experiments], Brake Squeal Modeling and Experiments, VDI-Berichte Nr. 1749, Schwingungen in Antrieben, 2003

Wegmann, Enrique; Stenkamp, Axel; Dohle, Achim: [Compressibility of a Brake Pad], Relation between Compressibility and Viscoelastic Material Properties of a Brake Pad, SAE-Paper 2009-01-3017, 2009

Winner, Hermann: [Vorlesung Kraftfahrzeugtechnik], Skriptum zur Vorlesung Kraftfahrzeugtechnik, WS 2010/11, Fachgebiet Fahrzeugtechnik, TU Darmstadt

Zhao, Jiye; Li, Yuejin; Anger, Stefan: [Disc Brake Caliper System Modelling], Disc Brake Caliper System Modelling, SAE-Paper 2001-01-3132, 2001

Eigene Veröffentlichungen

Haag, M.; Fan, J.; Winner, H.; Ungethüm, U.; Simon, D.: Simulative Investigation of Wheel Brakes in Terms of the Anchor Load and Pad Movement, 29th SAE Brake Colloquium and Exhibition. 18.-21. September 2011 in New Orleans, Louisiana, USA, 2011

Haag, M., Winner, H., Ungethüm, U., Simon, D., Sykora, J.: Modelling Concept for Dimensioning of Wheel Brake Systems, FISITA 2010 World Automotive Congress, Budapest, 30. Mai – 04. Juni 2010

Sardá, A.; Haag, M.; Winner, H.; Semsch, M.: Experimental Investigation of Hot Spots and Thermal Judder, (Co-Autor), 26th SAE Brake Colloquium and Exhibition. 12.-15. Oktober 2008 in San Antonio, Texas, USA, 2008

Sardá, A.; Haag, M.; Winner, H.: Experimental Observations of Thermal Judder, (Co-Autor), Innovative Braking. 14.-17. April 2008 in Frankfurt am Main, 2008

Betreute studentische Arbeiten

Fischer, Sebastian: Entwicklung eines (thermischen) Simulationsmodells für Pkw-Bremsscheiben, Studienarbeit, 2008

Schreiber, Stephan: Untersuchung des Einflusses von Bauteilparametern auf das Verformungsverhalten der Radbremse unter Last mittels der Methode der Finiten Elemente, Studienarbeit, 2008

Spiegelhauer, Stephan: Experimentelle Untersuchung der Gummiführungen (Bushings) an der Radbremse unter statischer und dynamischer Beanspruchung, Diplomarbeit, 2009

Marcea, Johannes: Erstellung eines Simulationsmodells zur Untersuchung des Kolbenverschiebeverhaltens an der Radbremse unter Last, Studienarbeit, 2009

Mauser, Thilo: Entwicklung eines Messtechnikkonzeptes zur Ermittlung der resultierenden Kräfte zwischen dem Bremsbelagträger und dem Bremsenhalter unter Last, Diplomarbeit, 2009

Groß, Andreas: Validierung eines Simulationsmodells zur Berechnung der Reibungskräfte an der Radbremse, Bachelor Thesis, 2010

Fan, Junli: Experimentelle Validierung eines Simulationsmodells der Radbremse hinsichtlich Belagbewegungen und Abstützkräften, Diplomarbeit, 2010

Wagner, Paul: Validierung eines Modellierungsansatzes zur Diskretisierung von FEM-Modellen der Radbremse zu gekoppelten Starrkörpermodellen, Bachelor Thesis, 2010

Nottrott, Vincent: Validierung eines Simulationsmodells der Radbremse hinsichtlich des Zuspänn- und Löseprozesses unter statischen und dynamischen Bedingungen, Bachelor Thesis, 2010

Manowski, Philipp: Entwicklung und Validierung eines Simulationsmodells zur Berechnung des Lüftspielverhaltens an einer Faustsattelbremse, Diplomarbeit, 2010

Krämer, Simon: Entwicklung eines simplifizierten Simulationsmodells der Radbremse zum Einsatz in der Systementwicklung, Bachelor Thesis, 2010

Wieschnowsky, Daniel: Experimentelle Validierung eines Simulationsmodells zur Berechnung der Verschleißcharakteristik der Bremsbeläge, Bachelor Thesis, 2010

Cai, Kan: Entwicklung eines Simulationsmodells zur Beschreibung des hysteresebehafteten Deformationsverhaltens von Bremsbelägen, Master Thesis, 2011

Lebenslauf

Persönliche Daten

Name: Mathias Haag
Geburtsdatum: 14. September 1979
Geburtsort: Frankfurt
Staatsangehörigkeit: Deutsch

Berufstätigkeit

01/2008 – 01/2012 Technische Universität Darmstadt, Wissenschaftlicher
Mitarbeiter am Fachgebiet Fahrzeugtechnik (FZD)
11/2007 – 01/2008 Hilfwissenschaftler am Fachgebiet Fahrzeugtechnik
07/2001 – 03/2007 Werksstudentische Tätigkeit,
Mebatec CNC-Blechbearbeitung, Rödermark

Studium

10/2001 – 10/2007 Technische Universität Darmstadt (TUD),
Allgemeiner Maschinenbau
10/2007 Diplom und Master of Science (M.Sc.)
08/2006 Abschluss: Bachelor of Science (B.Sc.)

Wehrdienst

09/2000 – 07/2001 Westerwald-Kaserne Montabaur,
Instandsetzungsbataillon 310

Schulbildung

08/1997 – 05/2000 Gewerblich Technisches Gymnasium (GTS), Offenbach
Leistungskurse: Mathematik, Maschinenbau
09/1990 – 07/1997 Franziskanergymnasium Kreuzburg, Großkrotzenburg