

50. Internationales Wissenschaftliches Kolloquium

September, 19-23, 2005

**Maschinenbau
von Makro bis Nano /
Mechanical Engineering
from Macro to Nano**

Proceedings

Fakultät für Maschinenbau /
Faculty of Mechanical Engineering

Startseite / Index:

<http://www.db-thueringen.de/servlets/DocumentServlet?id=15745>

Impressum

- Herausgeber: Der Rektor der Technischen Universität Ilmenau
Univ.-Prof. Dr. rer. nat. habil. Peter Scharff
- Redaktion: Referat Marketing und Studentische Angelegenheiten
Andrea Schneider
- Fakultät für Maschinenbau
Univ.-Prof. Dr.-Ing. habil. Peter Kurtz,
Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr. med. (habil.) Hartmut Witte,
Univ.-Prof. Dr.-Ing. habil. Gerhard Linß,
Dr.-Ing. Beate Schlütter, Dipl.-Biol. Danja Voges,
Dipl.-Ing. Jörg Mämpel, Dipl.-Ing. Susanne Töpfer,
Dipl.-Ing. Silke Stauche
- Redaktionsschluss: 31. August 2005
(CD-Rom-Ausgabe)
- Technische Realisierung: Institut für Medientechnik an der TU Ilmenau
(CD-Rom-Ausgabe) Dipl.-Ing. Christian Weigel
Dipl.-Ing. Helge Drumm
Dipl.-Ing. Marco Albrecht
- Technische Realisierung: Universitätsbibliothek Ilmenau
(Online-Ausgabe) [ilmedia](#)
Postfach 10 05 65
98684 Ilmenau
- Verlag:  Verlag ISLE, Betriebsstätte des ISLE e.V.
Werner-von-Siemens-Str. 16
98693 Ilmenau

© Technische Universität Ilmenau (Thür.) 2005

Diese Publikationen und alle in ihr enthaltenen Beiträge und Abbildungen sind urheberrechtlich geschützt.

ISBN (Druckausgabe): 3-932633-98-9 (978-3-932633-98-0)
ISBN (CD-Rom-Ausgabe): 3-932633-99-7 (978-3-932633-99-7)

Startseite / Index:

<http://www.db-thueringen.de/servlets/DocumentServlet?id=15745>

J. Sendler / R. Trutschel / K. Augsburg

Simulation des dynamischen Verhaltens von konventionellen Bremsanlagen und Fahrwerksystemen

ABSTRACT

Die Mensch-Maschine-Schnittstellen der Bremsanlage zählen wegen ihrer Komfort- und Sicherheitsrelevanz zu denjenigen, deren optimale Gestaltung von großer Wichtigkeit ist. Dazu ist es notwendig, die Schnittstellencharakteristik eindeutig zu spezifizieren und diese Spezifikation mit zielgerichteter Auslegung und Konstruktion der Bremsanlage bzw. des Fahrzeuges umzusetzen. Im Rahmen eines Forschungsschwerpunktes setzt sich das FG Kraftfahrzeugtechnik der TU Ilmenau mit der Objektivierung und Systematisierung der Thematik *Bremspedalgefühl* auseinander. U.a. entstehen Methoden sowie technische Systeme für grundlegende Untersuchungen als auch für den industriellen Anwender.

Der Beitrag stellt ein theoretisches Modell vor, das für ein vakuumunterstütztes Bremssystem mit hydromechanischem Bremsassistenten sowohl das quasistatische als auch das dynamische Verhalten reproduziert. Die numerische Umsetzung erfolgte mit dem Programm AMESim. Von besonderer Bedeutung sind u.a. die detaillierte Modellbildung des BKV sowie die Berücksichtigung zahlreicher Nichtlinearitäten. Die Simulation der Nick- und Vertikalbewegung des Fahrzeugaufbaus gelingt durch die Kopplung des Bremssystemmodells mit einem zweidimensionalen Fahrzeugmodell. Eine Machbarkeitsstudie konzentriert sich auf die Simulation von Pedalweg- und Pedalkraftpulsationen infolge Geometrieabweichungen der Bremscheiben (DTV). Zur experimentellen Parametrierung und Validierung unter Laborbedingungen wurde ein Komponentenprüfstand und ein Schwungmassenbremsenprüfstand, für Fahrzeugmessungen mit automatisierter Pedalbetätigung eine Betätigungsautomatik genutzt. Messungen und Simulationen ergeben ein umfassendes Bild von den an der Ausbildung der Bremspedalgefühlcharakteristik beteiligten Baugruppen und Komponenten.

EINORDNUNG

Von einem modernen Pkw wird erwartet, dass er ein hohes Sicherheitsniveau mit einem hohen Komfortanspruch verbindet. Von zentraler Bedeutung sind dabei die Mensch-Maschine-Schnittstellen (MMS). Im Mittelpunkt dieses Beitrages stehen die MMS der Betriebsbremse von Pkw. Die in der Literatur in diesem Zusammenhang verwendete Terminologie ist teilweise uneinheitlich. Im folgenden Text wird die objektive Charakteristik des Fahrzeuges mit *Bremspedalgefühlcharakteristik* bzw. *Pedalgefühlcharakteristik*, die subjektive Wertung dagegen mit dem Begriff *Bremspedalgefühl* bezeichnet. Das FG Kraftfahrzeugtechnik der TU Ilmenau entwickelt Methoden und Hilfsmittel zum systematischen und objektiven Umgang mit dieser Thematik. Im Mittelpunkt dieses Beitrages stehen aktuelle Ergebnisse der Analyse des Zusammenhanges zwischen Bremsanlagen- bzw. Fahrzeugkonstruktion und der objektiven Schnittstellencharakteristik. Die Grundlage dafür bilden numerische Simulationsmodelle sowie umfangreiche Baugruppen- und Komponentenmessungen.

Die Pedalgefühlcharakteristik ergibt sich im Wesentlichen aus der statischen und dynamischen Wechselwirkung der Größen Pedalkraft, Pedalweg und Bremsdruck bzw. Fahrzeugverzögerung (Abbildung 1).

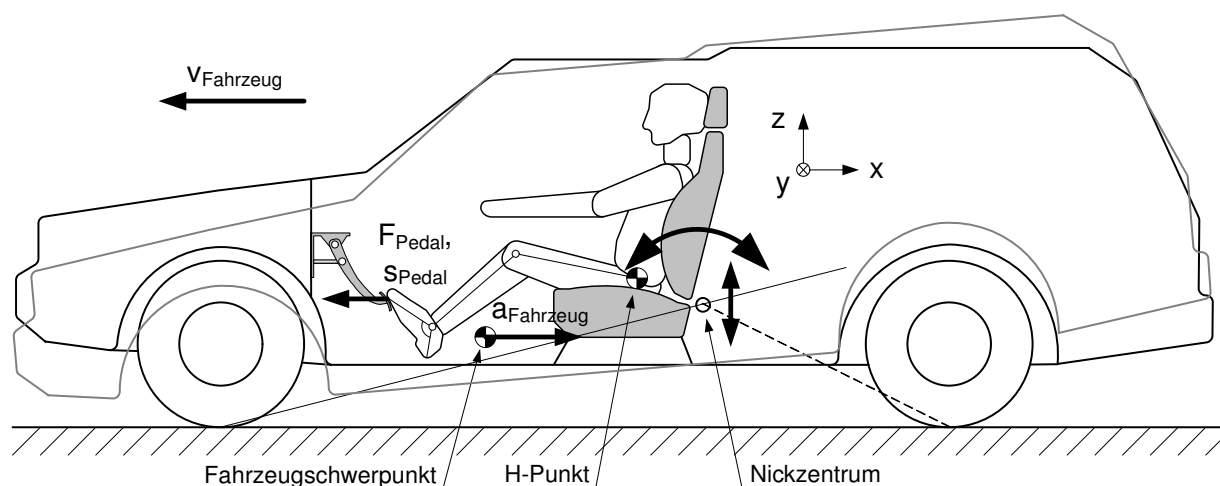


Abbildung 1: Pedal- und Aufbaureaktion beim Betätigen des Pedals der Betriebsbremse

Die Abbildung 2 zeigt beispielhaft die Messung der Pedalgefühlcharakteristik eines Mittelklasse-Pkw. Deutlich erkennbar ist der stark nichtlineare Zusammenhang zwischen diesen Größen.

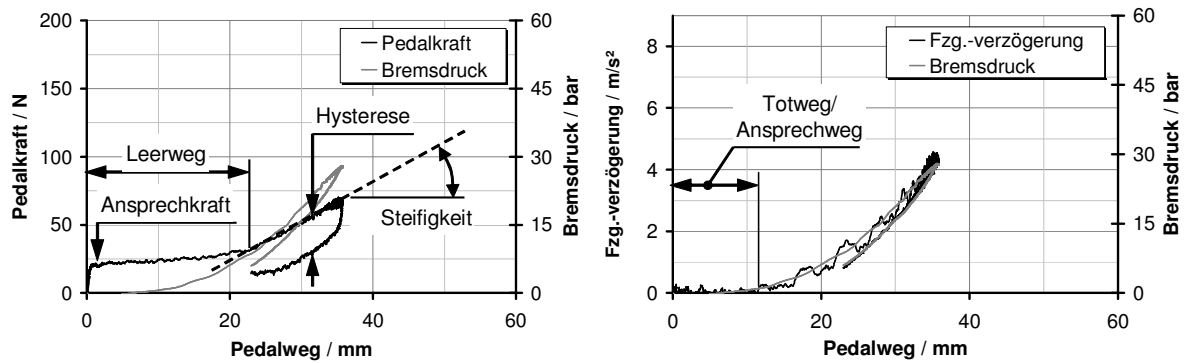


Abbildung 2: Messung von Pedalkraft, Pedalweg, Bremsdruck und Fahrzeugverzögerung einer Stoppbremsung

Die technische Umsetzung der Spezifikation einer Bremspedalgefühlcharakteristik erfordert detaillierte technische Kenntnisse über den Aufbau und die Funktionsweise der Bremsanlage sowie die Verfügbarkeit effizienter Auslegungshilfsmittel. Vor diesem Hintergrund wurde am FG Kraftfahrzeugtechnik auf der Basis des Simulationsprogrammes AMESim ein numerisches Modell zur virtuellen Simulation der Bremsanlage und der Bremspedalgefühlcharakteristik entwickelt. Das Modell soll sowohl statisch als auch dynamisch aussagekräftig sein. Besonderer Wert wurde auf die umfassende experimentelle Systemvalidierung gelegt.

GESAMTSYSTEM

Abbildung 3 zeigt den Aufbau einer konventionellen vakuumunterstützten Pkw-Bremsanlage. Der Einfluss der einzelnen Baugruppen und Komponenten auf die Bremspedalgefühlcharakteristik ist sowohl von der Art als auch von der Größe her sehr unterschiedlich. Die zentrale Aufgabe der Modellbildung war daher zunächst, die entscheidenden Merkmale zu identifizieren, zu modellieren und zu parametrieren. Die besondere Herausforderung der Modellbildung ergab sich aus teilweise hohen konstruktiven Komplexität, aus dem wechselseitigen Wirken mehrerer physikalischer Domänen sowie aus zahlreichen Nichtlinearitäten.

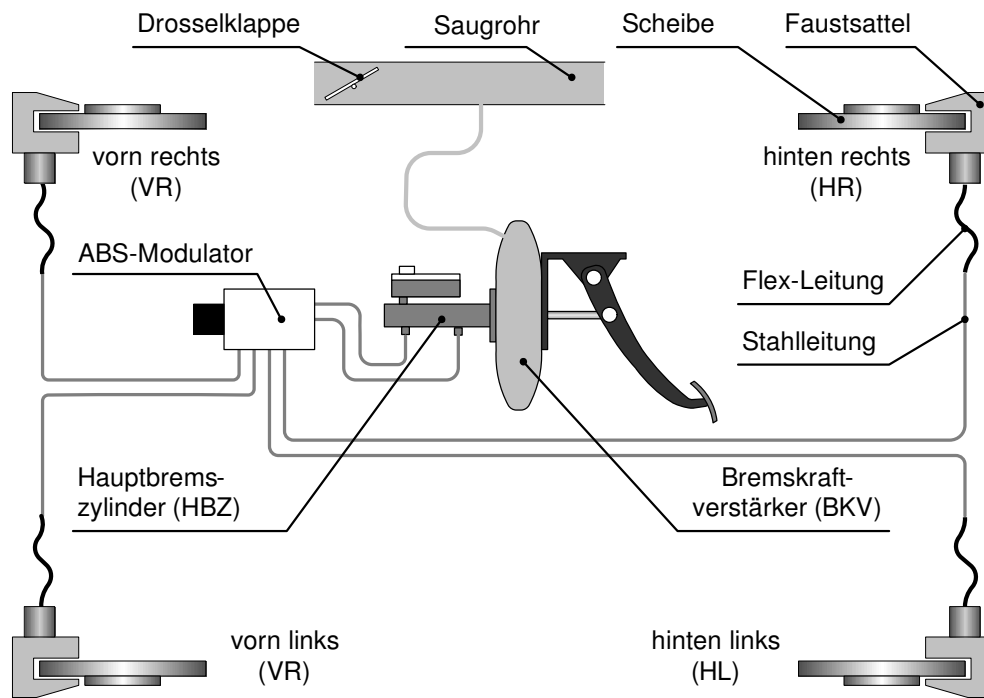


Abbildung 3: Schematische Darstellung einer konventionellen vakuumunterstützten Pkw-Bremsanlage

MESS- UND PRÜFTECHNIK

Für Parametrierungs- und Validierungsmessungen wurden folgende Mess- und Prüfeinrichtungen verwendet:

- Schwungmassenbremsenprüfstand
- Betätigungsautomatik („Bremsroboter“)
- Prüfvorrichtung für Kraft-Weg-Druck-Messungen an Baugruppen und Komponenten

Bis auf den Schwungmassenbremsenprüfstand wurden diese Prüfeinrichtungen speziell für das Forschungsthema „Bremspedalgefühl“ entwickelt und aufgebaut.

GÜLTIGKEITSBEREICH

Zur Abschätzung des erforderlichen Gültigkeitsbereiches und zur Benennung der Aussagekraft des Modells wurden statistische Daten zum Betätigungsverhalten des Normalfahrers im Stadtverkehr herangezogen. Diese Daten basieren auf Untersuchungen wurden am FG Kraftfahrzeugtechnik mit

einem speziellen Forschungsfahrzeug (PEGASYS, [6]). 20 Probanden befuhren je 30 min eine zuvor festgelegte Route innerhalb des Stadtgebietes Ilmenau. Das Streckenprofil beinhaltet ebene Abschnitte sowie leichte Steigungen und Gefälle.

Statistisch übersteigen der Bremsdruck bzw. die Fahrzeugverzögerung Maximalwerte von $p_{\text{Bremsse}}=30$ bar bzw. $a_{\text{Fzg}}=0.4$ m/s² nicht, das jeweilige Häufigkeitsmaximum sogar beim halben Wert (Abbildung 4).

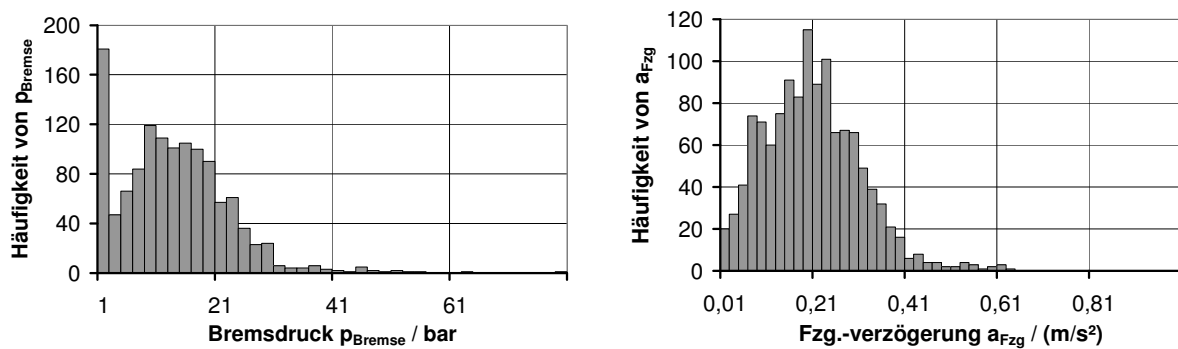


Abbildung 4: Häufigkeitsverteilung des Mittelwertes der Fahrzeugverzögerung aller Einzelbetätigungen von 20 Fahrern (Triggerschwelle: $s_{\text{Pedal}} > 3$ mm)

Die Pedalgeschwindigkeit erreicht beim vollständigen Lösen maximal ca. $v_{\text{Pedal}}=200$ m/s. Während des Antritts und der Modulation liegen die Maximalwerte deutlich darunter (Abbildung 5).

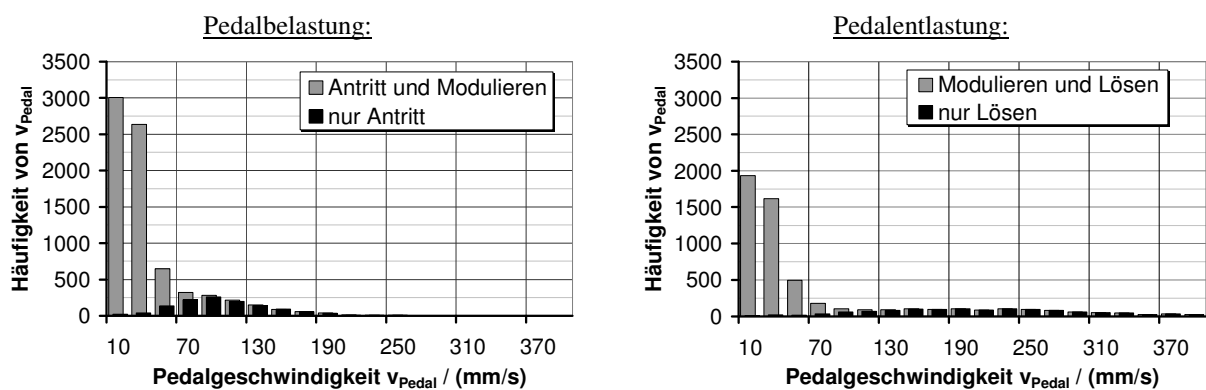


Abbildung 5: Häufigkeitsverteilung der Betätigungsgeschwindigkeit

Die folgenden Diagramme zeigen für eine Vorderradbremsscheibe die Verteilung des Temperaturmittelwertes pro Betätigung sowie die Temperaturänderung pro Betätigung. Demnach liegt das Häufigkeitsmaximum der mittleren Scheibentemperatur bei ca. $T=100$ °C und die Temperaturdifferenz innerhalb einer Pedalbetätigung liegt unterhalb $\Delta T=20$ °C.

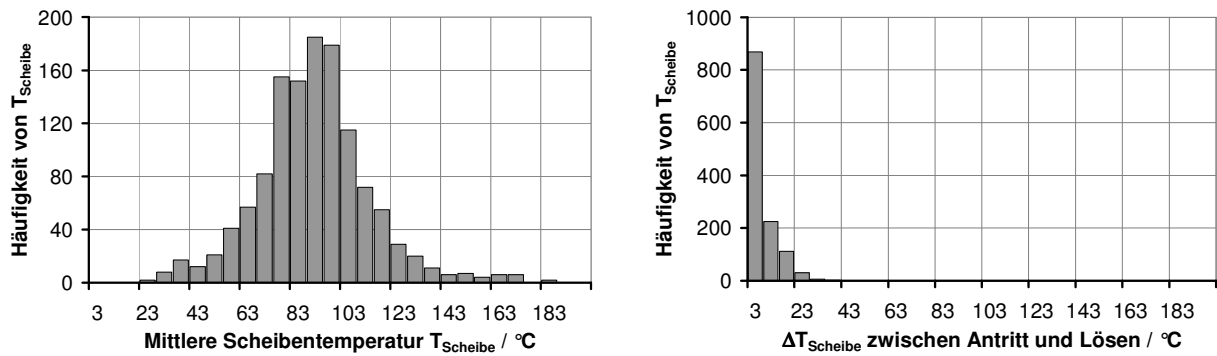


Abbildung 6: Häufigkeitsverteilung der Temperatur einer Vorderradbremsscheibe im Stadtverkehr

Da die thermische Beanspruchung sehr stark streckenabhängig ist, gelten diese Werte nur für das hier untersuchte Streckenprofil.

MODELLBILDUNG

Tabelle 1 enthält eine Übersicht über alle physikalischen Teilmodelle und nennt wesentliche Modellmerkmale.

Bremspedal	- massebehafteter Hebel, dessen Übersetzungsverhältnis konstant ist
Saugrohr	- Drossel (Drosselklappe), Leitung (Saugrohr), Massenstrom (Motor).
Hauptbremszylinder (HBZ)	Typ 1: Tandem-HBZ mit Zentralventilen. Typ 2: Tandem-HBZ mit hydraulisch-mechanischem Bremsassistent (BAS)
Unterdruckbremskraftverstärker (BKV)	Typ 1: Standard-BKV, Gummischeibe als Reaktionselement Typ 2: BKV zur Kombination mit HBZ mit hydraulisch-mechanischer BAS
Radbremsen	- Reduzierung auf eindimensionales Modell in axialer Richtung
ABS-Modulator	- Berücksichtigung der Drosselwirkung des Hydroaggregates infolge Querschnittsverengungen
hydraulische Leitungen und Schläuche	- Wandelastizität
Bremsflüssigkeit	- Viskositätsmittlung anhand von Datenblättern; Ermittlung der Dichte und des E-Moduls aus Messung
Bremsbelagmatrix	- Kelvin-Voigt-Körper

Tabelle 1: Teilmodelle und wesentliche Merkmale

Einige wesentliche Aspekte der Modellbildung werden im Folgenden kurz genauer beschrieben.

Bremskraftverstärker (BKV):

Der Bremskraftverstärker hat die Aufgabe den Fahrer zu entlasten, indem er die Pedalkraft um ein Vielfaches verstärkt. Die notwendige Hilfsenergie wird bei den meisten Otto-Motoren aus dem Unterdruck des Saugrohres gewonnen. Den typischen Aufbau eine BKV mit einer Gummischeibe als Reaktionselement zeigt schematisch Abbildung 1. Da er großen Einfluss auf die Pedalgefühlcharakteristik hat, erfordert die Modellbildung Sorgfalt.

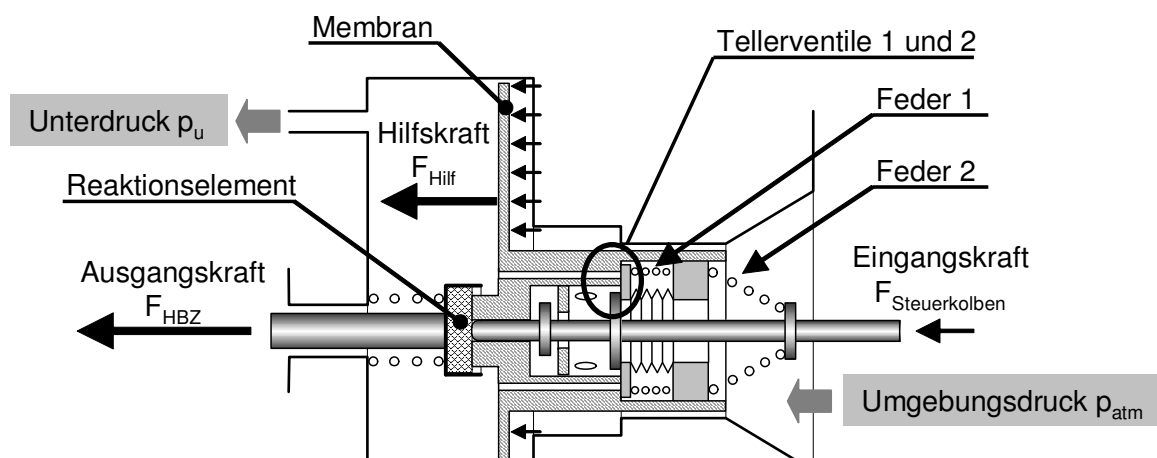


Abbildung 7: Schematische Darstellung des Aufbaues eines BKV

Die zentrale Baugruppe des BKV ist der mechanisch-pneumatischer Regler für den Differenzdruck zwischen beiden Membranseiten.

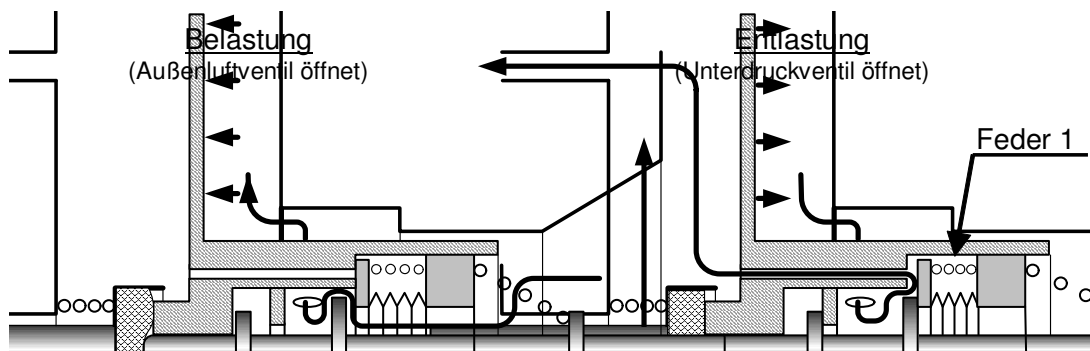


Abbildung 8: Mechanisch-pneumatische Hilfskraftregelung innerhalb des BKV

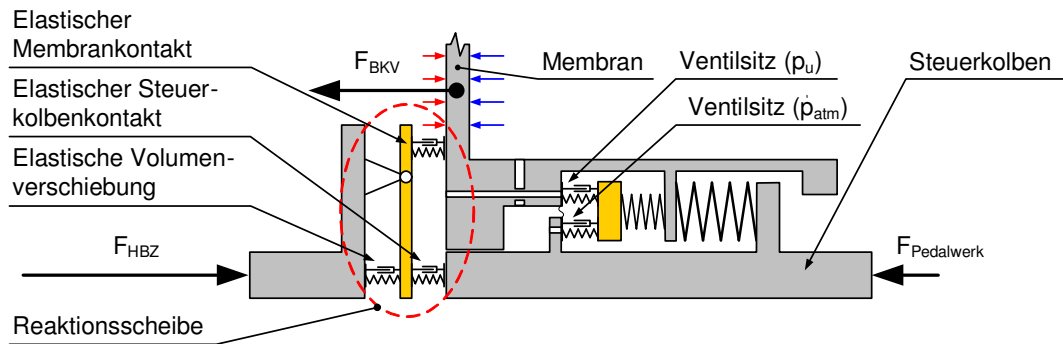


Abbildung 9: Mechanisch-pneumatisches Modell des BKV (Ausschnitt)

Hervorzuheben ist die exakte Modellierung der Tellerventile sowie die Charakteristik des Reaktionselementes. Beide Komponenten bzw. Baugruppen haben erheblichen Einfluss auf die BKV-Hysterese und die Verstärkungscharakteristik.

Hauptbremszylinder (HBZ)

Der HBZ wandelt die Kolbenkraft des BKV in hydraulischen Druck und verteilt ihn auf zwei getrennte Bremskreise. Abbildung 10 zeigt den prinzipiellen Aufbau schematisch.

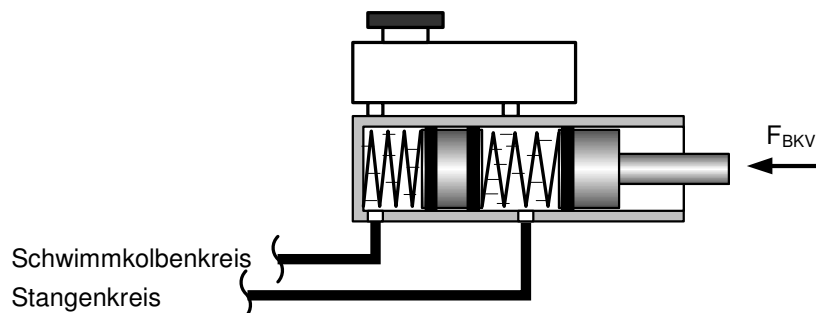


Abbildung 10: Schematische Darstellung eines HBZ

Sowohl für BKV als auch für HBZ existiert eine große Vielfalt an technischen Ausführungen. Diese Arbeit konzentriert sich auf das Bremssystem eines aktuellen Mittelklasse-Pkw, der wahlweise mit einem hydraulisch-mechanischen Bremsassistenten (BAS) ausgerüstet werden kann. In der Ausführung mit BAS werden die Kräfte des Steuerkolbens (Pedalkraft), der BKV-Membran (Unterstützungskraft) und des HBZ-Kolbens nicht innerhalb des BKV mit einem mechanischen Reaktionselement sondern innerhalb des HBZ-Kolbens durch hydraulischen Druck im Gleichgewicht gehalten. In Abhängigkeit der Betätigungsgeschwindigkeit ändern sich die wirksamen Druckflächen und damit das Verstärkungsverhältnis des BKV. Abbildung 11 zeigt dies schematisch.

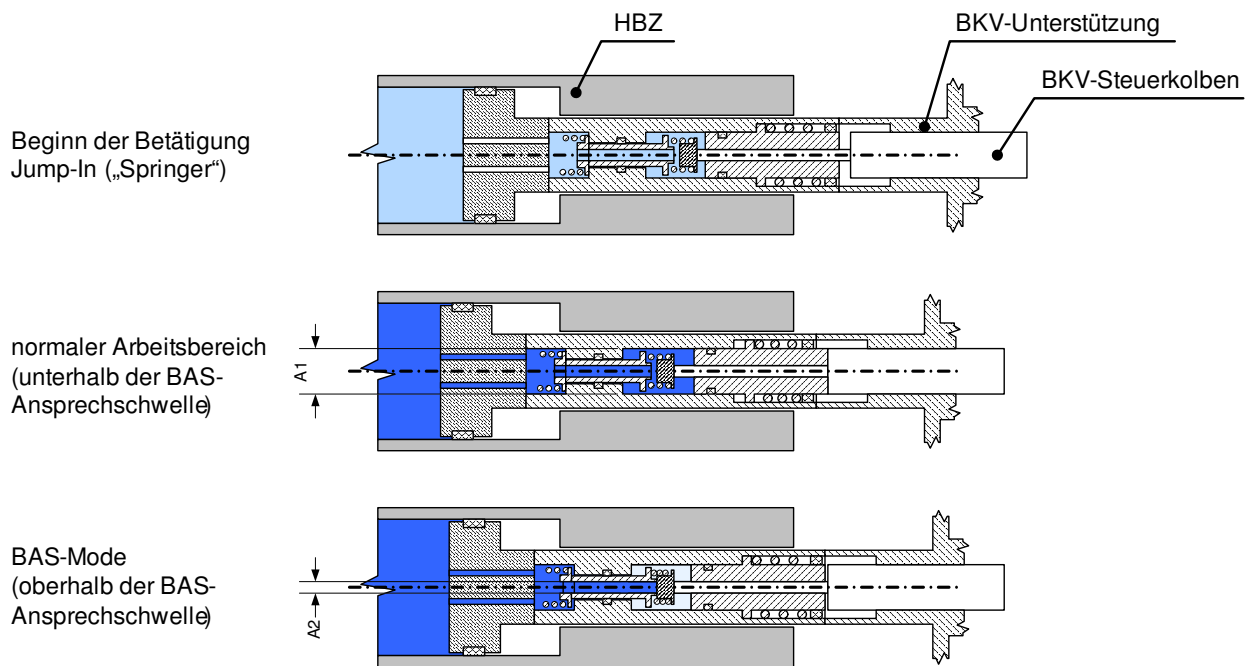


Abbildung 11: Funktionsweise des hydraulisch-mechanischen Bremsassistenten

Radbremse:

Die Radbremse wandelt nach Überwindung von Reibung und des Lüftspiels den hydraulischen Druck in eine axiale Spannkraft, die zum Aufbau des Bremsmoments führt. Die Volumenaufnahme ergibt sich u.a. aus der elastischen Verformung der Radbremse. Die Kompressibilität der Belagmatrix ist zwar messbar aber in diesem Zusammenhang von untergeordneter Bedeutung.

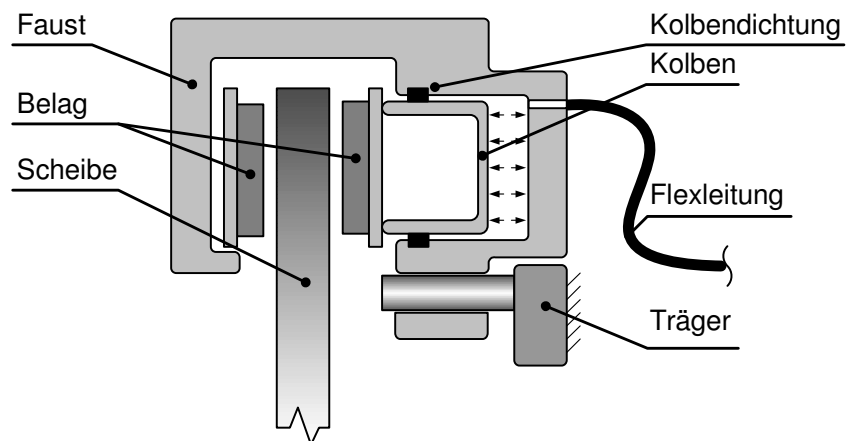


Abbildung 12: Schematische Darstellung einer Faustsattel-Scheibenbremse

PARAMETRIERUNG UND VALIDIERUNG

Volumenaufnahme

Abbildung 13 nennt wichtige Einzeleinflussgrößen auf die Volumenaufnahme. Ermittelt wurde sie mit direkter bzw. indirekter Messung, analytischer Abschätzung sowie anhand der Angaben aus Datenblättern.

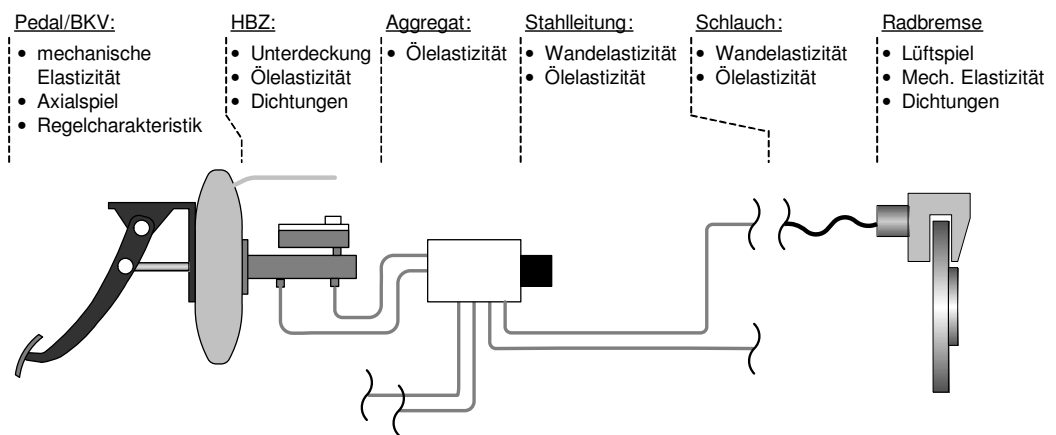


Abbildung 13: Einzeleinflüsse auf die Volumenaufnahme des Bremssystems

Die Messungen erfolgten überwiegend am Komponentenprüfstand. Aus der Differenzbildung von Messwerten des komponentenweise erweiterten Prüfaufbaus wurden die Volumenaufnahme der Einzelkomponente ermittelt.

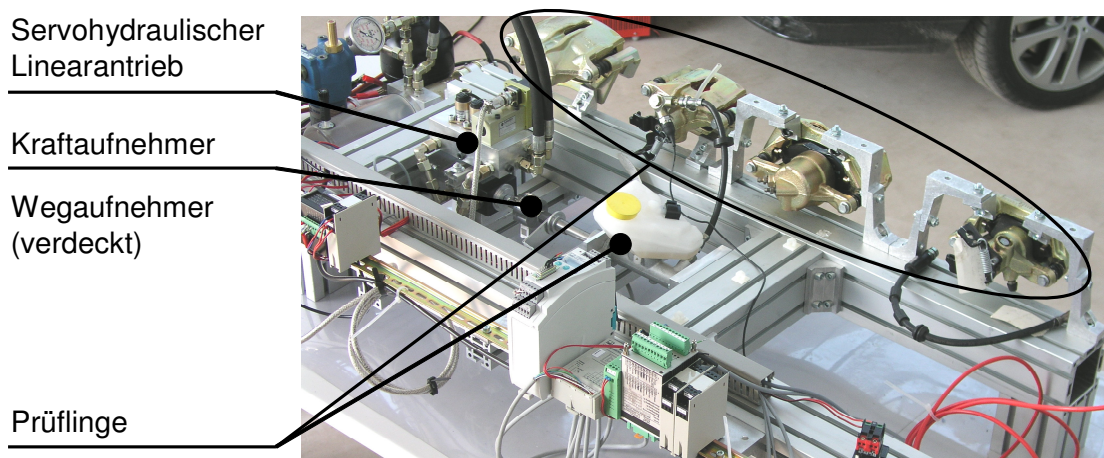


Abbildung 14: Experimentelle Bestimmung der Volumenaufnahme von Baugruppen und Komponenten

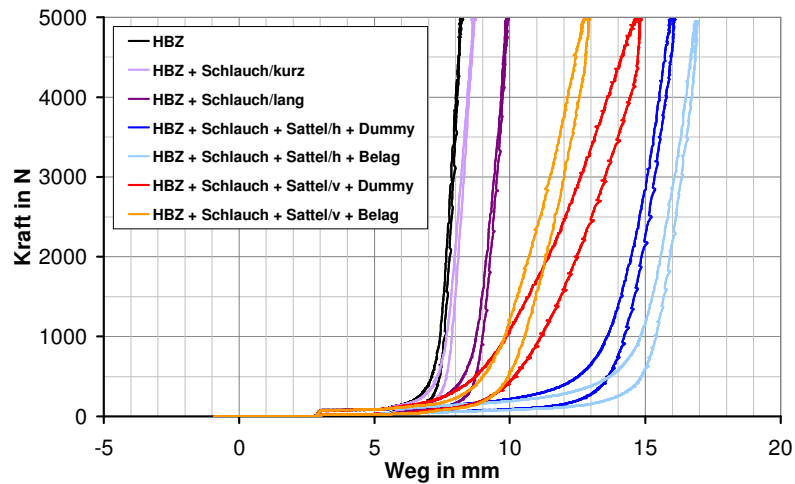


Abbildung 15: Messung der Volumenaufnahme von Baugruppen und Komponenten

Die Messung des E-Moduls der Bremsflüssigkeit erfolgte über die Frequenzmessung an einem hydraulischen Oszillators.

Reibung

Die Reibung im HBZ und RZ kann von spürbarem Einfluss auf die Bremspedalgefühlcharakteristik sein und ist Modell daher zu berücksichtigen. Abbildung 16 illustriert wesentliche Reibstellen.

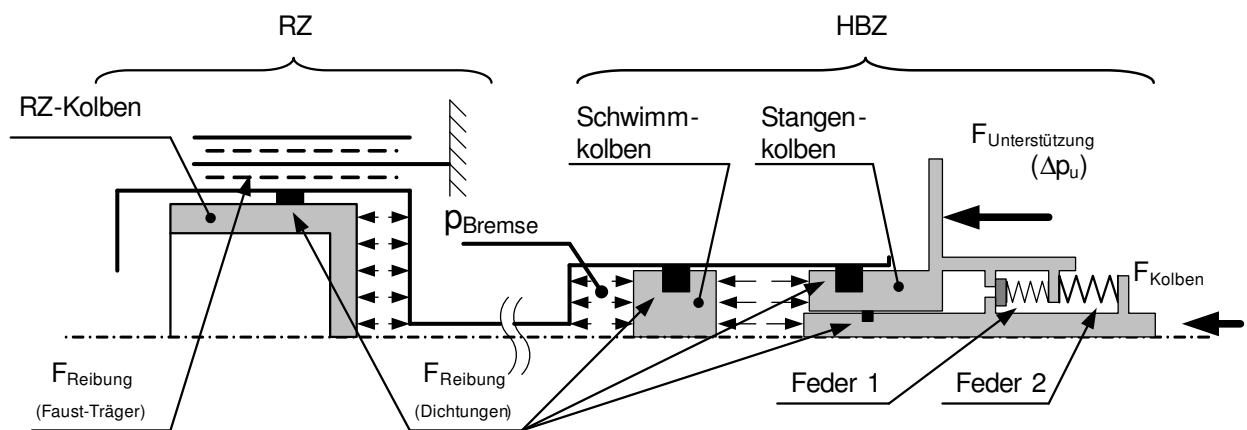


Abbildung 16: Mechanisches Ersatzmodell zum hydraulisch-mechanischen Kräftegleichgewicht von HBZ und RZ (ohne HBZ-Federn)

Die Reibung der Dichtungen kann vom Druck und von der Gleitgeschwindigkeit nichtlinear abhängig sein. Abbildung 17 zeigt dies beispielhaft für den HBZ anhand von Messungen. Der Messwert entspricht der Summe aller Dichtungsreibkräfte.

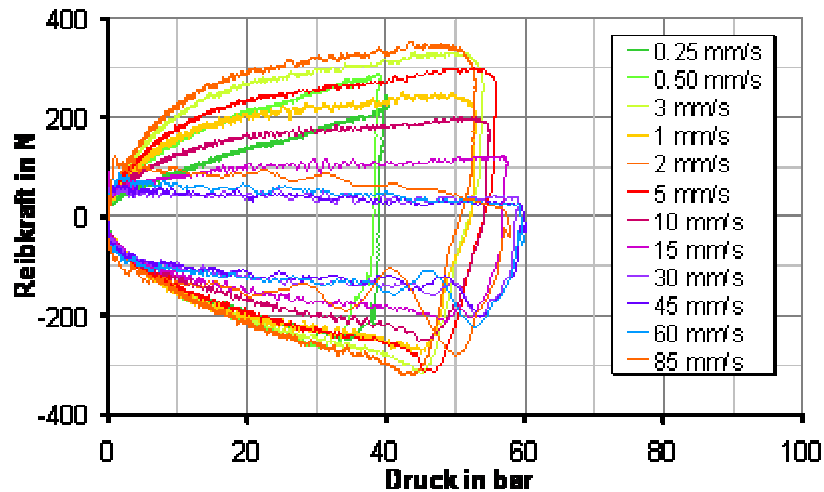


Abbildung 17: Messung der Reibkraft der HBZ-Dichtungen

Hydraulische Dämpfung:

Dynamischer Druckverlust wird am Pedal als Dämpfung empfunden. Er kann zum einen aus der Zähigkeit der Flüssigkeit und zum anderen aus dem Druckverlust an Blenden resultieren. Die Zähigkeit wurde aus dem Druckverlust innerhalb einer ca. 4 m langen Bremsleitung errechnet, der Druckverlust im ABS-Modulator dagegen direkt gemessen (Abbildung 18).

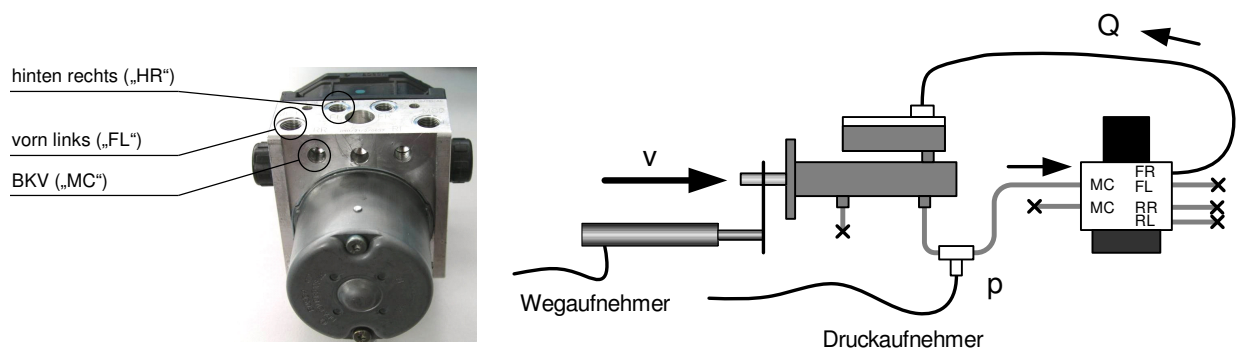


Abbildung 18: Messanordnung für den Druckverlust im ABS-Modulator

Abbildung 19 zeigt den gemessenen Druckverlust für den Fall der Befüllung beider Radbremse (VL+HR) sowie den Fall der Befüllung nur jeweils einer Radbremse (VL, HR).

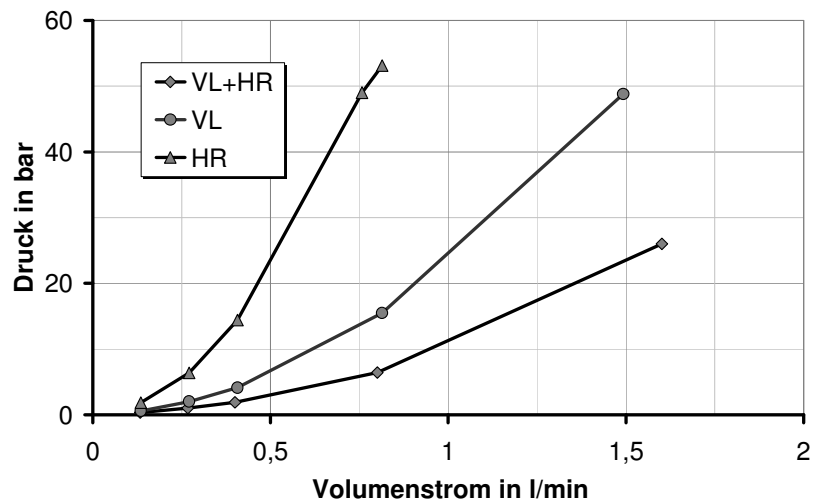


Abbildung 19: Druckverlust im ABS-Modulator

GESAMTMODELL

Die Abbildung 22 zeigt die Implementierung des Gesamtmodell in AMESim. Das Fahrzeug ist darin noch vereinfacht als eindimensionales Modell enthalten, später wurde es durch ein zweidimensionales Modell ersetzt. Zur Verbesserung der Übersichtlichkeit und Wartbarkeit des Modells wurden wesentliche Baugruppen zu *supercomponents* zusammengefasst. Für einige Komponenten bzw. Wirkprinzipien, die mit den vorhandenen Bibliothekselementen nicht dargestellt werden konnten, wurden *user defined submodels* entwickelt.

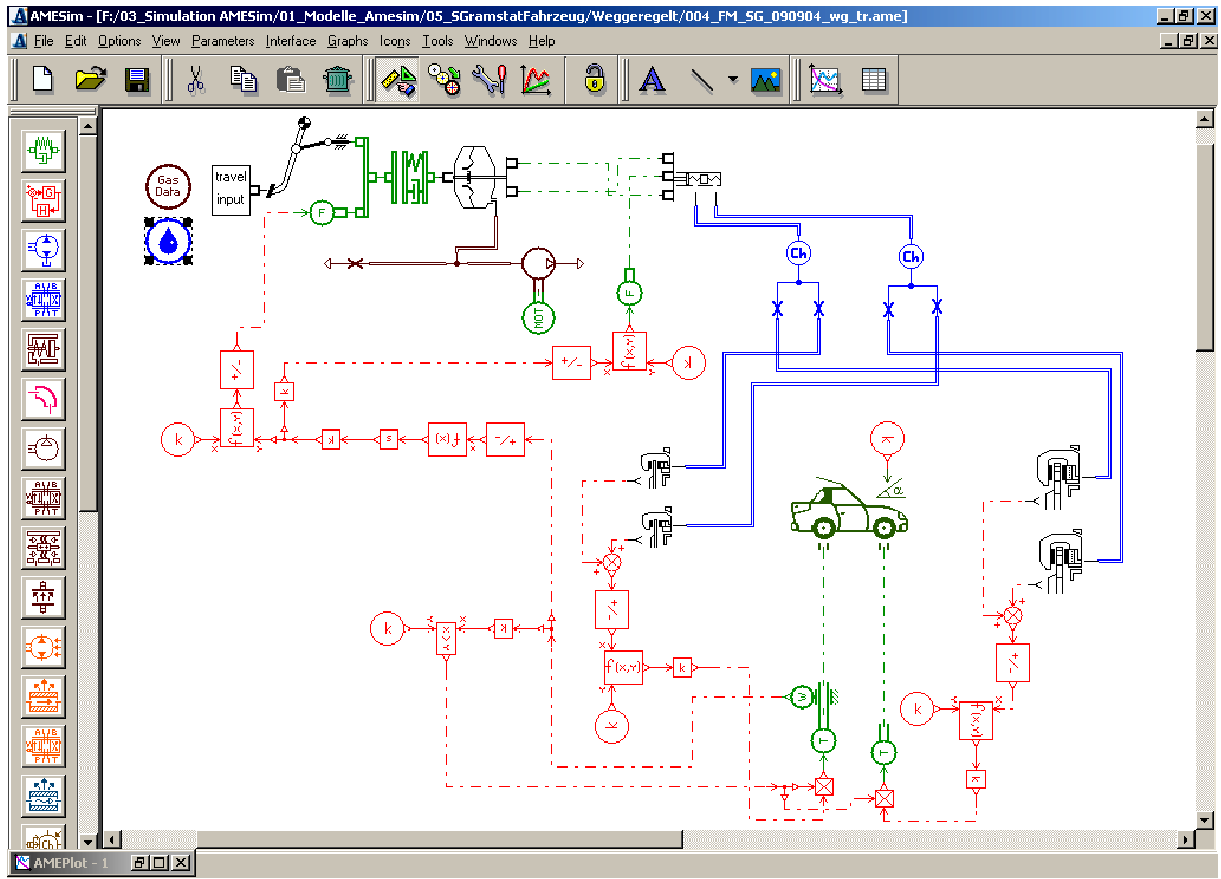
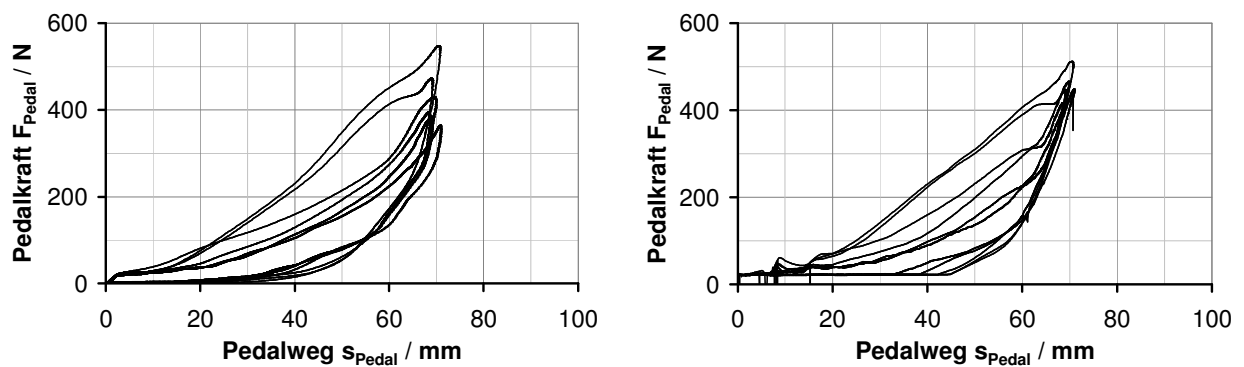


Abbildung 20: AMESim-Gesamtmodell

VALIDIERUNG

Die Abbildung 21 zeigt den Vergleich von Messung und Rechnung für die fußbetätigte Pedalbetätigung in einem stehenden Fahrzeug. Sowohl statische als auch dynamische Merkmale werden darin vom Modell gut reproduziert.



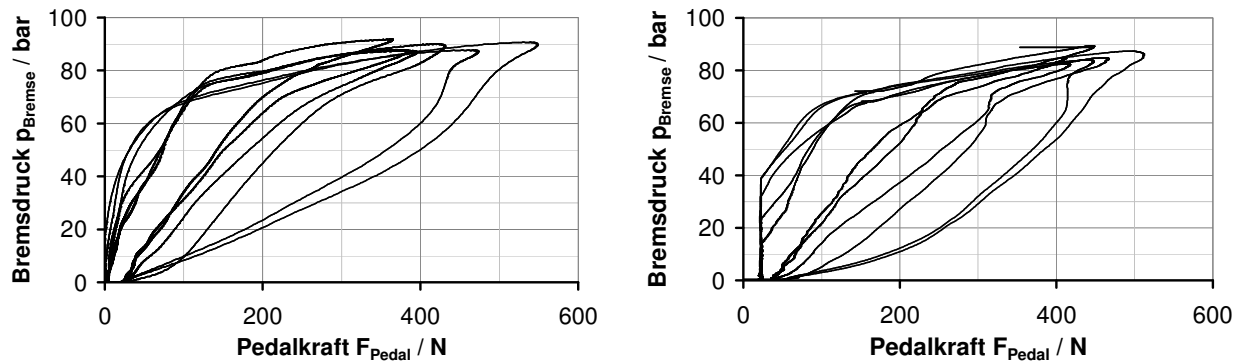


Abbildung 21: Vergleich von Messung (links) und Simulation (rechts) für dynamische fußbetätigte Belastungen.

Die folgenden Diagramme zeigen Simulationsergebnisse und Messungen für automatisierte Betätigungen mit einer Betätigungsautomatik („Bremsroboter“). Diese sind fußbetätigten Beanspruchten technisch und methodisch überlegen, weil zweckmäßige Arbeitspunkte und Betätigungsmuster sehr exakt realisiert und reproduziert werden können. Die Abbildung 22 zeigt quasistatische Betätigungen mit unterschiedlichem Maximalwert für den Zusammenhang zwischen Pedalkraft und Pedalweg. Die Übereinstimmung ist ebenfalls gut.

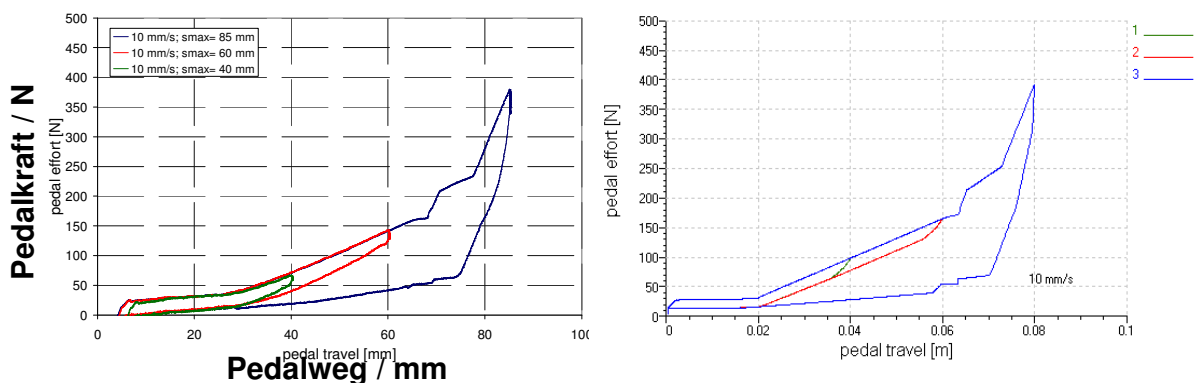


Abbildung 22: Vergleich von Messungen (links) und Simulation (rechts) für automatisierte Betätigungen mit geringer Betätigungsdynamik

Abbildung 23 zeigt den Zusammenhang zwischen Bremsdruck und Pedalkraft für quasistatische und dynamische Betätigungen. Korrekt reproduziert werden statische und dynamische Merkmale sowie die Ansprechschwelle des BAS.

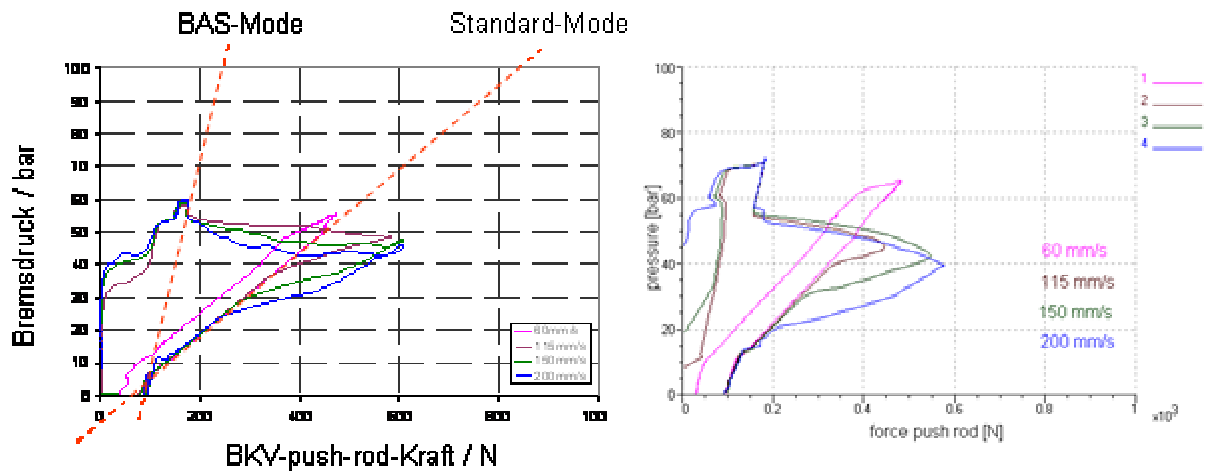


Abbildung 23: Vergleich von Messungen (links) und Simulation (rechts) für automatisierte Betätigungen mit geringer und hoher Betätigungsdynamik

Den zeitlichen Verlauf des Unterdruckes für mehrere dynamische Pedalbetätigungen zeigt Abbildung 24. Simulation und Messung entsprechen einander ebenfalls gut.

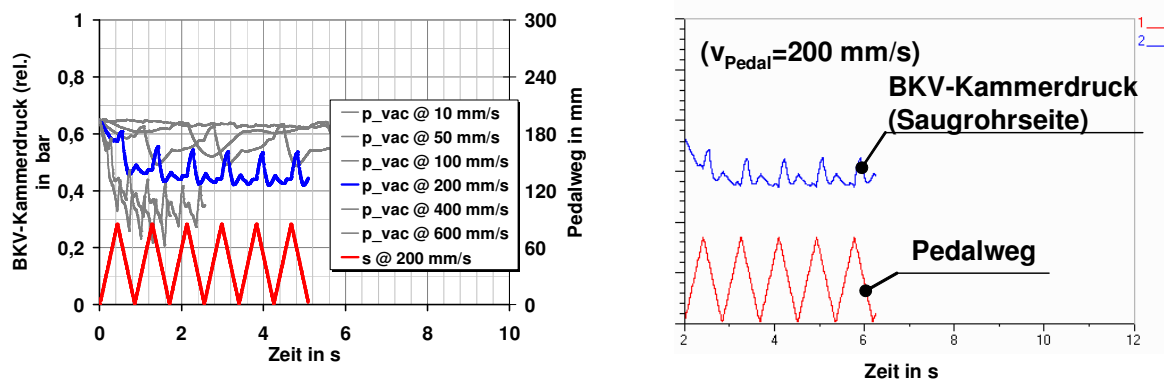


Abbildung 24: Zeitlicher Verlauf des Unterdruckniveaus unter dynamischer Beanspruchung (rechts: Messung, links: Simulation)

Abbildung 25 zeigt quasistatische Messungen des Druckes der Bremsleitung in Abhängigkeit des BKV-Kolbenweges für vier verschiedene Fälle. Neben dem Komplettsystem („VR+VL+HR+HL“) wurden vereinfachte Systeme (nur vorn rechts „VR“, nur hinten rechts „HR“, keine Radbremse „BKV+HBZ“) untersucht.

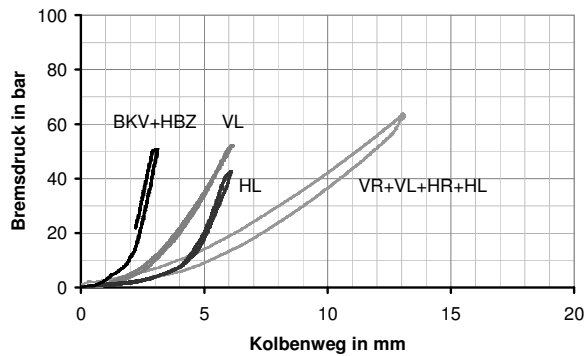


Abbildung 25: Messung des Kraft-Weg-Verlaufes am vollständigen Bremssystem und am reduzierten System

Am vollständigen System ist die rechtsläufige p-s-Hysterese deutlich erkennbar. Ohne Radbremsen kehrt die Hysterese ihre Richtung um. Dieses Verhalten wird in der Simulation qualitativ reproduziert und ist das Ergebnis der Dichtungs- und Lagerreibung der Radbremsen und des HBZ sowie des BKV-Regelmechanismus. Die hier noch fehlende quantitative Übereinstimmung von Messung und Simulation ergibt sich aus Unterschieden zwischen der Versuchsdurchführung und dem modellierten Szenario, sowie den geschätzter Reibwerte des Radbremse-Modells. Dies hat auf die qualitative Diskussion jedoch keinen Einfluss. Zum Zeitpunkt des Verfassens dieses Beitrages lagen entsprechende Messwerte im erforderlichen Umfang noch nicht vor.

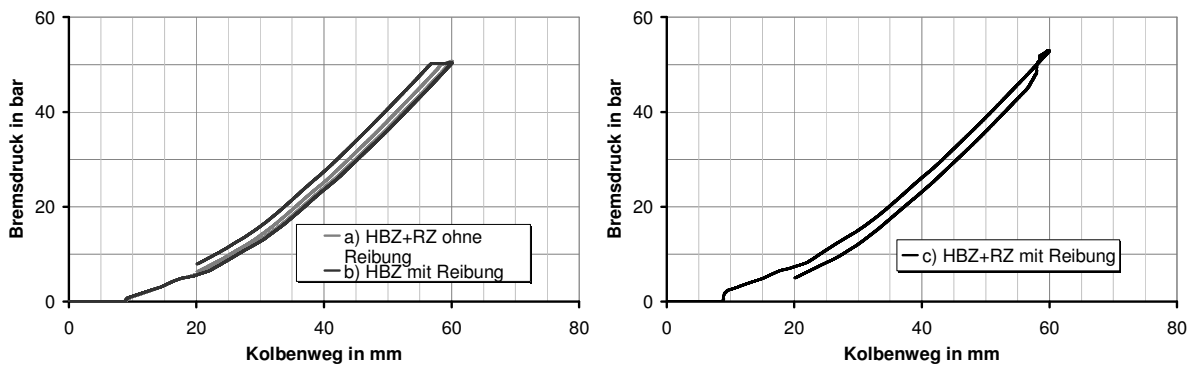


Abbildung 26: Simulation des Zusammenhanges zwischen Druck und Kolbenweg mit unterschiedlichen Reibungsparametern

Die p-s-Hysterese ist bei allen messtechnisch analysierten Fahrzeugen stets ausgeprägt. Unsicher blieb aber zunächst die genaue Ursache sowie deren Einfluss auf die Pedalhaptik. Anhand der Messungen sowie der Simulationen kann sie nun eindeutig auf die Reibung der Radbremsen zurückgeführt werden. Mit einem einfachen coulombschen Reibkörper sind die tatsächlichen Verhältnisse jedoch nur ungenau beschreibbar. Die Entwicklung verbesserter Modell ist Gegenstand

der aktuellen Forschung.

FAHRZEUGMODELL

Wird die Fahrwerkkinematik in die Ebene projiziert, entsteht ein zweidimensionales Fahrzeugmodell (Abbildung 27). Anhand dieses vereinfachten Modells kann die Aufbaubewegung für den Fall der Geradeausfahrt vollständig simuliert werden. Dieses Modell wurde in das Bremssystemmodell integriert.

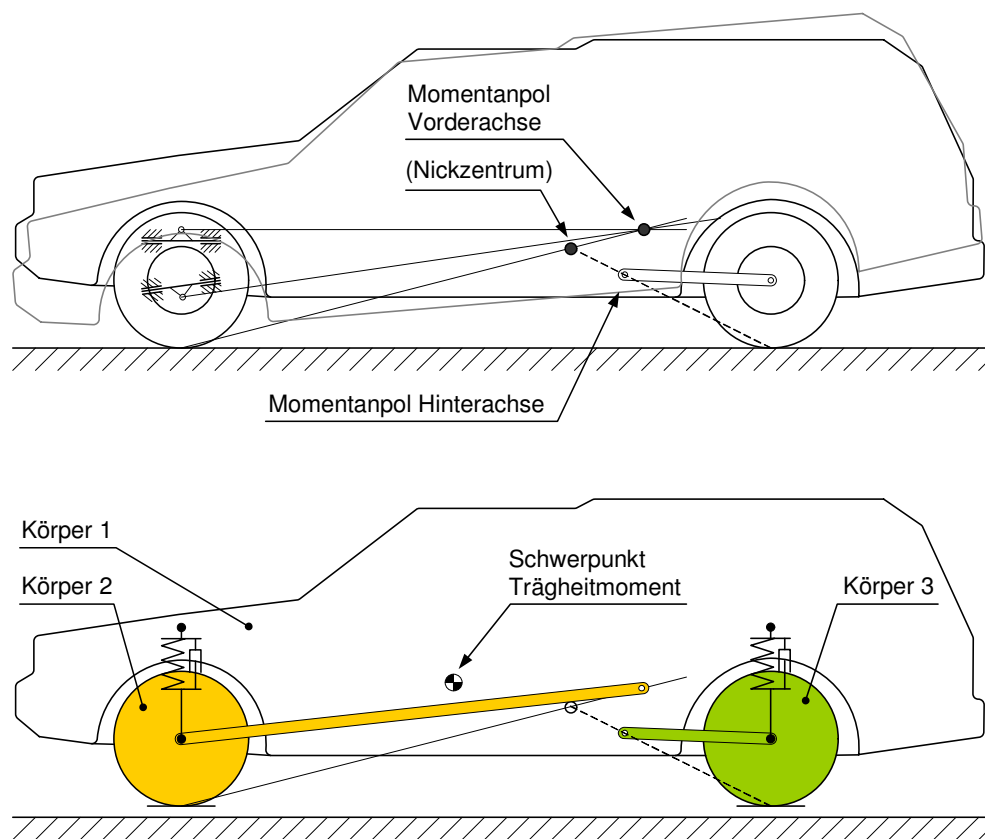


Abbildung 27: Fahrwerk-Fahrzeug-Kinematik (oben), zweidimensionales Fahrzeugmodell zur Simulation der Aufbaubewegung (unten)

Abbildung 28 zeigt die Visualisierung des AMESim-Modells sowie den zeitlichen Verlauf ausgewählter Größen während einer Bremsung. Qualitativ ist die Simulation plausibel, die quantitative Validierung erfolgt, sobald exakte Fahrzeugdaten und Messwerte vorliegen.

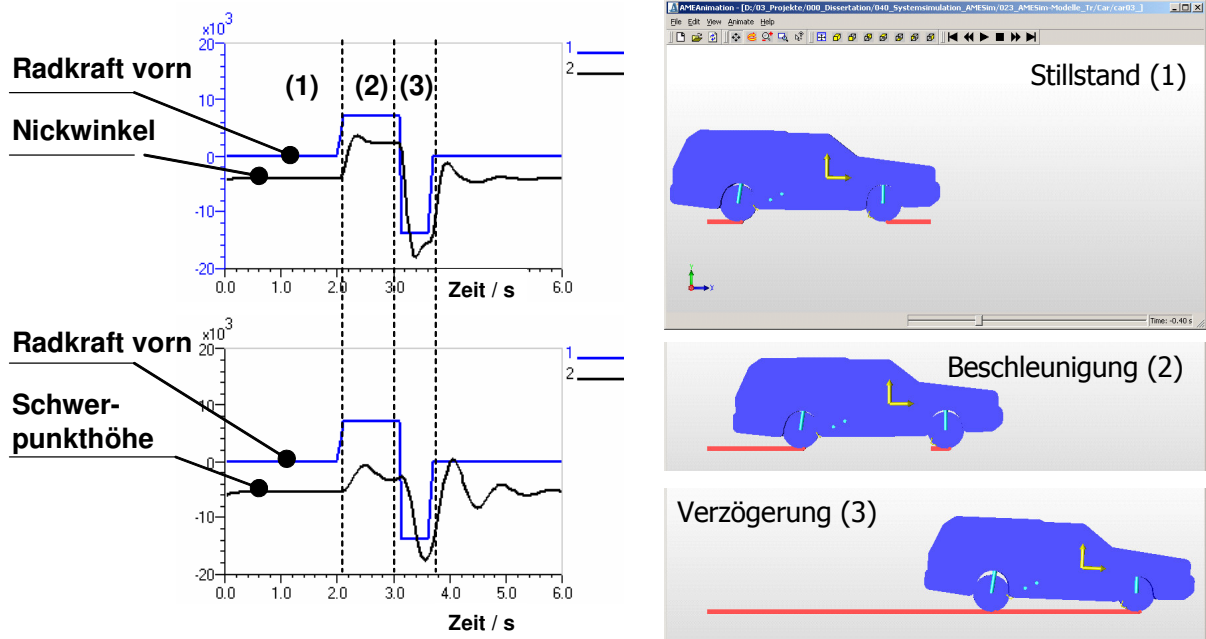


Abbildung 28: Kopplung des Bremssystemmodells mit dem Fahrzeugmodell zur Simulation der Aufbaubewegungen

SIMULATION VON STÖRERSCHWEINUNGEN

Die bisherigen Betrachtungen konzentrierten sich auf geometrisch ideale Bremscheiben. In der Praxis weisen Bremscheiben aber, insbesondere nach längerem Gebrauch, Dickenschwankungen auf. Dieser Verschleiß kann Bremspedalpulsationen verursachen, die zu erheblichen Komfortbeeinträchtigungen führen. Aus Gründen der Reproduzierbarkeit und des einfacheren Zugangs zu eindeutigen Systemdaten konzentriert sich diese Studie zunächst auf einen vereinfachten Prüfaufbau an einem Schwungmassenbremsenprüfstand (Abbildung 29).

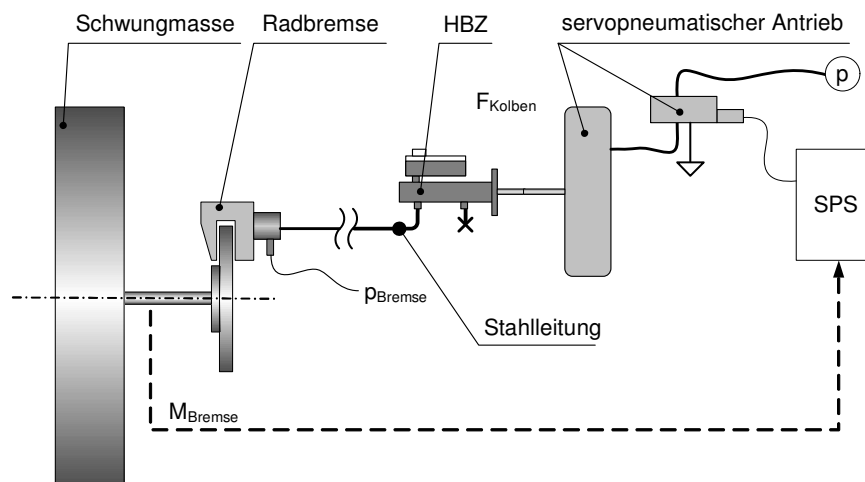


Abbildung 29: Prüfvorrichtung zur Simulation von DTV-Auswirkungen

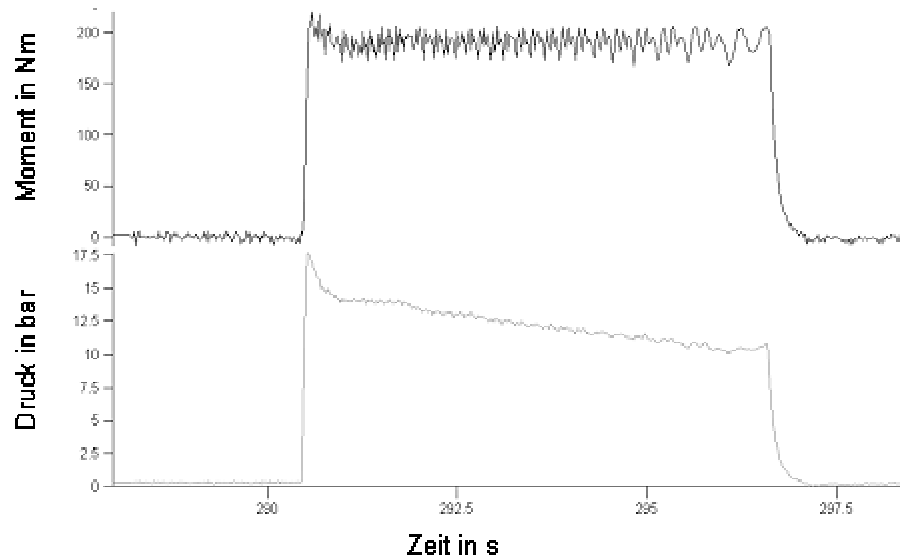


Abbildung 30: Messung der Druck und Momentenschwankungen

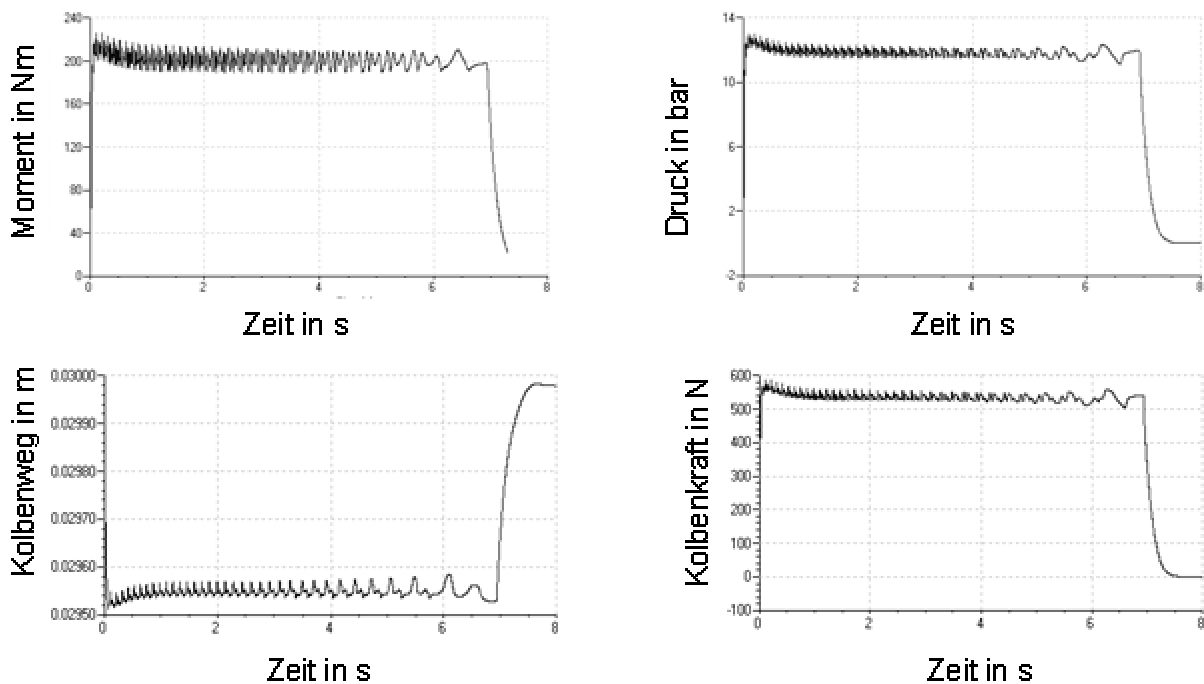


Abbildung 31: Simulation: Bremsmoment, Bremsdruck, Kolbenweg und Kolbenkraft

Messungen und Rechnungen stimmen in wesentlichen Merkmalen ebenfalls gut überein. Deutlich wurde, dass die Qualität der Simulation erheblich auch von der Qualität des Teilmodells „Betätigung“ abhängt, der im vorliegenden Fall ein servopneumatischer Linearantrieb ist. Daraus sind folgende Schlüsse zu ziehen:

- Die experimentelle DTV-Bewertung erfordert bei vergleichenden Betrachtungen stets identische Betätigungen und Betätigungssysteme
- Die Größe der Pedalpulsation (Kraft und Weg) hängt erheblich von den ergonomischen und

physiologischen Merkmalen von Fahrzeug und Fahrer ab.

ZUSAMMENFASSUNG

Mit numerischer Simulation können wesentliche statische und dynamischen Merkmale der Bremspedalgefühlcharakteristik einer vakuumverstärkten Bremsanlage reproduziert werden. Am Beispiel des hydraulisch-mechanischen Bremsassistenten wird gezeigt, dass dies auch für komplexe dynamische Teilsysteme möglich ist. Zu den Voraussetzungen zählt jedoch die sorgfältige Identifizierung der maßgebenden physikalischen Domänen und Phänomene, deren Übertragung in reduzierte Modelle sowie die sorgfältige Parametrierung. Bremsanlagen weisen mehrere Nichtlinearitäten auf, die zwingend zu berücksichtigen sind. Dazu zählt die Volumenaufnahme der Einzelkomponenten, die Dichtungsreibung, die Mechanismen innerhalb des BKV sowie Strömungsverluste an Querschnittsverengungen, wie z.B. innerhalb des ABS-Modulators. Dagegen haben die nichtlinearen Eigenschaften der Bremsbelagmatrix zwar erkennbar Einfluss, dieser ist jedoch bezüglich Pedalgefühl nicht dominant. Mit der Implementierung eines zweidimensionalen Fahrzeugmodells wurde plausibel die Aufbaubewegung bei Geradeausfahrt simuliert. Anhand von Messungen an einem Schwungmassenbremsenprüfstand wird gezeigt, dass Störerscheinungen infolge DTV sowie deren Übertragung im Bremssystem mit numerischer Simulation ebenfalls gut abgebildet werden können. Dabei ist die Modellierung der eigentlichen Bremssystemkomponenten ebenso wichtig wie die des Betätigungssystems.

Literatur- bzw. Quellenhinweise:

- [1] Augsburger, K.; Trutschel, R.: Entwicklungswerkzeuge zur objektiven Beschreibung des Bremspedalgefühls, VDI Fortschrittsberichte 12/514, Düsseldorf 2002
- [2] Augsburger, K.; Trutschel, R.: „Development Tools to Assist in the Objective Description of Brake Pedal Feel“, SAE Order No. R-352 SAE International, Warrendale, 2003
- [3] Sandler, J.; Trutschel, R.; Augsburger, K.: „Eine neuartige Methode zur objektiven Analyse der Bremspedalgefühlcharakteristik“. brems.tech 2004, München, 2004
- [4] Sandler, J.; Trutschel, R. ; Augsburger, K.: Ergonomie von Mensch-Maschine-Schnittstellen in Kraftfahrzeugen, 50. Internationales Wissenschaftliches Kolloquium, Technische Universität Ilmenau, 19.-23. September 2005
- [5] Trutschel, R.; Augsburger, K.; Simulationsmodell einer Pkw-Bremsanlage zur Identifikation und Optimierung des statischen und dynamischen Systemverhaltens, Symposium „Computer-Simulation in der Fahrzeugtechnik“, Graz Mai 2003
- [6] Trutschel, R.; Sandler, J.; Augsburger, Methoden und Erkenntnisse zur Komfortbewertung der Mensch-Maschine-Schnittstellen von Kfz-Betriebsbremsen. 50. Internationales Wissenschaftliches Kolloquium,

Technische Universität Ilmenau, 19.-23. September 2005

- [7] Trutschel, R.; Augsburg, K.: "Efficient experimental analysis tools for objective analysis of the brake pedal feel characteristic", 22nd SAE Brake Colloquium & Exhibition, Anaheim/CA, 2004

Autorenangaben:

Dipl.-Ing Ralf Trutschel*
Dipl.-Ing. Jan Sendler
Prof. Dr.-Ing. Klaus Augsburg

Technische Universität Ilmenau
Fakultät für Maschinenbau
Fachgebiet Kraftfahrzeugtechnik
Gustav-Kirchhoff-Platz 2
98693 Ilmenau

Tel.: 0 36 77 / 69 38 43
Fax: 0 36 77 / 69 38 40
E-mail: klaus.augsburg@tu-ilmenau.de

* seit 01.03.2005:

GETRAG
Getriebe- und Zahnradfabrik
Hermann Hagenmeyer GmbH & Cie KG
GETRAG InnovationsCenter
74199 Untergruppenbach
E-mail: ralf.trutschel@t-online.de