



Diplomarbeit

Entwicklung eines Bremspedalkraftsimulators für Brake-by-wire Bremssysteme

von Peter Zotter

Durchgeführt am Institut für Fahrzeugtechnik
Member of Frank Stronach Institute

Vorstand: Univ.-Prof. Dr. techn. Wolfgang Hirschberg

Betreuer: Dr. techn. Arno Eichberger
DI (FH) Stefan Reinbacher

Graz, 2011

The logo for FTG, with 'FT' in blue and 'G' in grey, all in a stylized, italicized font.

Eidesstattliche Erklärung

Ich erkläre an Eides statt, dass ich die vorliegende Arbeit selbstständig verfasst, andere als die angegebenen Quellen/Hilfsmittel nicht benutzt, und die den benutzten Quellen wörtlich und inhaltlich entnommenen Stellen als solche kenntlich gemacht habe.

Graz, am 31.1.2011

Vorwort

Die vorliegende Arbeit wurde am Institut für Fahrzeugtechnik der TU Graz in Zusammenarbeit mit Magna Steyr Fahrzeugtechnik AG & Co. KG durchgeführt.

Mein Dank gilt Herrn Dr. techn. Arno Eichberger für die Betreuung seitens des Instituts für Fahrzeugtechnik. Er lieferte in zahlreichen Gesprächen wertvolle Hinweise zur Gestaltung dieser Arbeit, die wesentlichen Anteil am vorliegenden Ergebnis haben.

Seitens Magna Steyr Fahrzeugtechnik danke ich den Mitarbeitern der Entwicklungsabteilung „Brake“ im Project House für das hervorragende Arbeitsklima und die fachliche Unterstützung bei der Durchführung dieser Arbeit. Besonderer Dank gilt in diesem Zusammenhang meinem Betreuer, Herrn DI (FH) Stefan Reinbacher, der sich stets für meine Anliegen Zeit nahm und dessen Anregungen maßgeblich zum Gelingen dieser Arbeit beigetragen haben.

Weiters gilt mein besonderer Dank meiner Familie, die mich in meinen Interessen bestärkt und mich während meiner Ausbildung bestens unterstützt hat.

Peter Zotter

Kurzfassung

In modernen Fahrzeugen werden mechanische, hydraulische und pneumatische Systeme zunehmend durch elektromechanische Systeme ersetzt, da sich verschiedene Vorteile hinsichtlich Fahrkomfort, Sicherheit, Fahrzeugintegration und Energieeffizienz ergeben. Bei elektromechanischen Bremsanlagen ist die Betätigungseinrichtung rein elektrisch angekoppelt. Dadurch werden rückwirkungsfreie Regeleingriffe, Rekuperation der kinetischen Fahrzeugenergie beim Bremsvorgang, erweiterte Gestaltungsmöglichkeiten der Bremssystemkomponenten und ein vereinfachtes Packaging ermöglicht. In diesen als *Brake-by-wire* bezeichneten Systemen findet im Unterschied zu konventionellen Anlagen aufgrund der energetischen Entkopplung keine Kraftübertragung zwischen Bremssystem und Pedal statt. Um dem Fahrer die zur Dosierung der Bremse notwendige Kraft-Weg-Charakteristik (Pedalkennlinie) des Bremspedals zu vermitteln, ist es notwendig, einen Bremspedalkraftsimulator zu verbauen.

In der vorliegenden Arbeit wird ein Bremspedalkraftsimulator entwickelt, der die Pedalkennlinie mit mechanischen Federn erzeugt. Zunächst werden unterschiedliche Konzepte vorgestellt und in einer Nutzwertanalyse bewertet. Für die weitere Entwicklung wird das elektrohydraulische Konzept ausgewählt. Dieses Konzept sieht eine Rückfallebene vor, die bei einem Ausfall der Energieversorgung eine Betätigung des Bremssystems mit hohem Komfort- und Sicherheitsniveau ermöglicht. In der Umsetzung des Konzeptes wird der Prototyp des Bremspedalkraftsimulators konstruiert, der sich durch seine kompakte Bauweise, den einfachen Aufbau und das Packagingkonzept auszeichnet. Weiters sind die zur Erfassung des Fahrerbremswunsches erforderlichen Sensoren in den Bremspedalkraftsimulator integriert. Der Prototyp wird zur Erprobung an einem Prüfstand aufgebaut, wo zunächst der grundlegende Funktionsnachweis erbracht wird. Anschließend erfolgen Messungen der vom Pedalkraftsimulator erzeugten Pedalkennlinie. Wie die Messergebnisse zeigen, wird die vorgegebene Pedalkennlinie eines Serienfahrzeuges sehr gut nachgebildet. Für die weitere Optimierung des Hydrauliksystems wird ein Simulationsmodell erstellt, mit dem das dynamische Verhalten des Pedalkraftsimulators untersucht wird. Der Bremspedalkraftsimulator kann im nächsten Entwicklungsschritt in das *Brake-by-wire* System eines Versuchsfahrzeuges eingebunden und im realen Fahrbetrieb erprobt werden.

Abstract

In modern cars, mechanical, hydraulic and pneumatic systems are increasingly replaced by electromechanical systems, due to several advantages concerning driving comfort, safety, vehicle integration and energy efficiency. In electromechanical brake systems the operation device is solely electrically coupled with the remaining system. Such a brake system is called *brake-by-wire* and enables interventions of vehicle control systems without backlash on the brake pedal, recuperation of the kinetic energy of the vehicle while braking, extended design options for the brake system and a simplified packaging of the components. In contrast to conventional brake systems, in brake-by-wire no force is transmitted between brake pedal and brake system when the brake is applied. In order to provide a feedback force, which enables the driver to control brake application, a brake pedal force simulator is required.

In this thesis a brake pedal force simulator is developed, which provides the brake pedal feedback force by means of mechanical springs. At first different concepts are presented. For these concepts a benefit analysis is accomplished. The electrohydraulic concept is chosen for further development. This concept provides a hydraulic fail-safe function, which enables brake actuation without electrical power supply at a high level of driving comfort and safety. For realising the concept, a prototype of the brake pedal force simulator is designed. This prototype features a compact and simple design and offers easy packaging. Sensors for detecting the drivers brake command are integrated. The prototype is assembled and installed at a test bench. After establishing the functionalities, the pedal characteristics generated by the pedal force simulator is measured. As the measurement results show, good reproduction of the given pedal characteristics of a production car is achieved. For optimisation of the hydraulic system, a simulation model of the pedal force simulator is built and the dynamic behaviour of the system is examined. The brake pedal force simulator is prepared to be installed in a test vehicle for further development.

Inhaltsverzeichnis

1. Einleitung	1
1.1. Motivation	1
1.2. Aufgabenstellung und Zielsetzung	2
1.3. Gliederung der Arbeit	2
2. Problemanalyse	4
2.1. Grundlagen	4
2.1.1. Aufbau und Funktionsweise von PKW-Bremssystemen	4
2.1.2. Bremspedalkraftsimulator	13
2.1.3. Betätigungscharakteristik von Bremsanlagen	18
2.2. Systemdefinition	24
2.2.1. Entwicklungsvorgaben	24
2.2.2. Definition der angestrebten Pedalkennlinie	25
3. Konzeption des Bremspedalkraftsimulators	28
3.1. Konzepte	28
3.1.1. Elektrohydraulisches Konzept	28
3.1.2. Elektromechanisches Konzept	32
3.1.3. Modifikation des elektrohydraulischen Konzeptes	36
3.2. Konzeptbewertung und -auswahl	38
3.2.1. Auswahl der Bewertungsmethode	38
3.2.2. Durchführung der Konzeptbewertung	40
3.3. Konzepterprobung	45
3.3.1. Prüfstandsaufbau	45
3.3.2. Berechnung und Auswahl der Federelemente	48
3.3.3. Messungen	59
3.3.4. Beurteilung der Ergebnisse	60
4. Konstruktion des Prototypen	64
4.1. Überarbeitung des elektrohydraulischen Konzeptes	64
4.2. Dimensionierung der Komponenten	65
4.2.1. Pedalübersetzung	65
4.2.2. Bestimmung der Kolbendurchmesser	65
4.2.3. Wandstärken der Hydraulikzylinder	70
4.2.4. Federberechnung	70
4.3. Konstruktion	78
4.3.1. Konstruktiver Aufbau	78

4.3.2. Simulator	79
4.3.3. Betätigungseinheit	81
4.3.4. Simulationseinheit	83
4.3.5. Durchtriebseinheit	87
4.3.6. Zusammenstellungszeichnung	88
5. Erprobung	89
5.1. Prüfstands Aufbau	89
5.2. Durchführung der Messungen	91
5.3. Messergebnisse	92
5.3.1. Grundabstimmung der Pedalkennlinie	92
5.3.2. Abstimmung der Hysterese	93
5.3.3. Inbetriebnahme des Wegsensors	100
6. Simulation	104
6.1. Simulationsmodell	104
6.2. Parameterbestimmung	105
6.3. Simulationsergebnisse	108
6.3.1. Variation des Ventildurchmessers	108
6.3.2. Variation der Betätigungsgeschwindigkeit	109
7. Fazit	113
7.1. Zusammenfassung	113
7.2. Ausblick	115
Literaturverzeichnis	I
Abbildungsverzeichnis	V
Tabellenverzeichnis	VIII
A. Anhang	IX

Abkürzungen

ABS	Antiblockiersystem
ACC	Adaptive Cruise Control
ASR	Antriebsschlupfregelung
CAD	Computer Aided Design
DOT	Department of Transport
EBV	Elektronische Bremskraftverteilung
ECB	Electronically Controlled Brake
ECU	Electronic Control Unit
EHB	Elektrohydraulisches Bremssystem
EMB	Elektromechanisches Bremssystem
EPDM	Ethylen-Propylen-Dien-Monomer
ESC	Electronic Stability Control
HA	Hinterachse
HBZ	Hauptbremszylinder
HCU	Hydraulic Control Unit
MSF	Magna Steyr Fahrzeugtechnik AG & Co. KG
NC	Normally Closed
NO	Normally Open
OEM	Original Equipment Manufacturer
PTFE	Polytetrafluorethylen
PWM	Pulsweitenmodulation
SBC	Sensotronic Brake Control
THz	Tandem-Hauptzylinder
USP	Unique Selling Proposition
VA	Vorderachse

Formelzeichen

A	Fläche
A_{PK}	Kolbenfläche des Pedalkolbens
A_{Sim}	Kolbenfläche des Simulatorkolbens
c_1	Zuschlag für Wanddickenunterschreitung
c_2	Zuschlag für Abnutzung
d	Kolbendurchmesser
d_D	Durchmesser des Durchtriebskolbens
d_{HBZ}	Durchmesser des Hauptbremszylinders
d_{PK}	Durchmesser des Pedalkolbens
d_{Sim}	Durchmesser des Simulatorkolbens
D_a	Außendurchmesser
D_i	Innendurchmesser
F	Kraft
F_0	Federvorspannkraft
$F_{0,75}$	Federkraft bei 75% des Gesamtfederweges
F_1	Federkraft der Feder 1
F_2	Federkraft der Feder 2
F_3	Federkraft der Feder 3
F_4	Federkraft der Feder 4
\bar{F}_1	Federkraft der Tellerfedersäule 1
\bar{F}_2	Federkraft der Tellerfedersäule 2
\bar{F}_3	Federkraft der Tellerfedersäule 3
F_A	Federkraft in Kennlinienbereich A
F_B	Federkraft in Kennlinienbereich B
$F_{A,max}$	Maximale Federkraft des Kennlinienbereich A
$F_{A,min}$	Minimale Federkraft des Kennlinienbereich A
$F_{B,max}$	Maximale Federkraft des Kennlinienbereich B
F_{HBZ}	Kraft auf den Hauptbremszylinder
ΔF_n	Kraftdifferenz des Kennlinienbereichs n
F_{Pedal}	Pedalkraft
F_{PK}	Pedalkolbenkraft
F_{PS}	Pedalstangenkraft
F_R	Federkraft der Rückstellfeder
$F_{R,0}$	Vorspannkraft der Rückstellfeder
F_{Sim}	Simulatorkolbenkraft
i_{ges}	Gesamtübersetzung
i_{hydr}	Hydraulische Übersetzung
$i_{hydr,D}$	Hydraulische Übersetzung zwischen Durchtriebs- und Pedalzylinder
$i_{hydr,Sim}$	Hydraulische Übersetzung zwischen Simulator- und Pedalzylinder
i_{Pedal}	Pedalübersetzung
$i_{Pedal,F}$	Pedalübersetzung für Kraft
$i_{Pedal,s}$	Pedalübersetzung für Weg

K	Festigkeitskennwert des Werkstoffes
L_0	Länge der unbelasteten Feder
p	Druck
p_{HBZ}	Hauptbremszylinderdruck
p_{PK}	Druck am Pedalkolben
p_{Sim}	Druck am Simulatorkolben
r_{Pedal}	Pedalradius
r_{PS}	Pedalstangenradius
R	Federrate
R_1	Federrate Feder 1
$R_{1,i}$	Installierte Federrate Feder 1
R_2	Federrate Feder 2
$R_{2,i}$	Installierte Federrate Feder 2
R_3	Federrate Feder 3
$R_{3,i}$	Installierte Federrate Feder 3
R_A	Federrate des Kennlinienbereichs A
$R_{A,i}$	Installierte Federrate des Kennlinienbereichs A
R_B	Federrate des Kennlinienbereichs B
$R_{B,i}$	Installierte Federrate des Kennlinienbereichs B
R_C	Federrate des Kennlinienbereichs C
$R_{C,i}$	Installierte Federrate des Kennlinienbereichs C
R_n	Federrate des Kennliniebereiches n
R_R	Federrate der Rückstellfeder
s	Federweg, Kolbenweg
s_0	Federvorspannweg
$s_{0,75}$	75% des Gesamtfederweges der Feder
s_1	Federweg Feder 1
$s_{1,0}$	Vorspannweg der Feder 1
s_2	Federweg Feder 2
$s_{2,0}$	Vorspannweg der Feder 2
s_3	Federweg Feder 3
$s_{3,0}$	Vorspannweg der Feder 3
s_4	Federweg Feder 4
$s_{1,max}$	Maximaler Federweg der Feder 1
$s_{2,max}$	Maximaler Federweg der Feder 2
\bar{s}_1	Federweg der Tellerfedersäule 1
$\bar{s}_{1,max}$	Maximaler Federweg der Tellerfedersäule 1
\bar{s}_2	Federweg der Tellerfedersäule 2
$\bar{s}_{2,max}$	Maximaler Federweg der Tellerfedersäule 2
\bar{s}_3	Federweg der Tellerfedersäule 3
$\bar{s}_{3,max}$	Maximaler Federweg der Tellerfedersäule 3
$s_{A,max}$	Maximaler Federweg in Kennlinienbereichs A
$s_{B,max}$	Maximaler Federweg in Kennlinienbereichs B
$s_{C,max}$	Maximaler Federweg in Kennlinienbereichs C

s_{erf}	Erforderliche Wandstärke
s_{max}	Maximaler Federweg
Δs_n	Wegdifferenz des Kennlinienbereichs n
$\Delta s_{n,0}$	Vorspannweg der Feder n
s_{Pedal}	Pedalweg
s_{PK}	Pedalkolbenweg
s_{PS}	Pedalstangenweg
s_{Sim}	Weg des Simulatorkolbens
S	Sicherheitsbeiwert
v	Verschwächungsbeiwert
α_{Pedal}	Pedalwinkel

1. Einleitung

1.1. Motivation

Mit der fortschreitenden Entwicklung der Fahrzeuge steigen auch die Anforderungen hinsichtlich Komfort, Sicherheit und Energieeffizienz. Besondere Bedeutung hat dabei die Fahrzeugbremsanlage, da sie ein wichtiges Bedienelement darstellt und die Fahrdynamik, den Fahrkomfort und die Fahrsicherheit beeinflusst. Aus mehreren Gründen ergibt sich für das Bremssystem der Wunsch nach einer Entkoppelung der Bremsbetätigungseinrichtung von der Erzeugung der Bremskraft, die die Fahrzeugverzögerung bewirkt. Zum einen wird in modernen Fahrzeugen eine zunehmende Zahl von Fahrassistenzsystemen eingesetzt. Derartige Systeme unterstützen den Fahrer in seiner Regelaufgabe oder verbessern die Fahrzeugstabilität. Regeleingriffe, die auf dem Bremssystem basieren, führen in konventionellen Bremsanlagen zu für den Fahrer spürbaren Rückwirkungen am Bremspedal und können daher sicherheitskritische Irritationen verursachen, die durch eine Entkoppelung vermieden werden können. Zum anderen etablieren sich Fahrzeuge mit hybridem oder rein elektrischem Antrieb nicht zuletzt aufgrund ihrer höheren Energieeffizienz. Dazu trägt bei diesen Fahrzeugen die Rückgewinnung der Bremsenergie bei. Dies erfolgt, indem der elektrische Antriebsmotor bei einer Bremsanforderung des Fahrers als Generator betrieben wird und die kinetische Energie des Fahrzeuges in elektrische Energie umwandelt, die in weiterer Folge gespeichert und zum Betrieb des Fahrzeuges genutzt werden kann. Je nach Bremswunsch und Ladezustand des Energiespeichers kann die Abbremsung durch den Generator, durch das Reibungsbremssystem oder durch Kombination der beiden Systeme erfolgen. Dem Fahrer soll ein davon unabhängiges, gleichmäßiges Bremsgefühl vermittelt werden, was eine energetische Entkoppelung der Bremsbetätigungseinrichtung erfordert. Weiters erlaubt die Entkopplung, die Bremssystemkomponenten hinsichtlich ihrer jeweiligen Funktion optimal zu gestalten, da sie sich in ihren Eigenschaften nicht gegenseitig beeinflussen. Die Betätigungseinrichtung kann dabei optimal an die Anforderungen zur sicheren und komfortablen Bedienung des Bremssystems ausgelegt werden. Bremssysteme, in denen die Betätigungseinrichtung energetisch vom restlichen Bremssystem entkoppelt und ausschließlich über elektrische Signale angebunden ist, werden als *Brake-by-wire* Systeme bezeichnet.

In konventionellen Bremsanlagen ist das Bremspedal mit der Bremskrafterzeugung gekoppelt. Die vom Fahrer bei Betätigung des Pedals eingeleitete Kraft wird an das Bremssystem übertragen und dort zur Erzeugung der Bremskraft genutzt. Durch den aufgebauten Hydraulikdruck erhält der Fahrer eine Kraftrückwirkung. Daraus ergibt sich eine Kraft-Weg-Charakteristik des Bremspedals, die die Dosierung der Bremse und damit die Regelung des Bremsvorganges ermöglicht. In *Brake-by-wire* Systemen erfolgt aufgrund der Entkopplung keine Kraftübertragung zwischen der Betätigungseinrichtung und dem restlichen Bremssys-

tem. Die Bremskraft wird hierbei durch Aktuatoren erzeugt. Die Betätigung des Pedals dient lediglich als Maß für den Bremswunsch des Fahrers. Um dem Fahrer eine dosierte Betätigung der Bremse zu ermöglichen, ist es notwendig, dem Bremspedal eine Kraft-Weg-Charakteristik einzuprägen. Zur Erzeugung dieser Pedalkennlinie ist in Brake-by-wire Anlagen der Verbau eines *Bremspedalkraftsimulators* erforderlich.

1.2. Aufgabenstellung und Zielsetzung

Im Rahmen der Diplomarbeit soll ein Bremspedalkraftsimulator für ein Brake-by-wire System entwickelt werden, der die Nachteile der derzeit am Markt erhältlichen Systeme kompensiert. Dazu wurden in der Entwicklungsabteilung „Brake“ des Project House der Firma Magna Steyr Fahrzeugtechnik (MSF) unterschiedliche Grundkonzepte erarbeitet. Für diese Konzepte soll zunächst eine grundlegende Verifizierung der Funktionsweise erfolgen. Anschließend sollen die Konzepte hinsichtlich technischer und gesetzlicher Anforderungen sowie Kosten und Baugröße optimiert und schließlich ein Konzept als Grundlage für die weitere Entwicklung ausgewählt werden. Den Schwerpunkt dieser Arbeit bildet die praktische Umsetzung des ausgewählten Konzeptes, in der der Prototyp eines Bremspedalkraftsimulators konstruiert wird, der eine definierte Pedalkennlinie erzeugt. Dies umfasst die Berechnung der Komponenten, die Erstellung eines CAD-Modelles und der für die Fertigung erforderlichen Werkstattzeichnungen sowie die Auswahl der für den Aufbau des Prototypen notwendigen Komponenten. Zur Inbetriebnahme und Erprobung wird der Prototyp anschließend an einem Prüfstand aufgebaut, wo eine Funktionsoptimierung erfolgen soll. Hauptaugenmerk bei der Entwicklung sind hoher Systemkomfort, -sicherheit und -effizienz. Der entwickelte Bremspedalkraftsimulator soll universell in Fahrzeugen unterschiedlicher OEMs einsetzbar sein und variable Packagingmöglichkeiten aufweisen. Ziel der Entwicklung ist eine funktionsoptimierte, seriennahe Pedalkraftsimulationseinheit, die als Technologieträger für weitere von MSF entwickelte Pedalkraftsimulatoren dient.

1.3. Gliederung der Arbeit

Diese Diplomarbeit gliedert sich in folgende Abschnitte:

Kapitel 2 Zu Beginn werden die technischen Grundlagen und der Stand der Technik dargestellt. Im zweiten Abschnitt erfolgt die Definition der technischen Rahmenbedingungen für die Entwicklung des Bremspedalkraftsimulators.

Kapitel 3 Die vorliegenden Konzepte werden detailliert erläutert und anschließend mittels Nutzwertanalyse bewertet. Die Funktion des ausgewählten elektrohydraulischen Konzeptes wird experimentell verifiziert.

Kapitel 4 Aufbauend auf die Ergebnisse der Konzepterprobung wird das elektrohydraulische Konzept überarbeitet. Danach erfolgt die Berechnung der Komponenten und anschließend die Konstruktion des Prototypen des Bremspedalkraftsimulators.

Kapitel 5 Der Prototyp wird am Prüfstand aufgebaut und in Betrieb genommen. Es werden Messungen der erzeugten Pedalkennlinie durchgeführt und Optimierungsmaßnahmen umgesetzt.

Kapitel 6 Ein Simulationsmodell zur Optimierung des Hydrauliksystems wird erstellt.

Kapitel 7 In diesem Abschnitt erfolgt eine Zusammenfassung der Ergebnisse.

2. Problemanalyse

2.1. Grundlagen

2.1.1. Aufbau und Funktionsweise von PKW-Bremssystemen

Die Bremse stellt neben Lenkung und Fahrpedal eines der drei wesentlichen Bedienelemente für die Fahrzeugführung dar. Die grundlegenden Aufgaben von Fahrzeugbremsanlagen sind [22]:

- Verringerung der Fahrzeuggeschwindigkeit, gegebenenfalls bis zum Stillstand (Verzögerungsbremmung)
- Verhinderung von ungewollter Beschleunigung bei Talfahrt (Beharrungsbremmung)
- Verhinderung von unerwünschter Bewegung des ruhenden Fahrzeuges (Feststellbremmung)

Aufgrund der Sicherheitsrelevanz gelten besondere gesetzliche Vorschriften für die Beschaffenheit und Wirkungsweise der Bremsanlage. Für Fahrzeuge der Klasse M1¹ gilt die UN-ECE Regelung 13-H² als maßgebliche Vorschrift. Diese Regelung schreibt vor, dass die Bremsanlage aus den Teilsystemen Betriebsbremssystem, Hilfsbremssystem und Feststellbremssystem bestehen muss.

Das *Betriebsbremssystem* dient der Verringerung der Fahrzeuggeschwindigkeit im normalen Betrieb. Es muss bei allen Geschwindigkeiten die Kontrolle der Fahrzeugbewegung und ein sicheres und schnelles Anhalten ermöglichen. Weiters muss es auf alle Räder wirken und eine zur Fahrzeug-Längsmittlebene symmetrische Bremskraftverteilung aufweisen. Die Wirkung des Betriebsbremssystems muss abstufbar sein und vom Fahrer erzielt werden können, ohne die Hände vom Lenkrad zu nehmen. Das *Hilfsbremssystem* muss bei Versagen des Betriebsbremssystems mit Hilfe dessen Betätigungseinrichtung das Anhalten des Fahrzeuges ermöglichen und dabei in seiner Wirkung abstufbar sein. In PKW ist das Hydrauliksystem der Betriebsbremsanlage üblicherweise in zwei Kreise aufgeteilt, sodass der zweite Bremskreis als Hilfsbremssystem dient. Mit dem *Feststellbremssystem* muss ermöglicht werden, dass das Fahrzeug auch bei Abwesenheit des Fahrers auf einem Gefälle im Stillstand gehalten wird. Die bremsenden Teile werden dabei durch rein mechanische

¹Dies sind Fahrzeuge zur Personenbeförderung mit höchstens acht Sitzplätzen außer dem Fahrersitz.

²Die ECE R13-H ist mit der US-amerikanischen Vorschrift FMVSS 135 harmonisiert und als technisch gleichwertig mit nationalen japanischen Vorschriften anerkannt [11].

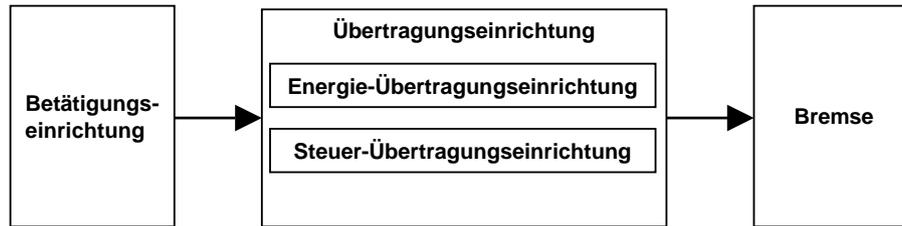


Abbildung 2.1.: Schematischer Aufbau von PKW-Bremsanlagen

Wirkung in Bremsstellung gehalten. Die Betätigung erfolgt üblicherweise über einen Handhebel („Handbremse“) oder seltener über ein zusätzliches Pedal [8][11][40].

Abbildung 2.1 zeigt den schematischen Aufbau einer PKW-Bremsanlage bestehend aus Betätigungseinrichtung, Übertragungseinrichtung und Bremse. Die *Betätigungseinrichtung* ist jener Teil der Bremsanlage, der vom Fahrer unmittelbar betätigt wird, um die für die Bremsung erforderliche Energie in die Übertragungseinrichtung einzuleiten oder zu steuern. Zur *Übertragungseinrichtung* gehören jene Bauteile, die zwischen der Betätigungseinrichtung und der Bremse angeordnet sind und diese funktional miteinander verbinden. Die Übertragungseinrichtung kann mechanisch, hydraulisch, pneumatisch, elektrisch oder kombiniert ausgeführt sein. Sie ist in zwei voneinander unabhängige Funktionsbereiche unterteilt: Die *Steuer-Übertragungseinrichtung* dient der Steuerung der Betätigung der Bremsen; mit der *Energie-Übertragungseinrichtung* wird den Bremsen die erforderliche Energie zugeführt. Die *Bremse* ist der Teil, in welchem die der Fahrzeugbewegung entgegenwirkenden Kräfte erzeugt werden [40].

Der zu entwickelnde Bremspedalkraftsimulator stellt die Betätigungseinrichtung in der als Brake-by-wire System ausgeführten Betriebsbremsanlage eines PKW dar. In den folgenden Abschnitten werden der Aufbau und die Funktionsweise von Betriebsbremsanlagen beschrieben. Dazu wird zunächst die Bauweise von konventionellen PKW-Bremssystemen erläutert. Anschließend werden die darauf aufbauenden Brake-by-wire Systeme erklärt und die Unterschiede zu konventionellen Systemen aufgezeigt. Auf die Feststellbremsanlagen wird im Rahmen dieser Arbeit nicht näher eingegangen.

Konventionelles Bremssystem

Den grundlegenden Aufbau eines konventionellen hydraulischen Bremssystems zeigt Abbildung 2.2.

Die Betätigung des Bremssystems erfolgt durch Krafteinleitung über das Bremspedal 1. Die vom Fahrer aufgebrachte Betätigungskraft wird im Bremskraftverstärker 2 erhöht und auf den Hauptbremszylinder 3 übertragen. Dort erfolgt die Umwandlung der Kraft in den Bremsdruck im Hydrauliksystem. Die Bremsleitungen 4 stellen die hydraulischen

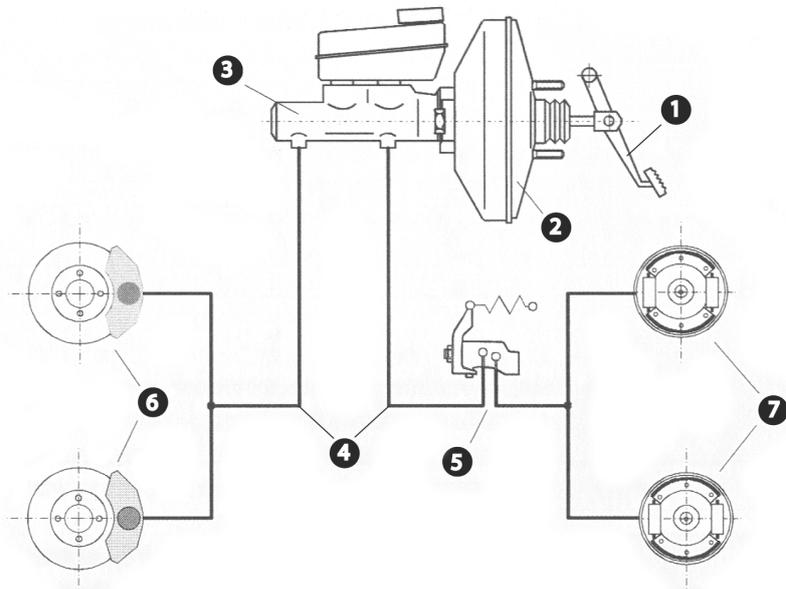


Abbildung 2.2.: Ungeregelttes PKW-Bremssystem, modifiziert nach [8]

- 1 Bremspedal, 2 Vakuum-Bremskraftverstärker, 3 Hauptbremszylinder mit Ausgleichsbehälter, 4 Bremsleitungen, 5 Bremsdruckbegrenzer für die Hinterachse, 6 Radbremsen vorne (Scheibenbremse), 7 Radbremsen hinten (Trommelbremse)

Verbindungen zu den Radbremsen vorne 6 und hinten 7 her. Mit der Bremsflüssigkeit wird der Bremsdruck übertragen. In den Radbremsen wird der Bremsdruck in die Spannkraft umgewandelt, die die Reibflächen aneinanderpresst. Durch die Reibkräfte entsteht ein Drehmoment, das die Bremswirkung auf die Räder darstellt. Mit dem Bremsdruckbegrenzer 5 wird der Bremsdruck der Hinterachse begrenzt, um ein Blockieren der Räder zu verhindern.

Um die Betätigungskräfte für den Fahrer möglichst gering zu halten und um die gesetzlich geforderte Verzögerung zu erzielen, ist eine Verstärkung der vom Fahrer aufgebrachten Pedalkraft durch einen Bremskraftverstärker notwendig. Derartige Bremsanlagen werden daher auch als *Hilfskraftanlagen* bezeichnet. Das in Abbildung 2.2 dargestellte System mit einem Vakuum-Bremskraftverstärker 2 wird praktisch in fast allen PKW mit konventionellem Bremssystem verwendet. Der Vakuum-Bremskraftverstärker nutzt den vom Verbrennungsmotor im Ansaugtrakt erzeugten Unterdruck zur Erzeugung einer Verstärkungskraft. Die Dosierung erfolgt über ein Ventil, das vom Bremspedal gesteuert wird [31]. Bei Motoren mit geringem Saugrohrunterdruck und bei Dieselmotoren wird eine Vakuumpumpe verbaut, die den erforderlichen Unterdruck bereitstellt. Durch unterschiedlich große Ausführung des Bremskraftverstärkers kann das Arbeitsvermögen an das Fahrzeuggewicht angepasst werden. Bei schweren Fahrzeugen werden Tandem-Bremskraftverstärker verbaut, in denen zwei Einzelgeräte hintereinander in einem Gerät angeordnet sind. Der hohe Platzbedarf ist ein wesentlicher Nachteil der Vakuumgeräte. Neben den Vakuum-Verstärkern gibt es Hydraulik-Bremskraftverstärker, bei denen über eine Pumpe und einen Druckspei-

cher eine Unterstützungskraft auf die Eingangsstange des Hauptbremszylinders übertragen wird. Vorteilhaft gegenüber den Vakuumgeräten ist die hohe Verstärkung. Nachteilig sind der hohe Bau- und Wartungsaufwand, weshalb sich diese Geräte bislang nicht durchsetzen konnten [8][6].

Zur Erfüllung der gesetzlichen Anforderungen ist der hydraulische Teil des Bremssystems in zwei voneinander unabhängige Bremskreise aufgeteilt. Bei Ausfall eines Bremskreises kann mit dem intakten Kreis noch gebremst werden, wodurch das Risiko eines vollständigen Bremsenausfalles verringert werden kann. Die Bremskreisauftteilung kann in unterschiedlichen Varianten erfolgen, am gebräuchlichsten sind die Vorderachs-, Hinterachsauftteilung (in Abbildung 2.2 dargestellt) und die Diagonalaufteilung [27]. Um die Forderung der Zweikreisigkeit zu erfüllen, entspricht der Aufbau des Hauptbremszylinders zwei hintereinander geschalteten Bremszylindern in einem Gehäuse. Er wird daher als Tandem-Hauptzylinder (THz) bezeichnet, bei dem drei Bauarten unterschieden werden können. Der Ausgleichsbehälter enthält ein Reservevolumen an Bremsflüssigkeit zum Volumenausgleich bei unterschiedlichen Umgebungsbedingungen sowie zum Ausgleich des erhöhten Volumenbedarfes infolge von Bremsbelagverschleiß [8].

Die Verbindungen zwischen den hydraulischen Komponenten werden durch ein Leitungssystem hergestellt. Zur Verbindung unbeweglicher Komponenten werden Bremsrohrleitungen aus Stahl verbaut. Die Verbindungen zu beweglichen Bauteilen wie beispielsweise den Bremssätteln an den gelenkten Rädern werden mit Bremsschläuchen hergestellt [8]. Als Hydraulikmedium zur Übertragung von Bremsdruck und Volumenstrom wird Bremsflüssigkeit verwendet. Aufgrund der hohen thermischen Belastung muss Bremsflüssigkeit einen hohen Siedepunkt aufweisen, der auch bei geringer Wasseraufnahme nicht erheblich absinken darf. Weitere wichtige Anforderungen betreffen die Viskosität, Verträglichkeit mit den Bremssystemkomponenten und die Schmierfähigkeit [4]. Weltweit am häufigsten werden Bremsflüssigkeiten auf Polyethylenglycolbasis verwendet [12].

Die Radbremsen können als Scheiben- oder als Trommelbremse ausgeführt sein. Scheibenbremsen werden aufgrund ihrer hohen thermischen Belastbarkeit in praktisch allen PKW als Vorderradbremse eingesetzt, bei leistungsstärkeren Fahrzeugen auch an der Hinterachse. Sie bestehen im wesentlichen aus dem Bremssattel mit Bremsbelägen und der Bremsscheibe. Der Bremssattel weist einen oder mehrere Hydraulikzylinder auf, der die Bremsbeläge an die am Rad montierte Bremsscheibe drückt und dadurch das Bremsmoment erzeugt. Trommelbremsen werden aufgrund ihrer Temperaturempfindlichkeit nur an der Hinterachse bei Fahrzeugen mit einer Höchstgeschwindigkeit bis ca. 170km/h verbaut. Sie können preisgünstig gefertigt werden und erlauben eine einfache Integration der Feststellbremse. Durch einen Hydraulikzylinder werden die Bremsbacken an die am Rad montierte Bremsstrommel gedrückt und dadurch das Bremsmoment erzeugt. Bei nicht betätigter Bremse ist zwischen Bremsbelägen und Bremsscheibe bzw. Bremsstrommel ein Mindestabstand erforderlich, der ein ständiges Schleifen der Bremse verhindert. Dieser Abstand wird als Lüftspiel bezeichnet [8][3].

Beim Bremsvorgang führt die dynamische Achslastverteilung zu einer Entlastung der Hinterachse, während die Vorderachslast in gleichem Maß zunimmt. Die Hinterräder können dadurch nur eine geringere Bremskraft übertragen. Um eine möglichst hohe Ausnutzung des Bremskraftanteiles der Hinterräder zu ermöglichen, ohne dass diese früher blockieren als die Vorderräder, wird der Bremsdruck an der Hinterachse gegenüber der Vorderachse verringert. Dies erfolgt durch den Bremskraftverteiler, der als Druckbegrenzer oder als Druckminderer ausgeführt sein kann. Moderne Bauweisen verwenden die elektronische Bremskraftverteilung (EBV) [8].

Bei der in Abbildung 2.2 dargestellten Anlage handelt es sich um ein unreguliertes Bremssystem. In modernen Fahrzeugen wird eine zunehmende Zahl an Fahrassistenzsystemen eingesetzt. Solche Systeme unterstützen den Fahrer oder verbessern die Fahrzeugstabilität und erhöhen dadurch Fahrsicherheit und -komfort. Ein hoher Anteil heutiger Fahrzeuge ist mit Regelsystemen wie Antiblockiersystem (ABS), Antriebsschlupfregelung (ASR) und Fahrdynamikreglern (*Electronic Stability Control* ESC) ausgestattet [27]. Diese Regelfunktionen basieren im wesentlichen auf einer radindividuellen Regelung des Bremsdruckes, die ein Blockieren bzw. Durchdrehen der Räder verhindert. Weitere Assistenzsysteme auf Basis des Bremssystems sind beispielsweise der Bremsassistent und der Abstandsregeltempomat (*Adaptive Cruise Control* ACC). Die Aufgaben des Bremssystems gehen damit über die ursprüngliche Funktion der vom Fahrer initiierten Abbremsung des Fahrzeuges hinaus, ein Bremsengriff kann auch durch den Regler eines Assistenzsystems ausgelöst werden. Für die Ausführung derartiger Systeme sind Komponenten wie Ventile, Pumpen und Druckspeicher notwendig, funktionale Erweiterungen sind meist mit zusätzlichem Bauaufwand verbunden. Die Bremsanlagen weisen daher einen weit komplexeren Aufbau als das in Abbildung 2.2 dargestellte unregulierte Bremssystem auf. Zudem führt ein Regeleingriff bei konventionellen Bremsanlagen aufgrund der energetischen Kopplung der Betätigungseinrichtung mit der Übertragungseinrichtung stets zu einer Rückwirkung am Bremspedal. Insbesondere der gleichzeitige Bremszugriff von Fahrer und Regelsystem kann zu Konflikten führen und den Fahrer irritieren [8][2].

Konventionelle Bremssysteme weisen weitere Nachteile auf. Die vom Fahrer aufgebrachte Pedalkraft führt zu unterschiedlichen Fahrzeugverzögerungen, die vom Bremsenzustand (heiß oder kalt, Verschleiß) und von der Beladung des Fahrzeugs abhängen. Insbesondere durch den Vakuum-Bremskraftverstärker ergibt sich eine Reihe von Nachteilen. Die Vakuumgeräte weisen einen erheblichen Platzbedarf auf. Zusätzlich ist die Einbauposition im Motorraum aufgrund der mechanischen Verbindung zum Bremspedal vorgegeben, wodurch das Packaging erschwert wird. Im Crashfall kann es aufgrund der Baugröße und der Einbauposition zu einer Intrusion des Bremskraftverstärkers in den Fußraum kommen. In Kombination mit dem Pedalwerk ergibt sich ein Verletzungsrisiko für die unteren Extremitäten. Weiters sind konventionelle Bremssysteme aufgrund der pneumatischen und hydraulischen Bedrosselung Einschränkungen hinsichtlich der Systemdynamik unterworfen [12][8][13][28].

Auch die Entwicklung von Fahrzeugen mit hybridem oder rein elektrischem Antrieb

stellt neuen Anforderungen an Bremssysteme. Da bei rein elektrischem Fahrbetrieb kein Unterdruck für den Vakuum-Bremskraftverstärker zur Verfügung steht, muss die Unterstützungsenergie aus elektrischer Energie erzeugt werden. Weiters bieten derartige Fahrzeuge die Möglichkeit der Energierückgewinnung (Rekuperation) beim Bremsen durch Betrieb der Elektromotoren als Generatoren. Die kinetische Energie des Fahrzeuges wird in elektrische Energie umgewandelt, gespeichert und kann zum Betrieb des Fahrzeuges genutzt werden. Je nach Ladezustand der Energiespeicher erfolgt die Abbremsung nur durch den Generator, nur durch das Reibungsbremssystem oder durch eine Kombination der beiden Systeme („*Brake Blending*“). Um dies zu ermöglichen und dem Fahrer dabei ein gleichmäßiges Bremsgefühl zu vermitteln, ist eine Entkopplung der Betätigungseinrichtung von den Radbremsen erforderlich.

Durch die energetische Entkopplung der Betätigungseinrichtung vom restlichen Bremssystem kann eine Vielzahl der genannten Nachteile von konventionellen Bremssystemen beseitigt werden. Dies führt zu Brake-by-wire Systemen, die bedeutende Vorteile gegenüber konventionellen Bremssystemen aufweisen.

Brake-by-wire Bremssysteme

Brake-by-wire Systeme werden nach [2] definiert durch

„[...] die ausschließlich elektrische Ankopplung der Betätigungseinrichtung an das restliche Bremssystem.“

Dies bedeutet, dass die vom Fahrer aufgebrachte Betätigungsenergie nicht an die Radbremsen übertragen wird. Aus der Betätigung wird der Bremswunsch des Fahrers abgeleitet, die eigentliche Bremsbetätigung erfolgt durch eine Regeleinheit. Die Energie zur Betätigung der Radbremsen wird einem fahrzeuginternen Energiespeicher entnommen, es liegt ein *Fremdkraftbremssystem* vor. Die Energieübertragung kann dabei grundsätzlich mit allen denkbaren Energieträgern erfolgen, für PKW kommt eine hydraulische oder elektrische Energieübertragung in Frage [2]. Daraus ergeben sich grundsätzlich zwei unterschiedliche Bauweisen der Brake-by-wire Systeme, die im folgenden beschrieben werden.

Elektrohydraulisches Bremssystem

In elektrohydraulischen Bremssystemen (EHB) erfolgt die Energieübertragung zu den Radbremsen hydraulisch. Diese Bremssysteme haben einen hohen Hydraulikanteil und basieren daher weitgehend auf den Komponenten konventioneller Bremssysteme. Den schematischen Aufbau eines EHB zeigt Abbildung 2.3.

Die Betätigungseinheit, bestehend aus Tandem-Hauptzylinder und Simulator, ist hydraulisch ausgeführt. Definitionsgemäß ist sie jedoch im normalen Betrieb nur über elektrische Signale mit dem übrigen Bremssystem gekoppelt, die Hydrauliksysteme der Betätigungs- und der Übertragungseinheit sind durch die THz-Trennventile getrennt. Der für die Betätigung der Radbremsen erforderliche Druck wird in der Hydraulikeinheit (HCU) durch eine elektrisch betriebene Pumpe erzeugt und in einem Druckspeicher gespeichert. Die Übertragung des Hydraulikdruckes zu den Bremsleitungen erfolgt wie in konventionellen

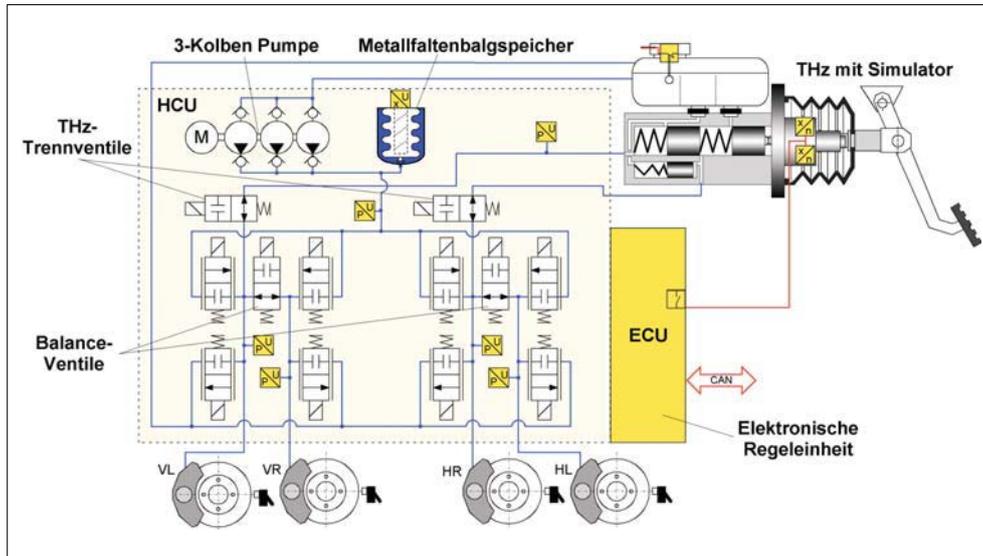


Abbildung 2.3.: Aufbau eines elektrohydraulischen Bremssystems [30]

Bremssystemen mit einem zweikreisigen Bremsleitungssystem. Als Radbremsen sind konventionelle Scheibenbremsen verbaut. Die Regelung des Bremsvorganges übernimmt eine zentrale elektronische Regeleinheit (ECU), die die Ventile der Übertragungseinheit ansteuert. Für jeden Bremskreis sind dabei ein Druckaufbau- und ein Druckabbauventil verbaut.

Im normalen Betrieb sind die Hydrauliksysteme von Betätigungs- und Übertragungseinheit durch die Trennventile getrennt. Der Druckspeicher wird durch die Pumpe vorgeladen. Bei Betätigung des Bremspedals erzeugt der Simulator die für den Fahrer spürbare Rückwirkungskraft am Pedal. Der Bremswunsch des Fahrers wird von Sensoren erfasst und an die Elektronische Regeleinheit weitergeleitet. Die ECU regelt über die Ventile den Bremsdruckaufbau aus dem Druckspeicher. Da für jedes Rad jeweils ein Ein- und Auslassventil verbaut ist, kann die Bremsdruckregelung radindividuell erfolgen. Aufgrund der Entkopplung des Pedals können Eingriffe von externen Reglern dem Fahrerwunsch relativ einfach überlagert werden. Die Regeleingriffe führen dabei zu keiner Rückwirkung am Bremspedal.

Das System weist eine Rückfallebene auf, um den Ausfall des Bremssystems bei Auftreten einer Störung zu verhindern. Die Störung kann dabei das elektrische System einschließlich Energieversorgung und die Druckversorgung betreffen. Die THz-Trennventile stellen dann die hydraulischen Verbindungen zwischen der Betätigungseinheit und den Radbremsen her, sodass eine Betätigung des Pedals zu einer direkten Betätigung der Radbremsen wie in einem konventionellen System führt. Je nach dem, welcher Teil des Bremssystems von der Störung betroffen ist, kann die Bremsbetätigung mit Unterstützungskraft oder nur durch die vom Fahrer aufgebrachte Betätigungskraft erfolgen.

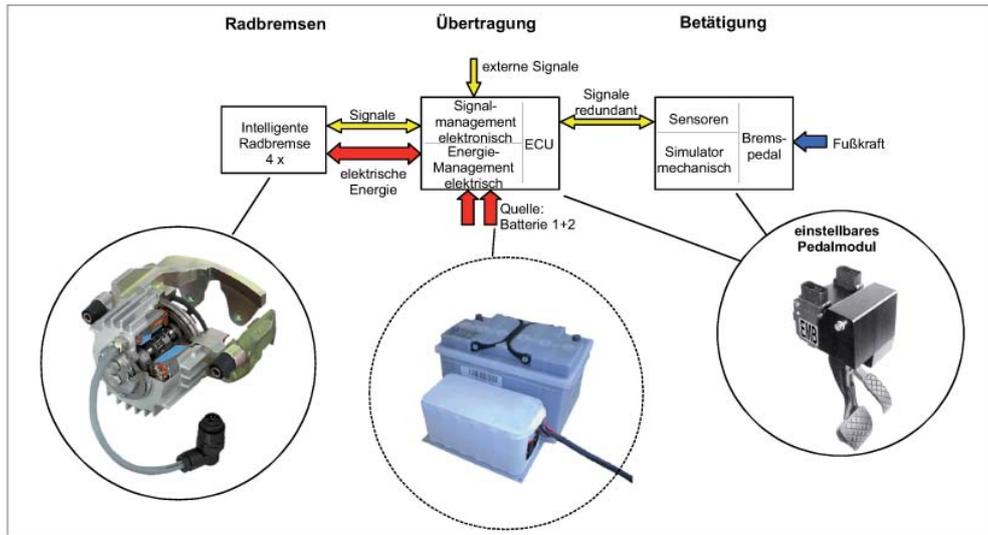


Abbildung 2.4.: Systemlayout und Komponenten eines EMB [1]

Neben dem in Abbildung 2.3 dargestellten Systemaufbau kann die Bremsdruckerzeugung auch durch elektromotorisch angetriebene Druckerzeuger, sogenannte *Plunger*, erfolgen. Dabei ist für jede Radbremse ein Plunger angeordnet, der den jeweils erforderlichen Bremsdruck bereitstellt. Die Ventile zum Druckauf- und abbau und der Druckspeicher können dadurch entfallen, das restliche Systemlayout entspricht im wesentlichen dem System mit Pumpe und Druckspeicher [2].

Die hydraulische Rückfallebene des EHB, die auch beim Ausfall aller elektrischen Funktionen eine Bremsenbetätigung ermöglicht, stellt hinsichtlich der Betriebssicherheit einen wesentlichen Vorteil gegenüber den elektromechanischen Systemen dar. Ein EHB wurde erstmals 2001 im Toyota Estima in einem Serienfahrzeug verbaut. Das System wurde vom Automobilzulieferer *ADVICS* entwickelt und wird als *Electronically Controlled Brake ECB* bezeichnet. Ebenfalls 2001 wurde der Mercedes-Benz SL Roadster mit dem von der *Robert Bosch GmbH* entwickelten System (*Sensotronic Brake Control SBC*) ausgestattet [30].

Elektromechanisches Bremssystem

Elektromechanische Bremssysteme (EMB) kommen ohne Hydrauliksystem aus und werden daher auch als „trockenes Brake-by-wire“ bezeichnet. Sie unterscheiden sich daher stark von den konventionellen und elektrohydraulischen Bremssystemen. Abbildung 2.4 zeigt den schematischen Aufbau eines EMB.

Die Betätigung erfolgt wie in konventionellen Systemen mit einem Bremspedal. Zur Erzeugung einer Rückwirkungskraft bei der Betätigung weist die Betätigungseinheit einen Pedalkraftsimulator auf, der im Unterschied zum EHB rein mechanisch ausgeführt ist. Über Sensoren wird der Fahrerbremswunsch erfasst und an die zentrale Regeleinheit (ECU)

übermittelt. Die Radbremsen sind weiterhin als Reibungsbremsen ausgeführt, anstelle der Bremsättel sind jedoch Radbremsmodule verbaut. In den Radbremsmodulen erzeugt ein elektromechanischer Aktor die Spannkraft auf die Reibbeläge. Die Radbremsen werden von der zentralen ECU gesteuert, es sind daher nur Leitungen zur elektrischen Energie- und Signalübertragung erforderlich. Im EMB ist keine hydraulische Rückfallebene vorhanden. Um auch bei Störungen die Bremsbarkeit des Fahrzeuges zu gewährleisten, muss das Signal- und Energienetz redundant ausgeführt sein, es sind daher unter anderem zwei Batterien notwendig. Des Weiteren bestehen besonders hohe Anforderungen hinsichtlich des Fail-safe Konzeptes aller elektronischer Komponenten [7][1].

Im Vergleich zu den hydraulischen Systemen kann der Packaging- und Montageaufwand durch den Wegfall des Hydrauliksystems verringert werden. Durch den Entfall der Bremsflüssigkeit wird die thermische Belastbarkeit des Systems gesteigert und die Umweltverträglichkeit verbessert. Durch den Entfall der Ventile und der Pumpe ist ein geräuscharmer Betrieb möglich. Mit dem EMB können alle denkbaren auf Basis des Bremssystems arbeitenden Assistenzfunktionen realisiert werden. Diese Funktionen sind durch Softwaremaßnahmen darstellbar, es ist kein zusätzlicher Bauaufwand notwendig. Komplexität und Anzahl der Komponenten können dadurch reduziert werden. Diesen Vorteilen entgegen steht die Notwendigkeit eines hoch zuverlässigen 42V Bordnetzes, da die hohe Leistungsaufnahme zur Erzielung ausreichender Dynamik der Radbremsmodule im 14V-Bordnetz aktueller Fahrzeuge zu hohen Spitzenströmen führen würde. Dies hätte hohe elektrische Verluste als Folge. Da auch die an das Bordnetz gestellten Sicherheitsanforderungen noch nicht erfüllt sind, werden EMB bislang nicht in Serienfahrzeugen eingesetzt [13][7].

Zusammenfassend kann für Brake-by-wire Systeme eine Reihe von Vorteilen gegenüber konventionellen Bremssystemen genannt werden [2][13][28]:

- Durch die Entkopplung der Betätigungseinrichtung von den Radbremsen können diese Teilsysteme getrennt voneinander gestaltet und Zielkonflikte bei der Auslegung aufgelöst werden. Besonders die Gestaltungsmöglichkeiten für das komfort- und sicherheitsrelevante Bedienelement Bremspedal werden dadurch erweitert.
- Kürzere Brems- und Anhaltewege durch höhere Systemdynamik und optimierte Gestaltung der Betätigungseinheit
- Wesentlich geringerer Bauaufwand für die Implementierung von Assistenzsystemen. Funktionale Erweiterungen sind in der Regel allein durch Software-Maßnahmen darstellbar. Regelfunktionen können einfacher überlagert werden.
- Keine Pedalrückwirkungen beim Regeleingriff von Assistenzsystemen. Beispielsweise treten bei einem ABS-Regelvorgang keine Pedalpulsationen wie bei konventionellen Systemen auf. Fahrerirritationen können vermieden werden.
- Die vom Fahrerwunsch abgeleitete Abbremsung kann stets gleich und damit weitgehend unabhängig vom Bremsen- und Beladungszustand des Fahrzeugs erfolgen

- Bei Hybrid- und Elektrofahrzeugen wird Rekuperation ermöglicht. Bei Betätigung des Bremspedals wird durch die Entkopplung nicht zwangsläufig die Reibungsbremse des Fahrzeugs betätigt, sondern die Abbremsung kann durch Generatorbetrieb des Elektromotors erfolgen. Für den Fahrer ist dabei ein gleichmäßiges Bremsgefühl darstellbar.
- Durch den Entfall des Vakuum-Bremskraftverstärkers kann das Packaging vereinfacht und das Crashverhalten verbessert werden. Es besteht keine Abhängigkeit von Unterdruck, wodurch der Einsatz bei rein elektrischen Antrieben möglich ist.
- Verbessertes Crashverhalten durch Entkopplung des Bremspedals

Bei EMB ergeben sich zudem aufgrund des Entfalles des Hydrauliksystems weitere Vorteile [7]:

- Geringster Aufwand für Packaging und Montage
- Gesteigerte Umweltverträglichkeit durch Entfall der Bremsflüssigkeit
- Einsatz einer aktiven Lüftspielerkennung zur Erhöhung der Radbremsendynamik. Zur Verkürzung der Betätigungszeit kann bei unmittelbarer Erkennung des Fahrerbremswunsches das Lüftspiel vermindert werden. Bei freier Fahrt werden Restbremsmomente durch eine Vergrößerung des Lüftspiels reduziert.

Als Nachteile der Brake-by-wire Systeme gegenüber konventionellen Systemen sind zu nennen [2][13]:

- Für den Betrieb des Bremssystems ist die Unterstützung einer Regelelektronik notwendig.
- Auch bei elektrischen Störungen muss die Funktion des Bremssystems sichergestellt sein. Insbesondere bei EMB erfordert dies ein besonderes Sicherheitskonzept und die redundante Ausführung der elektrischen und elektronischen Komponenten.
- Die Entwicklung alltagstauglicher Systeme erfordert hohen Aufwand.
- Aktuelle Brake-by-wire Systeme verursachen gegenüber konventionellen Systemen höhere Kosten, da die höhere Funktionalität höheren technischen Aufwand erfordert.

2.1.2. Bremspedalkraftsimulator

Allgemein

In konventionellen Bremsanlagen ist zur Abbremsung eine Krafteinleitung über das Bremspedal notwendig. Diese Betätigungskraft führt zum Aufbau eines Hydraulikdruckes, mit dem das Bremsmoment an den Rädern erzeugt wird. Der Druck führt zu einer Kraftrückwirkung am Bremspedal. Aufgrund von Elastizitäten, Lüftspielen und Leerwegen tritt bei der Betätigung ein Pedalweg auf. Dadurch entsteht eine Kraft-Weg-Charakteristik des Bremspedals, die als Pedalkennlinie bezeichnet wird (siehe Abschnitt 2.1.3). Dieser Zusammenhang

ermöglicht dem Fahrer eine Dosierung und Regelung der Bremsanlage nicht nur über die Pedalkraft, sondern auch über den Pedalweg. In Brake-by-wire Systemen muss der Fahrer keine Energie zur Erzielung der Abbremsung einleiten, die zum Bremsen erforderliche Energie wird einem fahrzeuginternen Energiespeicher entnommen. Für die Betätigung des Bremssystems sind daher neuartige Bedienelemente wie beispielsweise ein „Joystick“ denkbar. In der praktischen Umsetzung wird, auch aus gesetzlichen Gründen, weiterhin ein Bremspedal zur Betätigung verbaut. Aufgrund der energetischen Entkopplung erfolgt jedoch keine Kraftübertragung zwischen der Betätigungseinrichtung und dem restlichen Bremssystem. Die Betätigung des Pedals dient lediglich als Maß für den Bremswunsch des Fahrers und ermöglicht die Regelung des Bremsvorganges. Für eine komfortable und sichere Betätigung der Bremse ist eine Kraft-Weg-Charakteristik des Pedals erforderlich. In Brake-by-wire Systemen wird zur Erzeugung dieser *Pedalkennlinie* ein Simulator verbaut. Das Bremspedal wirkt auf diesen Simulator, der eine vom Pedalweg abhängige Krafrückwirkung erzeugt. Daraus ergibt sich die für den Fahrer bei Betätigung des Pedals wahrnehmbare Pedalcharakteristik. In der Literatur werden für den Simulator uneinheitliche Bezeichnungen wie Pedalkraftsimulator, Pedalsimulator, Pedalgefühlssimulator oder Pedalcharakteristiksimulator genannt. Im Rahmen dieser Arbeit wird die Bezeichnung *Bremspedalkraftsimulator* verwendet.

Die Betätigungseinrichtung hat in Brake-by-wire Systemen weiters die Aufgabe, den Fahrerbremswunsch zu erfassen. Dies kann über Sensoren erfolgen, die den Pedalweg oder die Betätigungskraft messen und als Maß für den Bremswunsch an die Regeleinheit des Bremssystems übermitteln. Weiters stellt die Betätigungseinrichtung in elektrohydraulischen Bremssystemen eine Rückfallebene zur Verfügung, die eine Bremsbetätigung auch bei Ausfall des elektrischen Teiles der Bremsanlage ermöglicht. Der folgende Abschnitt gibt einen Überblick über den Stand der Technik derartiger Betätigungseinrichtungen und insbesondere der Bremspedalkraftsimulatoren.

Stand der Technik

Mercedes-Benz

Die 2001 erstmals verbaute SBC stellt eines der ersten in einem Serienfahrzeug eingesetzten elektrohydraulischen Bremssysteme dar. Abbildung 2.5 zeigt eine Schnittdarstellung der Betätigungseinheit des SBC Bremssystems.

Die Betätigungseinheit besteht aus einem Hauptbremszylinder 1, an dem ein Simulator 2 angebracht ist. Der Hauptbremszylinder ist ähnlich einem konventionellen Tandem-Hauptzylinder aufgebaut und zweikreisig ausgeführt. Der hydraulische Simulator ist über eine Verbindungsbohrung 7 mit dem THz hydraulisch verbunden. Im Simulator befindet sich ein Hydraulikkolben 3, der auf die in Serie angeordneten Federn 4 und 5 wirkt. Diese Federn erzeugen die Pedalrückwirkungskraft. Sie sind so ausgelegt, dass eine progressive Pedalkennlinie entsteht. An beiden Ausgängen des THz ist ein als NO-Ventil ausgeführtes Magnetventil 13 angeordnet, das die Verbindung zu den Radbremsen der Vorderachse

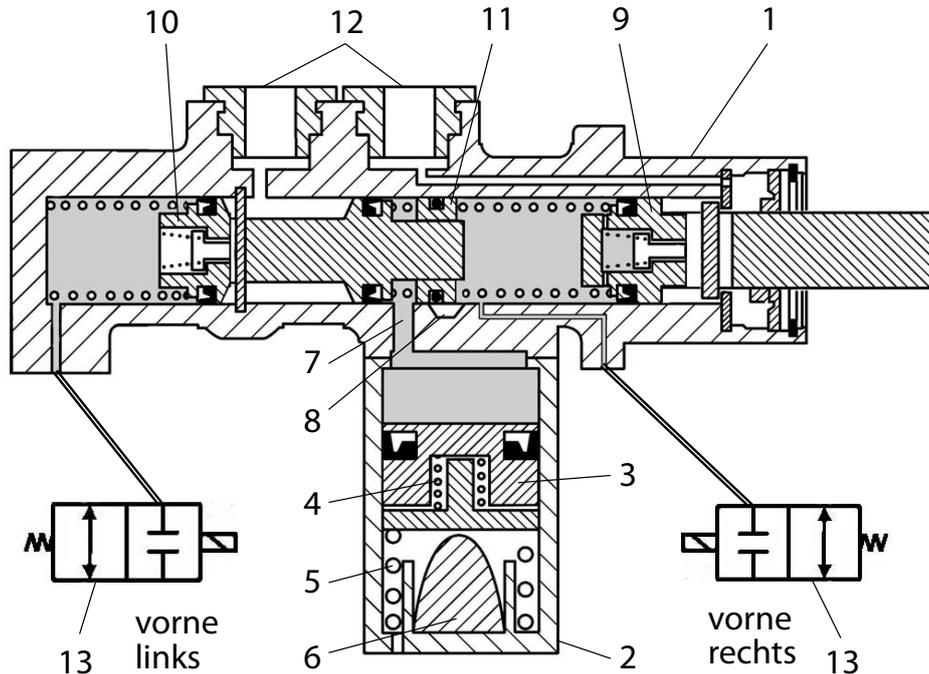


Abbildung 2.5.: Betätigungseinheit des SBC Bremssystems [21]

herstellt. Für die Erfassung des Bremswunsches ist im Gehäuse der Betätigungseinheit ein Winkelsensor verbaut (nicht dargestellt), der den Pedalweg aus der Bewegung der Druckstange ermittelt.

Im normalen Betrieb sind die beiden Ventile bestromt. Dadurch werden die Verbindungsleitungen zu den Vorderradbremzen unterbrochen, sodass der THz vom Bremssystem entkoppelt ist. Der Sekundärkolben kann sich aufgrund des geschlossenen Ventils nicht bewegen. Durch die Stellung der Kolben des THz ist der Primärkreis über den Bypass 8 und die Verbindungsleitung 7 mit dem Simulator 2 verbunden. Bei Betätigung des Bremspedals wird der mit dem Pedal verbundene Primärkolben 9 bewegt und verschiebt ein Fluidvolumen in den Simulator. Dort wird der Simulatorkolben 3 verschoben. Durch die Federkraft wird Druck im Primärkreis aufgebaut, der zur Kraftrückwirkung am Bremspedal führt. Bei hoher Betätigungskraft erhöht zusätzlich ein Puffer 6 die Pedalkraft. Die Pedalbetätigung wird vom Sensor der Betätigungseinheit erfasst und an die Regeleinheit des Bremssystems übermittelt. Eine Hydraulikeinheit, bestehend aus Hochdruckpumpe, Druckspeicher und Ventilen, ermöglicht die radindividuelle Regelung des Bremsdruckes.

Die Betätigungseinheit weist eine hydraulische Rückfallebene auf. Wird das System infolge einer Störung abgeschaltet, sind die Ventile 13 nicht bestromt. Die Verbindungen vom THz zu den Radbremsen der Vorderachse sind hergestellt, sodass eine Betätigung des Pedals zu einer direkten Betätigung der Radbremsen führt. Der Sekundärkolben 10 wird

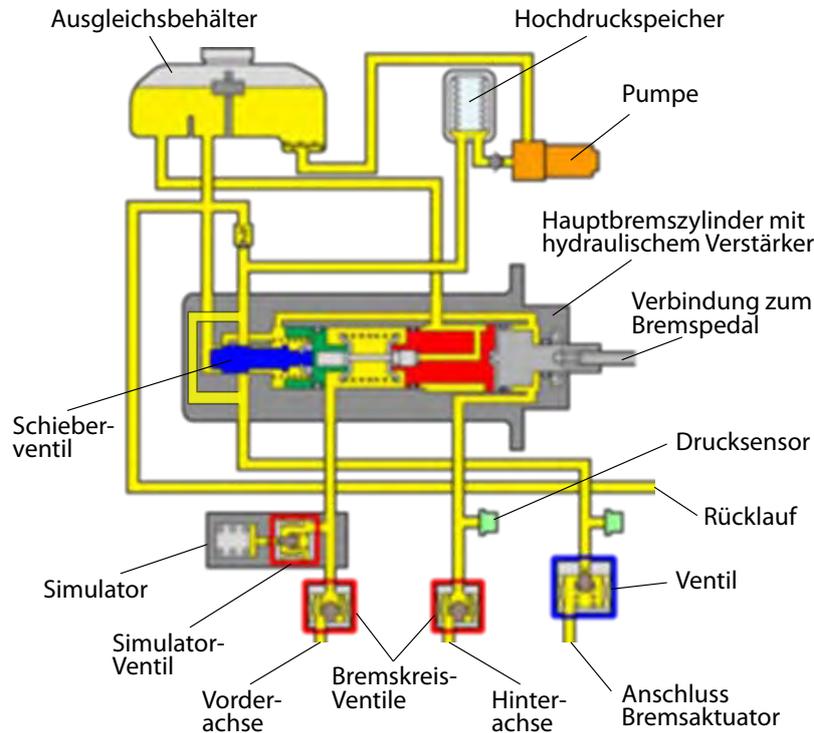


Abbildung 2.6.: Betätigungseinheit des Toyota Prius III [38]

dabei verschoben, sodass der Trennkolben 11 den Bypass 8 verschließt. Dadurch wird gewährleistet, dass kein Fluid in den Simulator verschoben wird und das gesamte Volumen zur Bremsbetätigung zur Verfügung steht.

Toyota Prius

Im Toyota Prius III wird das elektrohydraulische Bremssystem *Electronically Controlled Brake ECB* verbaut. Es handelt sich dabei um kein reines Brake-by-wire System, da je nach Betriebszustand das Bremspedal mit dem Hydraulikkreis gekoppelt ist. Um beim ausschließlich regenerativen Bremsen eine Pedalcharakteristik zu erzeugen, ist ein Simulator verbaut. Abbildung 2.6 zeigt eine schematische Darstellung der Betätigungseinheit dieses Bremssystems.

Die Betätigungseinheit weist einen Hauptbremszylinder mit hydraulischem Bremskraftverstärker auf. Der Hauptbremszylinder verstärkt die vom Fahrer aufgebrachte Pedalkraft über den Druck aus dem Hochdruckspeicher. Die beiden Ausgänge des Hauptbremszylinders führen zum Vorderachs- und zum Hinterachsbremskreis. Mit den Bremskreis-Ventilen kann die direkte Verbindung zu den Bremskreisen unterbrochen werden. Ein Bypass am Hauptbremszylinder verbindet den Hochdruckspeicher mit dem Bremsaktuators (nicht dargestellt). Der Bremsaktuators ist eine Hydraulikeinheit, die über Ventile und eine Regeleinheit den Bremsdruck an den einzelnen Rädern regelt. An der Betätigungseinheit ist ein

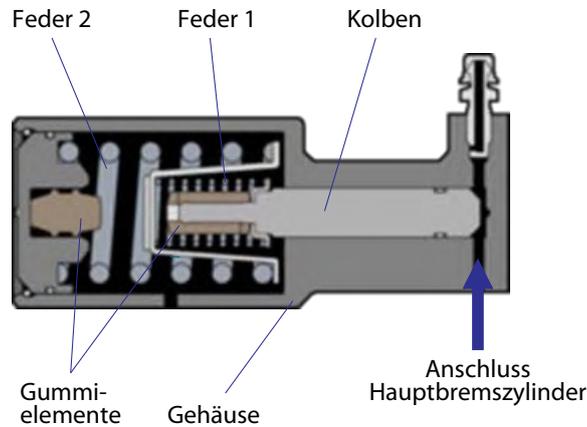


Abbildung 2.7.: Simulator des Toyota Prius III [38]

Simulator angeordnet, der über den Bremskreis der Vorderachse mit dem Hauptbremszylinder verbunden ist. Über ein Ventil kann die hydraulische Verbindung getrennt werden. Der in Abbildung 2.7 dargestellte Simulator besteht aus einem Kolben, der auf zwei in Serie geschaltete Federn wirkt. Die Federanschläge werden durch Gummielemente gedämpft.

Im normalen Betrieb ist das Simulator-Ventil geöffnet, die Bremskreis-Ventile sind geschlossen. Bei einer Betätigung des Bremspedals werden die Kolben des Hauptbremszylinders verschoben und öffnen das Schieberventil. Die Verbindung zum Hochdruckspeicher wird geöffnet, wodurch es im Hauptbremszylinder zu einer hydraulischen Verstärkung der vom Fahrer aufgebrachten Kraft kommt. Durch die Betätigung wird ein Fluidvolumen in den Simulator verschoben. Im Simulator wirkt die Kraft der Federn der Bewegung des Kolbens entgegen. Dies führt über den Hauptbremszylinder zur Krafrückwirkung am Pedal. Die Federn weisen unterschiedliche Federraten auf, wodurch eine progressive Pedalkennlinie erreicht wird. Zur Erfassung des Bremswunsches sind ein Sensor am Pedallagerbock (nicht dargestellt) und ein Drucksensor verbaut. Die Signale der Sensoren werden an die zentrale Regeleinheit des Fahrzeuges übermittelt, die den Bremsvorgang durch Betätigung der Reibungsbremsen oder des Generators regelt.

Das System weist eine hydraulische Rückfallebene auf. Zur Aktivierung dieser Rückfallebene wird die Verbindung zum Simulator durch ein Ventil getrennt. Die Verbindung zwischen Hauptbremszylinder und den Bremskreisen wird durch die Ventile in den Bremskreisen hergestellt. Eine Betätigung des Pedals führt daher zur direkten Betätigung der Radbremsen. Sofern die Pumpeneinheit intakt ist, kann beim Bremsen die vom Fahrer eingeleitete Kraft weiterhin durch den hydraulischen Verstärker im Hauptbremszylinder verstärkt werden.

2.1.3. Betätigungscharakteristik von Bremsanlagen

Allgemein

Neben der grundlegenden Anforderung der optimalen Verzögerung hat die einfache Bedienbarkeit in allen Fahr- und Umgebungszuständen besondere Bedeutung bei der Gestaltung der Bremsanlage. Dem Fahrer ist die sichere und komfortable Fahrzeugführung in unterschiedlichen Bremssituationen wie beispielsweise Normalbremsung bis zum Stillstand, Komfortbremsung zur Verringerung der Geschwindigkeit oder Notbremsung zu ermöglichen. Dies erfordert eine gezielte Abstimmung der Betätigungscharakteristik des Bremspedals, das die Schnittstelle zwischen Fahrer und Fahrzeug (Mensch-Maschine-Schnittstelle) darstellt.

Bei Betätigung einer konventionellen Bremsanlage werden mit dem aufgebauten Bremsdruck die Bremsmomente an den Rädern erzeugt, die die Fahrzeugverzögerung bewirken. Die Verzögerung ist jedoch nicht proportional vom Bremsdruck und damit von der Betätigungskraft abhängig, sondern wird wesentlich von Faktoren wie Fahrzeugbeladung, Geschwindigkeit, Bremsenzustand (Temperatur, Verschleiß), Fahrbahnbeschaffenheit und Witterung beeinflusst. Für den Fahrer stellt die Verzögerung des Fahrzeuges neben der Kraft-Weg-Kennlinie des Pedals (Pedalkennlinie) die wesentliche Rückmeldung bei einem Bremsvorgang dar. Diese Rückmeldungen vermitteln dem Fahrer eine Bremspedalgefühl, das ein wichtiges Qualitätsmerkmal von Fahrzeugen darstellt. Neben objektiv messbaren Größen wie Bedienkraft und -weg, Bremsdruck und Verzögerung spielen vor allem subjektive Eindrücke des Fahrers hinsichtlich Ansprechen und Dosierbarkeit der Bremse eine wichtige Rolle. In der Praxis erfolgt daher stets eine Abstimmung auf Basis des subjektiven Urteils von Testfahrern [12].

Die objektive Beschreibung der Betätigungscharakteristik erfolgt mit Kennungen. Dabei von Bedeutung sind die Pedalkennlinie (Pedalkraft-Pedalweg-Verlauf) und deren Zusammenhänge mit dem Bremsdruck und der Fahrzeugverzögerung. Im folgenden werden die grundlegenden Entstehung und die Verläufe der Pedal- und Verzögerungscharakteristik von konventionellen Bremssystemen beschrieben. Abbildung 2.8 zeigt die Pedal- und die Verzögerungskennlinie, die bei einem Serienfahrzeug mit konventionellem Bremssystem mit Vakuum-Bremskraftverstärker gemessen wurden. Die Pedalkennlinie weist zu Beginn eine Antrittskraft auf, die zur Betätigung der Bremse zu überwinden ist. Diese Kraft ergibt sich aufgrund der Vorspannung des Hauptbremszylinders und der Reibung im System. Bei geringem Pedalweg tritt zunächst aufgrund von Leerwegen und Lüftspielen nur ein sehr geringer Kraftanstieg auf. Nach Überfahren des Leerweges wird Druck im Hydrauliksystem aufgebaut, der zur Krafrückwirkung am Pedal führt. Die Pedalkraft steigt zunächst dabei annähernd linear an. Bei weiterer Erhöhung des Pedalweges wird die Kennlinie aufgrund des Eingriffes der elektronischen Bremskraftverteilung zunehmend progressiv. Bei einem bestimmten Pedalweg wird der Aussteuerpunkt des Vakuum-Bremskraftverstärkers erreicht. Bei überschreiten dieses Punktes liefert der Bremskraftverstärker keine weitere Unterstützung, was zur hohen Steigung der Pedalkraftkennlinie führt. Die Verzögerungskennlinie hängt über den erzeugten Bremsdruck mit der Pedalkennlinie zusammen. Die dargestellte

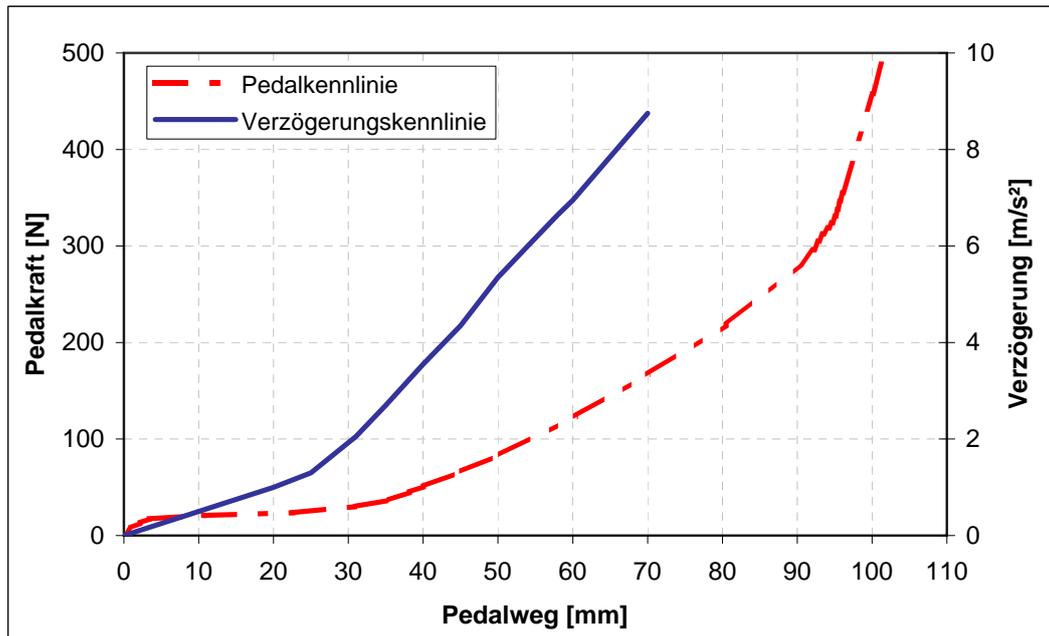


Abbildung 2.8.: Pedal- und Verzögerungskennlinie eines Serienfahrzeuges

Verzögerungskennlinie gilt nur für einen bestimmten Beladungszustand des Fahrzeuges. Sie weist zu Beginn eine geringe Steigung auf, da anfangs keine Verstärkung der Pedalkraft erfolgt. Bei überschreiten eines bestimmten Pedalweges erfolgt die Verstärkung durch den Vakuum-Bremskraftverstärker, was zur höheren Steigung der Verzögerungskennlinie führt. Zu Beginn wird dabei die Verstärkung überproportional erhöht, um Reibkräfte zu überwinden. Diese Eigenschaft des Bremskraftverstärkers wird als „Springer“ bezeichnet und beeinflusst das Ansprechverhalten der Bremse. Die Verzögerung steigt mit höher werdendem Pedalweg über einen weiten Bereich annähernd linear. Im Bereich höherer Pedalwege führt die elektronische Bremskraftverteilung zu einer geringeren Steigung. Schließlich wird die Leistungsgrenze der Bremsanlage oder die Haftgrenze der Reifen erreicht, sodass auch eine Steigerung der Betätigungskraft zu keiner weiteren Steigerung der Verzögerung führt (nicht dargestellt) [12].

Wie die dargestellten Kennlinien zeigen, wird in konventionellen Bremssystemen die Betätigungscharakteristik durch die Eigenschaften der Bremssystemkomponenten bestimmt. Insbesondere der Vakuum-Bremskraftverstärker hat wesentlichen Einfluss auf die Pedalkennlinie. Für die Optimierung der Betätigungscharakteristik ist daher eine aufwändige Abstimmung der Bremssystemkomponenten (Hauptbremszylinder, Bremskraftverstärker, Bremssättel, Reibbeläge) notwendig. In Brake-by-wire Systemen wird die Pedalkennlinie, wie in Abschnitt 2.1.2 erläutert, durch einen Bremspedalkraftsimulator erzeugt. Dies ermöglicht hohe Freiheitsgrade für die grundlegende Gestaltung der Pedalkennlinie. Der Zusammenhang mit der Fahrzeugverzögerung wird durch die Regeleinheit hergestellt, die

dem jeweiligen Pedalweg bzw. der Pedalkraft einen Bremsdruck oder eine Verzögerung zuordnet. Die Betätigungscharakteristik kann daher weitgehend durch Software-Maßnahmen verändert werden. Weiters kann eine variable Zuordnung der Fahrzeugverzögerung zu einer bestimmten Betätigungskraft bzw. einem Betätigungsweg erfolgen, sodass eine Anpassung beispielsweise an die Geschwindigkeit, die Beladung oder die Bremsituation möglich ist. Dadurch kann eine adaptive Pedalcharakteristik erzeugt werden, die den Fahrer in seiner Regelaufgabe optimal unterstützt.

Bremspedalkennlinie

In der Fachliteratur werden zahlreiche Forschungsarbeiten zur Optimierung des Bremspedalgeföhles angeführt. Dennoch herrscht kein Konsens über die optimale Gestaltung der Betätigungscharakteristik. Dies ist einerseits auf die komplexen Zusammenhänge zurückzuführen, da das Bremspedalgeföhle neben den Eigenschaften der Bremssystemkomponenten auch von weiteren Faktoren wie beispielsweise die Fahrerumgebung beeinflusst wird. Zum anderen wird die Bremscharakteristik von den Fahrzeugherstellern gezielt als Differenzierungsmerkmal genutzt. Ein vollständiger Überblick würde daher den Rahmen dieser Arbeit übersteigen. Da mit dem zu entwickelnden Bremspedalkraftsimulator die Pedalkennlinie in einem Brake-by-wire System erzeugt werden soll, werden im folgenden Abschnitt Ergebnisse von Forschungsarbeiten angeführt, die sich mit der Gestaltung der Pedalkennlinie auseinandersetzen.

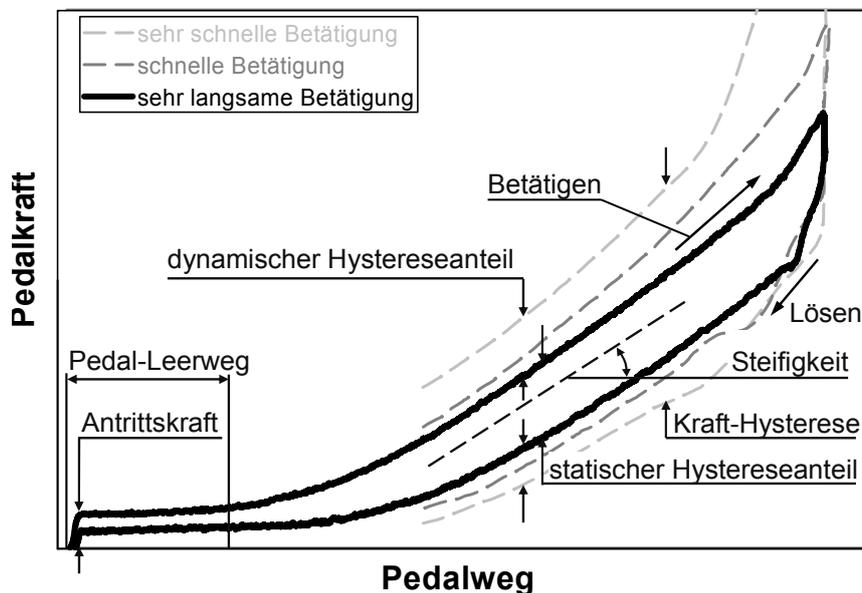


Abbildung 2.9.: Parameter zur Beschreibung der Pedalkennlinie, modifiziert nach [34]

Abbildung 2.9 zeigt wichtige Parameter zur Beschreibung der Bremspedalkennlinie. Bei der Betätigung ist zunächst die Antrittskraft aufzubringen, um eine Bewegung des Bremspedals zu bewirken. Anfangs weist die Kennlinie einen sehr geringen Kraftanstieg auf. Dieser Bereich wird durch den Leerweg beschrieben. Wie bereits im vorigen Abschnitt beschrieben, ergibt sich in konventionellen Bremssystemen grundsätzlich ein progressiver Verlauf der Pedalkennlinie. Weiters tritt zwischen Betätigen und Lösen eine Hysterese auf. Dabei kann zwischen einer statischen und einer dynamischen Kraft-Hysterese unterschieden werden. Bei sehr langsamer Betätigung können die hydraulischen Verluste vernachlässigt werden. Die auftretende mechanische Reibung im System verursacht die statische Hysterese. Mit zunehmender Betätigungsgeschwindigkeit des Pedals treten zusätzlich Strömungsverluste auf, die die dynamische Kraft-Hysterese verursachen. Diese Effekte bewirken eine von der Betätigungsgeschwindigkeit abhängige Dämpfung des Pedals.

Für die Gestaltung der Bremspedalkennlinie sind grundsätzlich die gesetzlichen Rahmenbedingungen zu berücksichtigen. Zusammenfassend gilt, dass die Bremsanlage so ausgelegt sein muss, dass bei einer maximalen Pedalkraft von 500N eine theoretische Abbremsung³ von $z = 1$ erzielt wird, wobei der Pedalweg von 150mm nicht überschritten werden darf [29]. Für den praktischen Betrieb bedeuten diese Vorgaben einen viel zu hohen Kraftaufwand. Bremsanlagen werden daher für weit geringere Bedienkräfte ausgelegt, sodass im normalen Betrieb auch bei einer Vollbremsung eine Pedalkraft von ca. 250N ausreicht [5][29]. Ein progressiver Verlauf der Pedalkennlinie ermöglicht eine Dosierung der Bremsanlage über den Pedalweg und über die Pedalkraft. Da dies der menschlichen Konstitution entgegen kommt, ist ein derartiger Verlauf anzustreben [5].

In [23] wird die Optimierung der Kraft-Weg-Charakteristik des Bremspedals hinsichtlich guter Dosierbarkeit, kurzer Schwelldauer und Vermeidung von Überschwingen beim schnellen Anbremsen beschrieben. Dazu werden Fahrversuche mit verschiedenen Bremsmanövern durchgeführt, in denen unabhängig vom restlichen Bremssystem zwischen fünf unterschiedlichen Pedalkennlinien umgeschaltet wird. Diese Kennlinien unterscheiden sich besonders hinsichtlich der Steifigkeit. Bei einer Betätigungskraft von 400N liegen die maximalen Pedalwege im Bereich von ca. 20mm bis ca. 140mm. Die Pedalkennlinien werden von den Testpersonen subjektiv beurteilt und die objektiven Messergebnisse ausgewertet. Als Ergebnis wird aus den fünf Pedalkennlinien die mittlere Kennlinie als optimale Kraft-Weg-Charakteristik für das Bremspedal vorgeschlagen. Diese Kennlinie zeigt Abbildung 2.10. Weiters wird als optimale Pedalkennlinie für Fahrzeuge mit ABS eine stark progressive Pedalkennlinie vorgeschlagen. Für gute Dosierbarkeit bei den am häufigsten vorkommenden kleinen und mittleren Abbremsungen soll eine möglichst weiche Charakteristik (geringe Steifigkeit, großer Pedalweg) vorliegen, für schnelles Ansprechen bei Notbremsungen soll die Charakteristik möglichst hart (hohe Steifigkeit, kleiner Pedalweg) sein. Weiters wird angeregt, den Pedalweg der Kennlinie in Abhängigkeit von der Betätigungsgeschwindigkeit zu verändern, um bei schneller Betätigung einen kürzeren Pedalweg zu erzielen.

³Die Abbremsung z ist eine dimensionslose Größe, die die Verzögerung bezogen auf die Erdbeschleunigung g angibt.

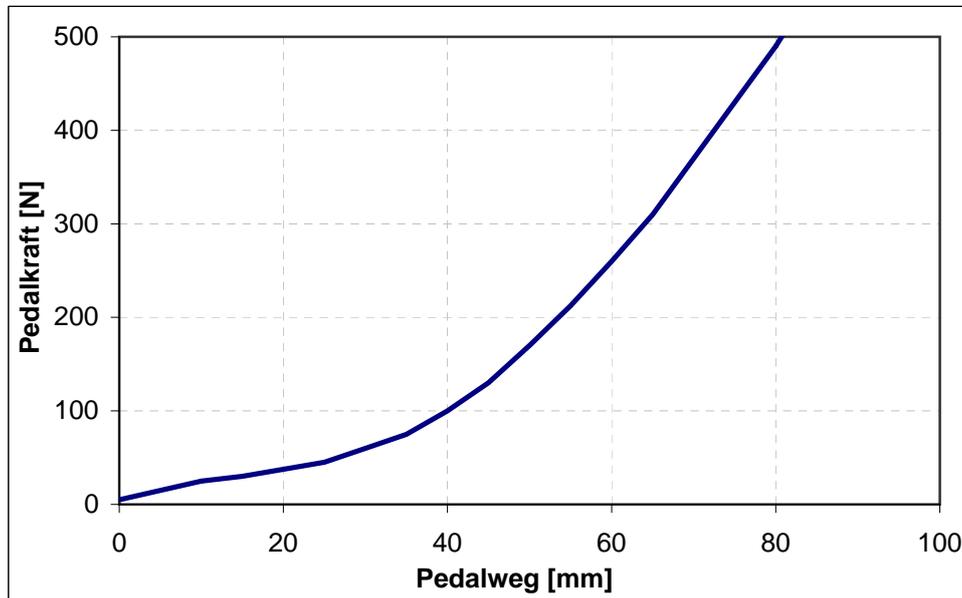


Abbildung 2.10.: Optimale Pedalkennlinie nach [23]

Vergleichende Untersuchungen zwischen einem konventionellen Bremssystem und einem Brake-by-wire System werden in [37] vorgestellt. Dabei werden mit Versuchspersonen vergleichende Fahrversuche mit zwei identischen Fahrzeugen durchgeführt. Ein Fahrzeug ist dabei mit einer konventionellen Bremsanlage ausgestattet, im anderen Fahrzeug ist ein von der Firma *TRW* entwickeltes elektrohydraulisches Bremssystem verbaut. Das Fahrzeug mit dem konventionellen Bremssystem weist ein Pedalgefühl auf, das als sehr gut beurteilt wird. Die Pedalkennlinie des EHB, in Abbildung 2.11 weist im Vergleich dazu einen deutlich geringeren Pedalweg auf. Von den Versuchspersonen sind mit beiden Fahrzeugen verschiedene Bremsaufgaben wie Zielbremsungen bei unterschiedlichen Reibwerten und Notbremsungen auszuführen. Anschließend erfolgt eine subjektive Beurteilung durch die Versuchspersonen. Weiters wird versucht, einen Zusammenhang zwischen den Beurteilungsergebnissen und objektiven Messergebnissen herzustellen. Wie das Ergebnis der Untersuchung zeigt, wird die Pedalkennlinie des EHB hinsichtlich Kraftniveau und Pedalweglänge besser beurteilt als das konventionelle System. Trotz des geringeren Pedalweges wird die Dosierbarkeit beim EHB als besser beurteilt. Auch hinsichtlich des Pedalkomforts wird das EHB besser beurteilt, was neben der unterschiedlichen Druckaufbaucharakteristik auch auf die Kraftcharakteristik zurückgeführt wird.

Versuche mit Fahrzeugen mit veränderlicher Pedalcharakteristik beschreibt [35]. Dabei wird ein hydraulischer Aktuator zur Simulation unterschiedlicher Bremspedalcharakteristiken verbaut. Mit diesen Fahrzeugen werden unterschiedliche Fahrversuche zur Untersuchung des Betätigungs- und Bremsverhaltens durchgeführt. Es werden Auslegungsempfehlungen für die Pedal- und Bremsencharakteristik angegeben, die in Tabelle 2.1 dargestellt sind.

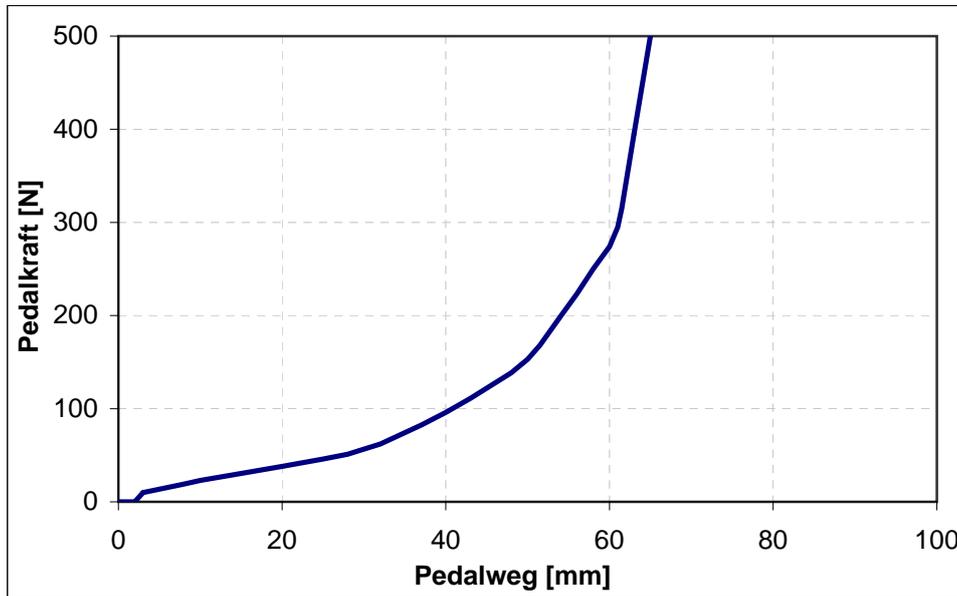


Abbildung 2.11.: Pedalkennlinie des elektrohydraulischen Bremssystems von TRW [37]

Kriterium	Auslegungsempfehlung/Dimension
Antrittskraft	12N ... 18N; bei langsamen Fahrgeschwindigkeiten sind niedrige Werte gewünscht
Pedalkraft-Pedalweg-Verlauf	Zusammengesetzt aus flachem und progressivem Abschnitt; tendenziell „weiche“ Pedalcharakteristik
Statische Kraft-Hysterese	$\pm 5N$; mit zunehmender Pedalkraft asymptotisch ansteigend
Dynamische Kraft-Hysterese	Dämpfungskoeffizient kann konstant bleiben; nur so groß wählen, dass sich die Gesamt-Kraft-Hysterese bei Komfortbremsungen dynamisch nicht nennenswert vergrößert; mit linearem Dämpfungskoeffizient von $0,045N/(mm/s)$ wurden gute Ergebnisse erzielt
Bremsdruck-Pedalkraft-Verlauf	Im unteren Druckbereich flach ansteigend; Beginn des Druckanstiegs sollte im flachen Bereich des Kraft-Weg-Verlaufs liegen; hinsichtlich Pedal-Be- und -Entlastung gemittelte Bremswirkung von zirka $db/dF = 0,090 \dots 0,095 m/s^2/N$ †
Ansprechweg (Pedalweg, bei dem erstmalig Bremsdruck anliegt)	Bei sehr geringen Fahrzeuggeschwindigkeiten (zum Beispiel Parkieren): sehr gering
Fahrzeugverzögerung-Pedalkraft-Verlauf	hohe Bremswirkung (großer Gradient db/dF †)

†Fahrzeugverzögerung b in m/s^2 ; Pedalkraft F in N

Tabelle 2.1.: Auslegungsempfehlungen für die Pedal- und Bremsencharakteristik nach [35]

2.2. Systemdefinition

In diesem Abschnitt werden zuerst die technischen Rahmenbedingungen und Anforderungen für die Entwicklung des Bremspedalkraftsimulators definiert. Anschließend erfolgt die Definition der angestrebten Pedalkennlinie.

2.2.1. Entwicklungsvorgaben

Bremssystem

Der Bremspedalkraftsimulator soll grundsätzlich in Hybrid- und Elektrofahrzeugen eingesetzt werden, in denen durch Entkoppelung der Bremsbetätigung von der Bremskrafterzeugung Rekuperation ermöglicht wird. Hauptaufgaben des Pedalkraftsimulators sind dabei die Erzeugung der für den Fahrer wahrnehmbaren Pedalrückwirkungskraft und die Erfassung des Fahrerwunsches für das Steuergerät des Bremssystems.

Als Vorgabe für die Entwicklung gilt, dass ein elektrohydraulisches Brake-by-wire System (siehe Abschnitt 2.1.1) vorliegt. Im Besonderen ist festgelegt, dass in diesem Bremssystem der von MSF entwickelte *Powerboost* verbaut ist. Dabei handelt es sich um einen elektromechanischen Aktuator, der den Hauptbremszylinder betätigt und dadurch den Bremsdruck aufbaut. Ein wichtiges Entwicklungsziel für den Pedalkraftsimulator stellt daher die Kompatibilität zum Powerboost dar. Dennoch ist die Entwicklung einer eigenständigen Einheit anzustreben, die auch zu elektrohydraulischen Brake-by-wire Systemen kompatibel ist, in denen der Hydraulikdruck durch eine Hydraulikpumpe oder ein Plungersystem (siehe Abschnitt 2.1.1) aufgebaut wird. Aus Sicherheitsgründen muss der Pedalkraftsimulator eine Strategie bei Systemausfall aufweisen. Diese Rückfallebene ermöglicht dem Fahrer bei Ausfall der Energieversorgung das Abbremsen des Fahrzeuges durch Betätigung des Reibungsbremssystems. Dabei sind die gesetzlichen Vorschriften insbesondere hinsichtlich der Mindestverzögerung zu erfüllen und es sollen möglichst geringe Sicherheits-, Komfort- und Performanceeinbußen gegenüber dem normalen Betrieb auftreten. Voraussetzung für die Rückfallebene ist, dass im hydraulischen Teil des Bremssystems ein Bremszylinder zur Verfügung steht, mit dem die Betätigung der Hydraulikkreise des Reibungsbremssystems erfolgen kann.

Konstruktive Anforderungen

Die Krafterrückwirkung am Bremspedal soll durch Federelemente erzeugt werden. Die Pedalkennlinie ist dadurch fest vorgegeben und kann im Betrieb nicht verändert werden, die Systemkomplexität gegenüber Systemen mit aktiver Beeinflussung der statischen Pedalkennlinie ist dadurch wesentlich geringer. Eine Beeinflussung der Pedalcharakteristik kann - wie in Abschnitt 2.1.3 beschrieben - durch Softwaremaßnahmen erfolgen. Die Vorteile von Federn sind Robustheit im Betrieb, niedrige Kosten, weitgehende Unabhängigkeit von Umwelteinflüssen und kein Fremdenergiebedarf, sodass ein sehr geringes Systemausfallrisiko erreicht wird.

Als Entwicklungsgrundlage hinsichtlich Fahrzeugintegration und Bremsauslegung dienen Versuchsfahrzeuge der Marke BMW, Type X3, Baureihen E83 und E90. Diese Fahrzeuge sind auf Brake-by-wire Systeme mit Powerboost umgerüstet, wobei der Vakuum-Bremskraftverstärker entfällt. Für die Konstruktion sind die Geometriedaten des Versuchsfahrzeuges BMW E83 heranzuziehen und der Bremspedalkraftsimulator so zu gestalten, dass er im frei werdenden Bauraum untergebracht und an der Spritzwand verbaut werden kann. Generell soll der Pedalkraftsimulator durch seinen Aufbau ein einfaches Packaging und den universellen Einsatz in den Fahrzeugen unterschiedlicher OEMs ermöglichen. Hierfür ist geringe Baugröße anzustreben. Aufgrund der Einbauposition an der Spritzwand ist die gesamte Einheit auf einen Umgebungstemperaturbereich von -40 bis $+80^{\circ}\text{C}$ auszulegen. Um die Fertigungskosten für den Prototypen möglichst gering zu halten, soll auf einen möglichst einfachen Aufbau mit geringer Teilekomplexität geachtet werden. Bei der Bauteilauswahl sind Komponenten zu bevorzugen die bereits in automotiven Anwendungen erprobt sind. Das Messprinzip für die Erfassung des Fahrerbremswunsches ist festzulegen und die dafür notwendigen Sensoren sind nach Möglichkeit in den Bremspedalkraftsimulator zu integrieren.

Schnittstellen für die Integration in das Fahrzeug

Mechanische Schnittstellen:

Die Einbauposition ist an der Spritzwand des Fahrzeuges. Die Anbindung an das Bremspedal zur Übertragung von Pedalweg und -kraft erfolgt wie in konventionellen Bremssystemen über eine Pedalstange. Für die Rückfallebene ist zur Betätigung des Bremssystems ein Bremszylinder vorhanden. Die Schnittstelle zum Hauptbremszylinder stellt der Powerboost dar.

Elektrische Schnittstellen:

Die elektrischen und elektronischen Schnittstellen am Fahrzeug bildet das Bremssteuerggerät. Für die Energieversorgung ist eine elektrische Schnittstelle notwendig, für die Bremswunscherfassung sind je nach Sensorausführung elektrische oder elektronische Schnittstelle notwendig. Daneben können für Zusatzfunktionen, wie beispielsweise eine Diagnosefunktion, weitere Schnittstellen erforderlich sein. Die Gestaltung dieser Schnittstellen erfolgt im Zuge der Entwicklung, wobei Kompatibilität zu Bremssteuerggeräten verschiedener Hersteller anzustreben ist.

2.2.2. Definition der angestrebten Pedalkennlinie

Pedalkennlinie für die Prototypentwicklung

Wie im vorigen Abschnitt festgelegt, erfolgt die Entwicklung auf Basis der Versuchsfahrzeuge BMW E83 und E90. Für diese Fahrzeuge ist das Bremspedalgefühl des konventionellen Bremssystems bekannt. Die zur Beschreibung des Pedalgeföhls notwendigen Kenngrößen wie Verzögerungskennlinien und Pedaldiagramme (Kraft-Weg-Kennlinie, Druck-Weg-Kennlinie) sind bekannt oder können gemessen werden. Da die Abstimmung des Brake-by-

wire Systems hohe Freiheitsgrade bietet, ist es bei der Entwicklung zweckmäßig, zunächst eine Abstimmung auf Basis der Daten der konventionellen Bremssysteme durchzuführen. Anschließend kann aufbauend auf die Basisabstimmung die Optimierung des Bremssystems erfolgen.

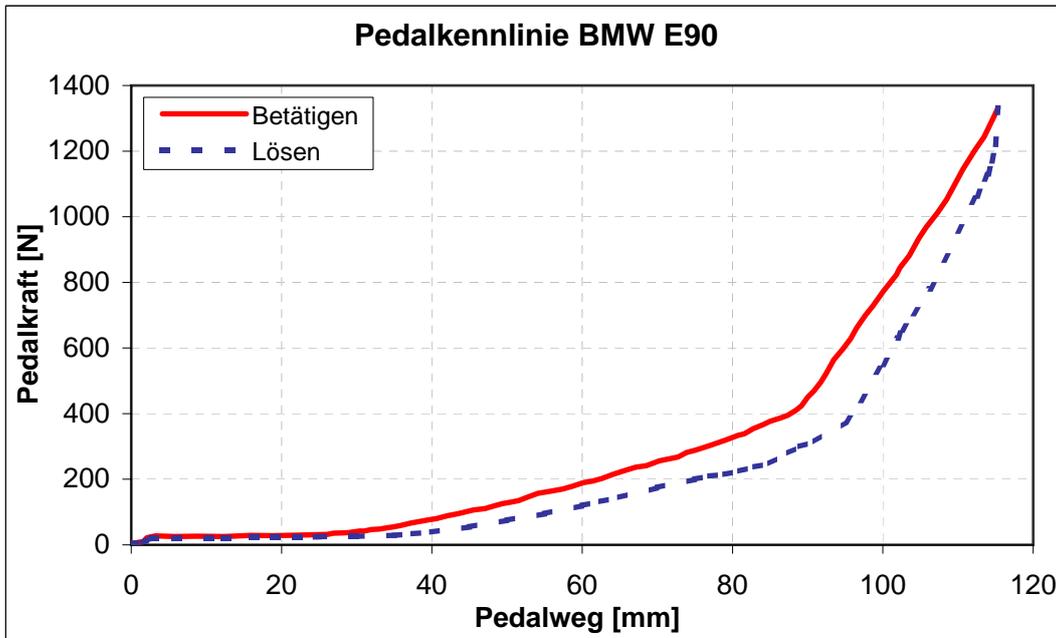


Abbildung 2.12.: Bremspedalkennlinie BMW E90

Als Entwicklungsgrundlage für den Pedalkraftsimulator dient daher die in Abbildung 2.12 dargestellte Pedalkennlinie des BMW E90, die von MSF gemessen wurde. Dabei wurden die Pedalkraft und der Pedalweg bei einem gesamten Betätigungs- und Lösevorgang, beginnend bei der Grundstellung des Pedals, gemessen. Die Messung wurde mit einer mittleren Pedalgeschwindigkeit von ca. 15mm/s beim Betätigen und ca. 75mm/s beim Lösen durchgeführt. Wie die Abbildung zeigt, tritt zwischen Betätigen und Lösen eine Hysterese auf, siehe Abschnitt 2.1.3. Aufgrund der geringen Geschwindigkeit beim Betätigen können hydraulische Einflüsse ausgeschlossen werden. Die Pedalkennlinie beim Betätigen stellt daher die statische Kennlinie dar, die mit den Federelementen des Bremspedalkraftsimulators nachgebildet werden soll. Dabei soll grundsätzlich eine möglichst geringe Hysterese erzielt werden. Die gemessene Hysterese weist aufgrund der höheren Strömungsgeschwindigkeit auch einen dynamischen Hystereseanteil auf, sie dient daher lediglich als Richtwert für die Entwicklung.

Pedalkennlinie für die Konzepterprobung

Zum Zeitpunkt der Durchführung der Konzepterprobung lagen noch keine Angaben über die Pedalkennlinie der Versuchsfahrzeuge vor. Um die Konzepterprobung auf Basis einer

2. Problemanalyse

sinnvollen Grundlage durchzuführen, wird eine Vorgabekennlinie aufbauend auf den in Abschnitt 2.1.3 beschriebenen Gestaltungsvorschlägen definiert. Wie ein Vergleich der in den Abbildungen 2.10 und 2.11 dargestellten Pedalkennlinien zeigt, sind diese Kennlinie über einen weiten Bereich nahezu deckungsgleich. Für die Konzepterprobung wird daher die in Abbildung 2.11 dargestellt Kennlinie eines elektrohydraulischen Bremssystems als Vorgabe gewählt.

3. Konzeption des Bremspedalkraftsimulators

3.1. Konzepte

Für die Darstellung des Bremspedalkraftsimulators wurden von MSF zwei unterschiedliche Konzepte erarbeitet, die die Grundlage für diese Arbeit bilden. In den folgenden Abschnitten werden beide Konzepte erläutert. Anschließend erfolgt die mittels Bewertung die Auswahl des besser geeigneten Konzeptes für die weitere Entwicklung des Prototypen.

3.1.1. Elektrohydraulisches Konzept

Aufbau

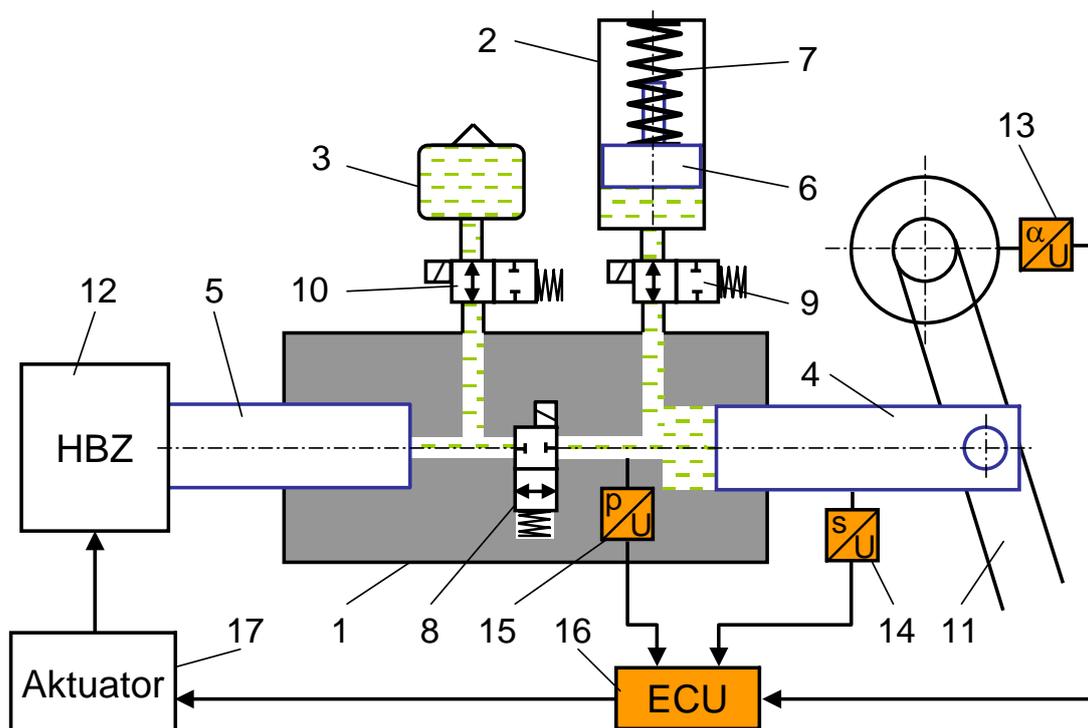


Abbildung 3.1.: Elektrohydraulisches Konzept

Beim elektrohydraulischen Konzept in Abbildung 3.1 besteht der Pedalkraftsimulator

aus dem Gehäuse 1, der Simulationseinheit 2, einem Flüssigkeitsbehälter 3 für das Hydraulikmedium (strichliert dargestellt) und den drei Schaltventilen 8, 9, 10. Im Gehäuse sind zwei Zylinderbohrungen mit jeweils einem Hydraulikkolben angebracht. Der Pedalkolben 4 ist mechanisch mit dem Bremspedal 11 verbunden. Der Durchtriebskolben 5 ist mechanisch mit dem Hauptbremszylinder 12 des hydraulischen Fahrzeugbremsystems verbunden. In der Simulationseinheit 2 befindet sich eine Zylinderbohrung, die den Simulatorkolben 6 aufnimmt. Der Simulatorkolben 6 stützt sich über ein Federelement 7 am Gehäuse der Simulationseinheit 2 ab. Dieses Federelement dient der Erzeugung der statischen Pedalkennlinie und kann aus einer oder mehreren Einzelfedern bestehen. Die Kammern der Hydraulikzylinder und des Flüssigkeitsbehälters sind über Hydraulikleitungen und Ventile miteinander verbunden. Das Durchtriebsventil 8 ist als stromlos offenes Ventil (NO) ausgeführt, das Simulatorventil 9 und das Behälterventil 10 als stromlos geschlossenes Ventil (NC). Die Hydraulikzylinder und der Flüssigkeitsbehälter sind mit einem Hydraulikmedium befüllt.

Über einen Winkelsensor 13 am Bremspedal oder einen Wegsensor 14 am Pedalkolben 4 wird die Bremspedalstellung ermittelt und an das Bremssteuergerät (ECU) 16 übermittelt. Im Bremssteuergerät wird daraus der Bremswunsch des Fahrers abgeleitet. Optional bietet sich bei diesem Konzept die Möglichkeit, durch einen Drucksensor 15 den Hydraulikdruck am Pedalkolben 4 zu messen. Aus dem Druck kann die Betätigungskraft als Maß für den Bremswunsch des Fahrers ermittelt werden.

Funktionsweise

Normalbetriebsmodus

Im Normalbetrieb, wie in Abbildung 3.1 dargestellt, sind die drei Ventile 8, 9 und 10 bestromt. Das Durchtriebsventil 8 trennt die Verbindung vom Pedalkolben 4 zum Durchtriebskolben 5. Das Simulatorventil 9 öffnet die Verbindung vom Pedalkolben 4 zum Simulatorkolben 6, das Behälterventil 10 stellt die Verbindung vom Flüssigkeitsbehälter 3 zum Durchtriebskolben 5 her. Bei Betätigung des Bremspedals 11 wird der Pedalkolben 4 translatorisch in seiner Zylinderbohrung bewegt. Durch das verdrängte Flüssigkeitsvolumen wird der Simulatorkolben 6 bewegt. Das Federelement 7 erzeugt entsprechend seiner Dimensionierung eine vom Verfahrensweg abhängige Kraft auf den Simulatorkolben 6. Dadurch wird Druck im Hydrauliksystem aufgebaut. Der Hydraulikdruck führt über den Pedalkolben 4 zu der für den Fahrer spürbaren Krafrückwirkung am Bremspedal 11. Beim Lösen des Bremspedals verringert sich der Hydraulikdruck, die Feder 7 führt zur Rückstellung des Simulatorkolbens 6. Durch das verdrängte Fluidvolumen wird der Pedalkolben und damit das Bremspedal wieder in die Ausgangsstellung gebracht.

Durch die Sensoren 13, 14 oder 15 wird der Bremswunsch des Fahrers erfasst und ein Signal an das Bremssteuergerät 16 des Fahrzeuges übermittelt. Der Bremsvorgang kann durch Rekuperation oder durch Betätigung des Reibungsbremssystems erfolgen. Erfolgt die Abbremsung ausschließlich durch Rekuperation, wird der Durchtriebskolben 5 nicht bewegt. Ist die Betätigung des Reibungsbremssystems notwendig, kann je nach Bauweise des Bremskrafterzeugers eine Bewegung des Durchtriebskolbens erfolgen. Bei der Bremskrafterzeugung durch den Powerboost (Aktuator 17) wird der Hauptbremszylinder elek-

3. Konzeption des Bremspedalkraftsimulators

tromechanisch betätigt. Aufgrund der mechanischen Verbindung von Durchtriebskolben und Hauptbremszylinder erfährt der Durchtriebskolben eine translatorische Bewegung und saugt über das geöffnete Behälterventil 10 Hydraulikfluid aus dem Flüssigkeitsbehälter 3 nach. Beim Lösen wird der Durchtriebskolben 5 vom Hauptbremszylinder wieder in seine Ausgangsstellung gebracht und Hydraulikfluid in den Flüssigkeitsbehälter 3 zurückverschoben. Erfolgt die Bremsdruckerzeugung durch eine Hydraulikpumpe oder ein Plungersystem, wird der Durchtriebskolben 5 nicht bewegt.

Fail-safe Modus

Das Konzept weist eine mechanisch-hydraulische Rückfallebene auf, die ein direktes Betä-

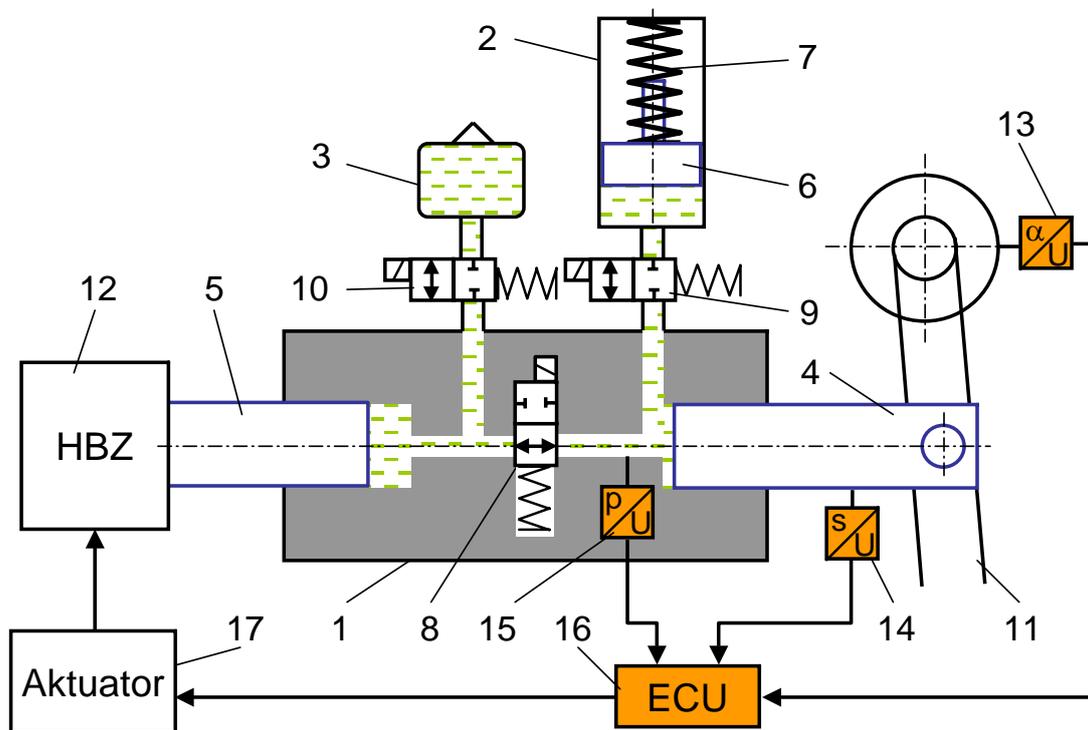


Abbildung 3.2.: Fail-safe Modus des elektrohydraulischen Konzeptes

tigen des Reibungsbremssystems bei fehlender Stromversorgung ermöglicht. Diese Rückfallebene, in weiterer Folge als *Fail-safe Modus* bezeichnet, wird bei abgestelltem Fahrzeug oder Unterbrechung der Stromversorgung automatisch hergestellt. Auch kann eine gezielte Aktivierung des Fail-safe Modus notwendig sein, wenn ein Fehler in einer Komponente des Bremssystems erkannt wird. Werden die Schaltventile 8, 9 und 10 nicht bestromt, befinden sie sich in ihren Grundstellungen, wie in Abbildung 3.2 dargestellt. Die Verbindungsleitung vom Pedalkolben 4 zum Durchtriebskolben 5 ist damit geöffnet und eine mechanisch-hydraulische Verbindung vom Bremspedal zum Hauptbremszylinder hergestellt. Die Ventile 9 und 10 trennen die Verbindungen zur Simulationseinheit 2 und zum Flüssigkeitsbehälter 3. Bei Betätigung des Bremspedals wird daher Hydraulikfluid vom Pedalkolben 4 zum

Durchtriebskolben 5 verdrängt und ermöglicht die direkte Betätigung des Reibungsbremssystems über den Hauptbremszylinder. Ist die Funktion des Bremskrafterzeugers gegeben, kann das Bremssystem als Hilfskraftanlage mit Verstärkung betrieben werden. Bei Ausfall des Bremskrafterzeugers erfolgt der Bremsvorgang alleine durch die Betätigungskraft des Fahrers, es liegt dann eine reine Muskelkraftanlage vor. Ist die Erfassung des Bremswunsches über die Sensoren weiterhin möglich, kann je nach Betriebsstrategie des Steuergerätes eine Unterstützung des Bremsvorganges durch Rekuperation erfolgen.

Konzepteigenschaften

Die statische Pedalkennlinie wird durch die Federkennlinie des Federelementes 7 bestimmt. Zusätzlich bietet dieses Konzept die Möglichkeit, durch die Hydraulik eine Dämpfung des Bremspedals aufzubringen und die Pedalcharakteristik dadurch gezielt zu beeinflussen. Die Nachbildung der Pedalcharakteristik von konventionellen hydraulischen Bremssystemen soll damit erleichtert werden.

Wesentlicher Vorteil dieses Konzeptes ist, dass im Fail-Safe-Modus kein Leerweg überwunden werden muss, um das Bremssystem zu betätigen. Über den gesamten Pedalweg kann Kraft auf die Bremsen übertragen werden. Durch unterschiedliche Durchmesser von Pedalkolben und Durchtriebskolben kann eine zusätzliche Verstärkung der vom Fahrer aufgebrachten Pedalkraft erreicht werden. Die notwendigen Betätigungskräfte können daher gering bleiben, sodass ein hohes Sicherheits- und Komfortniveau geboten werden kann.

Wie in der Funktionsbeschreibung dargestellt, müssen die Ventile lediglich eine Auf/Zu-Schaltfunktion erfüllen und können deshalb als Sitzventile ausgeführt werden. Solche Ventile sind unempfindlich gegen Medium und Verschmutzung und daher funktions sicher. Sie weisen kurze Schaltzeiten auf, sind für hohen Druck geeignet, aber benötigen hohe Betätigungskräfte [33]. Durch die kurzen Schaltzeiten ist das System sehr schnell betriebsbereit, ebenso kann sehr schnell in den Fail-Safe-Modus umgeschaltet werden. Nachteilig an diesem Konzept ist die im Betrieb erforderliche dauernde Bestromung der drei Ventile und der damit verbundene Dauerenergiebedarf. Aufgrund der kurzen Schaltzeiten der Ventile ist eine Betriebsstrategie denkbar, in der der Pedalkraftsimulator nicht dauernd bestromt wird. Sobald von den Sensoren eine Betätigung des Bremspedals erkannt wird, erfolgt das Umschalten in den Normalbetriebsmodus durch Bestromen der Ventile, sodass eine deutliche Senkung des Energiebedarfs erreicht wird.

Wichtig für die einwandfreie Funktion mit hoher Ausfallsicherheit ist bei diesem Konzept eine zuverlässige Ansteuerung der Ventile, das Auftreten von Fehlschaltungen muss vermieden werden. Zur Fehlererkennung kann eine Diagnosefunktion integriert werden. Wie bereits erwähnt kann die Erfassung des Bremswunsches neben einer Weg- oder Winkelmessung auch über die Messung des Hydraulikdruckes erfolgen. Werden Pedalweg/Pedalwinkel und Hydraulikdruck parallel gemessen, kann durch eine Plausibilitätsprüfung eine Fehlerdiagnose erfolgen. Dadurch können Fehlschaltungen der Ventile oder Leckagen erkannt werden. Eine zuverlässige Diagnosefunktion ist dadurch kostengünstig darstellbar.

Das elektrohydraulische Konzept bietet die Möglichkeit der Integration eines passiven Sicherheitssystems ¹. Wie in Abschnitt 2.1.1 erwähnt, stellt das Bremspedal bei Frontalzusammenstößen eine Verletzungsquelle für die unteren Extremitäten des Fahrers dar. Kommt es zu einem Frontalzusammenstoß, kann über ein passives Sicherheitssystem die Stromversorgung des Pedalkraftsimulators unterbrochen werden. Dadurch wird der Fail-Safe-Modus aktiviert und die mechanisch-hydraulische Verbindung zwischen Hauptbremszylinder und Bremspedal hergestellt. Erfolgt anschließend durch das Sicherheitssystem eine Betätigung des Hauptbremszylinders, wird das Bremspedal vom Fahrer weggezogen. Der zur Verfügung stehende Fussraum wird dadurch vergrößert, sodass die Verletzungsgefahr verringert werden soll. Eine weitere Möglichkeit zur Erhöhung der Crash-Sicherheit stellt im Falle eines Frontalaufpralles die Bestromung der Ventile 8 und 10 dar. Dadurch wird eine hydraulische Verbindung vom Pedalkolben 4 zum Flüssigkeitsbehälter 3 hergestellt, sodass das Bremspedal mit geringem Widerstand bewegt werden kann. Wird der Pedalkraftsimulator durch den Aufprall zum Fahrer verschoben, so überträgt das Bremspedal nur eine geringe Kraft auf den Fahrer, wodurch das Verletzungsrisiko verringert werden soll.

3.1.2. Elektromechanisches Konzept

Aufbau

Abbildung 3.1 zeigt den Aufbau des elektromechanischen Konzeptes. Im Gehäuse 1 ist eine Gewindespindel 2 mit einer außenverzahnten Mutter 3 gelagert. Die Gewindespindel kann sich nur translatorisch in Achsrichtung bewegen, eine Verdrehung ist nicht möglich. Das Gewinde der Spindel ist nicht selbsthemmend ausgeführt, eine axiale Verschiebung der Spindel führt zu einer Drehbewegung der Mutter 3. Zwischen Gehäuse und Stirnseite der Gewindespindel ist eine Rückstellfeder 7 mit niedriger Federrate angeordnet. An der gegenüberliegenden Stirnseite liegt die Simulationseinheit 4 an. Die Simulationseinheit beinhaltet ein Federelement 5, bestehend aus einer oder mehreren Einzelfedern, zur Erzeugung der statischen Pedalkennlinie. Über die Pedalstange 6 wird die mechanische Verbindung vom Bremspedal 12 zum Federelement hergestellt. Über eine weitere mit dem Bremspedal verbundene Pedalstange 13 kann der Hauptbremszylinder 14 betätigt werden, wenn das Spiel s überwunden ist. An der Mutter 3 ist eine Sperrvorrichtung 8, bestehend aus Elektromagnet 9, Sperrstift 10 und Zugfeder 11, angebracht. Der Sperrstift kann vom Elektromagneten in axialer Richtung entgegen der Kraft der Feder 11 bewegt werden. Der Sperrstift greift dann in die Außenverzahnung der Mutter ein und verhindert deren Drehbewegung. Zur Erfassung der Bremspedalstellung kann ein Wegsensor 15 an der Pedalstange 6 oder ein Winkelsensor 16 an der Pedallagerstelle angeordnet werden. Die Sensorsignale werden an das Bremssteuergerät (ECU) 17 übermittelt.

Funktionsweise

Normalbetriebsmodus

Im Normalbetriebsmodus, der in Abbildung 3.3 dargestellt ist, wird der Elektromagnet 9

¹Als passive Sicherheitssysteme werden Komponenten bezeichnet, die die Folgen eines Unfalles verringern.

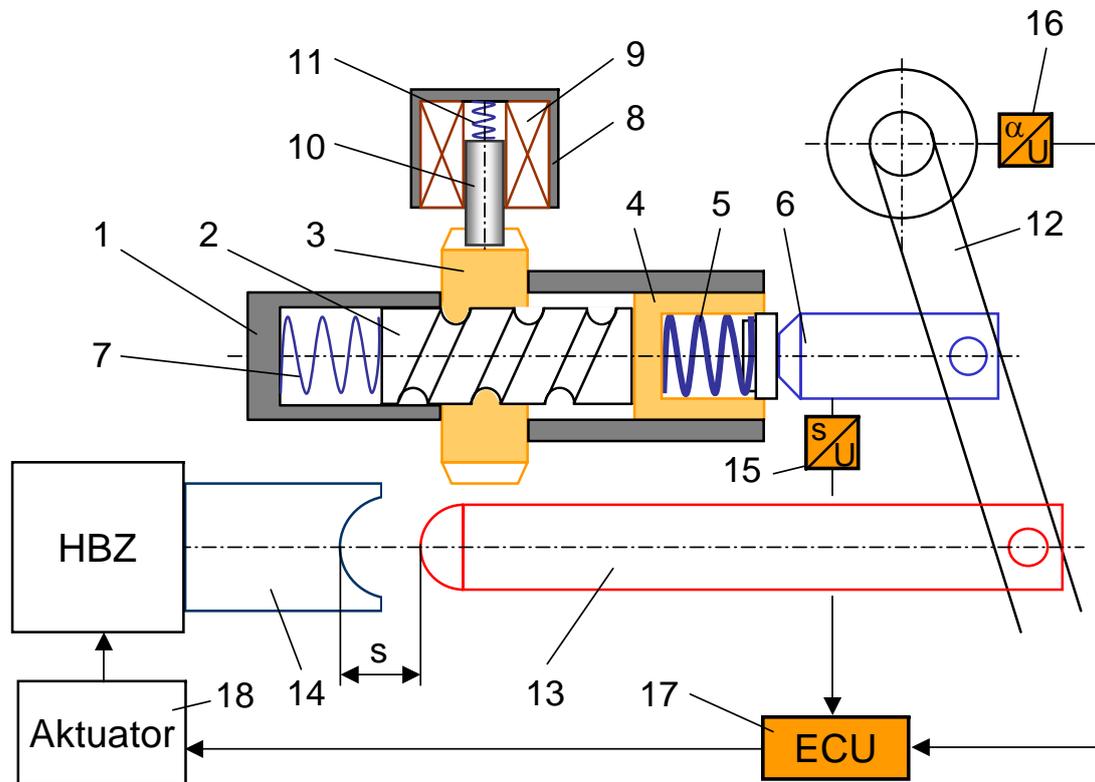


Abbildung 3.3.: Elektromechanisches Konzept

bestromt und drückt den Sperrstift 10 zur Mutter 3. Der Sperrstift 10 greift in die Verzahnung der Mutter ein und verhindert deren Drehbewegung. Die Gewindespindel 2 wird dadurch in axialer Richtung blockiert und verhindert damit eine axiale Verschiebung der Simulationseinheit 4. Bei Betätigung des Bremspedals 12 wird durch die Pedalstange 6 das Federelement 5 in der Simulationseinheit 4 komprimiert. Die vom Verschiebeweg abhängige Federkraft führt zur Rückwirkungskraft am Bremspedal und erzeugt so die für den Fahrer spürbare Pedalgegenkraft. Das Spiel s ist so bemessen, dass es im Normalbetrieb zu keinem Kontakt von Pedalstange 13 und Hauptbremszylinder 14 kommt. Beim Lösen der Bremse erfolgt die Rückstellung des Pedals in die Ausgangsposition durch das Federelement 5. Mit dem Wegsensor 15 oder dem Winkelsensor 16 wird die Betätigung des Bremspedals erfasst und dem Bremssteuergerät 17 als Eingangssignal zur Verfügung gestellt. Das Steuergerät leitet daraus den Bremswunsch des Fahrers ab und steuert den Bremsvorgang. Die Abbremsung kann über Rekuperation oder durch Betätigung des Reibungsbremssystems über den Aktuator 18 erfolgen.

Das Spiel s ist für die Entkopplung erforderlich. Je nach Abstimmung der Federkennlinie des Federelementes 5 und des Spiels s wird festgelegt, ob im Normalbetrieb der Hauptbremszylinder direkt vom Bremspedal betätigt werden kann. Der im Fahrzeug maximal

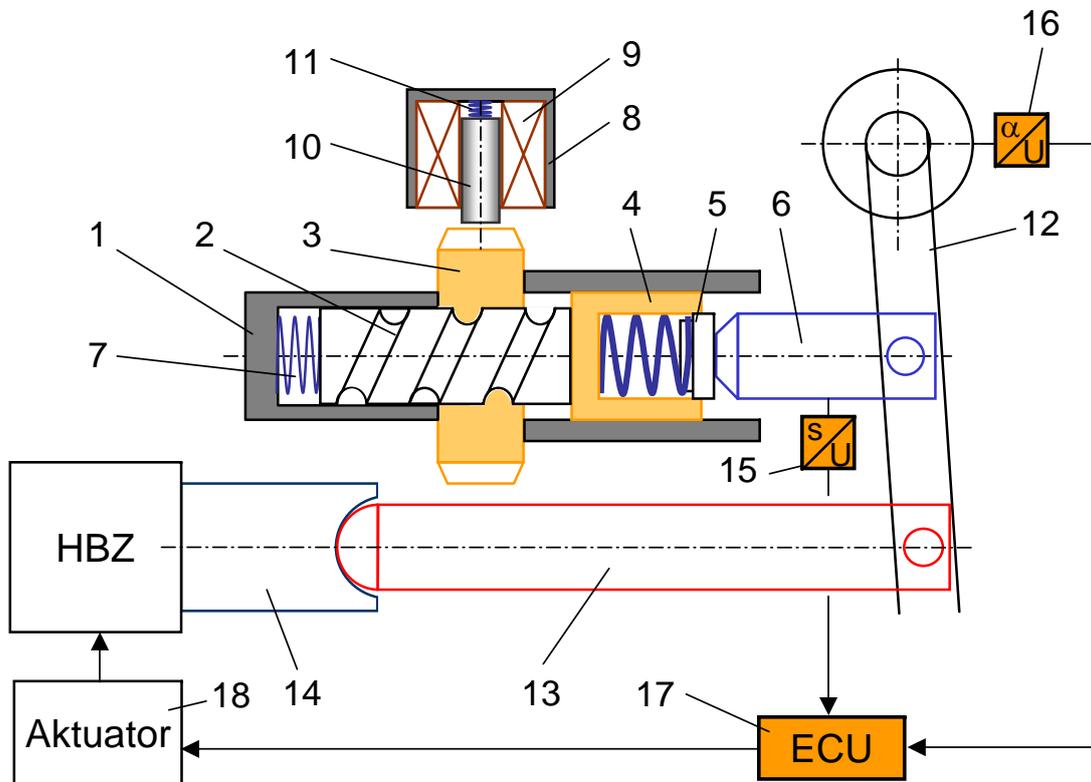


Abbildung 3.4.: Fail-safe Modus des elektromechanischen Konzeptes

zur Verfügung stehende Pedalweg wird durch die angrenzenden Bauteile wie Bodenplatte und Spritzwand bestimmt. Soll im Normalbetrieb ein direkte Betätigung des Hauptbremszylinders vermieden werden, muss der maximale Verfahrweg der Pedalstange 13 kleiner sein als das Spiel s . Gleichzeitig darf das Spiel s nur so groß sein, dass mit dem maximal zur Verfügung stehenden Pedalweg eine ausreichende Bremsbetätigung im Fail-Safe Modus erreicht wird. Der Pedalweg im Normalbetrieb ist deshalb begrenzt. Eine Vergrößerung des Pedalweges im Normalbetrieb kann erfolgen, wenn die direkte Betätigung des Hauptbremszylinders nicht vollständig ausgeschlossen sondern ab Überschreiten eines definierten Pedalweges zugelassen wird.

Fail-safe Modus

Das Konzept weist eine mechanische Rückfallebene auf, die die direkte Betätigung des Bremssystems ohne Energieversorgung ermöglicht, wie Abbildung 3.4 zeigt. Dieser Fail-safe Modus wird bei abgestelltem Fahrzeug oder durch Unterbrechung der Stromversorgung eingenommen. Wird der Elektromagnet 9 nicht bestromt, zieht die Zugfeder 11 den Sperrstift 10 von der Mutter weg und gibt dadurch die Drehbewegung der Mutter 3 frei. Die Gewindespindel 2 kann sich dann axial bewegen. Bei Betätigung des Bremspedals 12 wird die Simulationseinheit 4 daher mit der Gewindespindel axial verschoben und stellt keinen

Widerstand für das Pedal dar. Auf das Bremspedal wird nur die geringe Kraft der Rückstellfeder 7 übertragen. Erst wenn durch Betätigung des Pedals das Spiel s überwunden ist, wird über die Pedalstange 13 der Hauptbremszylinder 14 betätigt. Kann die Betätigungskraft vom Bremskrafterzeuger verstärkt werden, liegt eine Hilfskraftanlage vor. Wird keine Unterstützungskraft aufgebracht, erfolgt die Betätigung alleine durch die vom Fahrer aufgebrachte Pedalkraft. Eine Unterstützung des Bremsvorganges durch Rekuperation ist im Fail-safe Modus möglich, wenn durch die Sensoren und das Steuergerät weiterhin intakt sind und die Erfassung des Bremswunsches ermöglichen. Beim Lösen der Bremse wird das Pedal anfangs durch die Gegenkraft im Hauptbremszylinder zurückgestellt. Danach drückt die Rückstellfeder die Gewindespindel, die Simulationseinheit und das Pedal wieder in die Ausgangsposition.

Konzepteigenschaften

Das beschriebene Konzept ist einfach aufgebaut und besteht im wesentlichen aus robusten, günstig herzustellenden Komponenten. Die Ansteuerung des Elektromagneten 9 ist mit geringem Aufwand zu bewerkstelligen. Für einen Betrieb mit hoher Ausfallsicherheit ist eine zuverlässige Funktion der Sperreinheit 8 sicherzustellen. Zur Erhöhung der Betriebssicherheit ist der Verbau eines redundanten Weg- oder Winkelsensors möglich. Eine Fehlerdiagnose ist durch den Verbau eines Kraftsensors zur Messung der Betätigungskraft möglich, sodass eine Plausibilitätsprüfung mit dem gemessenen Pedalweg erfolgen kann. Der Verbau eines Kraftsensors ist jedoch aus Kostengründen vermutlich nicht umsetzbar.

Die statische Pedalkennlinie wird im Normalbetrieb durch die Federkennlinie des Federelementes 5 bestimmt. Durch Reibung zwischen den Komponenten erfolgt eine Dämpfung des Pedals. Eine gezielte Veränderung der Pedalcharakteristik über das Reibungsverhalten ist möglicherweise schwierig zu bewerkstelligen. Zudem sind die Gestaltungsmöglichkeiten der Pedalcharakteristik aus konstruktiven Gründen eingeschränkt. Das Spiel s ist im Normalbetrieb zur Entkoppelung des Pedals notwendig. Im Fail-safe Modus tritt durch das Spiel s ein Leerweg auf, da eine Kraftübertragung auf den Hauptbremszylinder erst möglich ist, wenn das Spiel aufgebraucht wurde. Auch durch direkte Betätigung im Fail-safe Modus muss eine ausreichende Abbremsung des Fahrzeuges erzielt werden. Der dafür erforderliche Betätigungsweg am Hauptbremszylinder ist im wesentlichen durch die Komponenten des Bremssystems vorgegeben. Der im Fahrzeug maximal zur Verfügung stehende Pedalweg ist durch angrenzende Bauteile wie Bodenplatte und Spritzwand bestimmt. Das Spiel s muss daher so klein sein, dass mit dem restlichen zur Verfügung stehenden Betätigungsweg der erforderliche Betätigungsweg erreicht wird. Im Normalbetrieb muss der maximale Verfahrweg der Pedalstange 13 kleiner als das Spiel s sein, um eine direkte Betätigung des Hauptbremszylinders zu vermeiden. Der Pedalweg ist daher durch das Spiel s begrenzt. Eine Vergrößerung des Pedalweges im Normalbetrieb kann erfolgen, wenn die direkte Betätigung des Hauptbremszylinders ab Überschreiten eines definierten Pedalweges zugelassen wird. Es kommt dann zum Kontakt von Pedalstange 13 und Hauptbremszylinder 14. In diesem Überschneidungsbereich wirkt dann zusätzlich zur Kraft vom Federelement 5 eine Kraft vom Hauptbremszylinder auf das Pedal. Die Federkennlinie des Federelementes 5 ist

für diesen Bereich gesondert abzustimmen.

Nachteilig an diesem Konzept ist der im Fail-safe Modus auftretende Leerweg, der durch das Spiel s verursacht wird. Bei einem Ausfall von Komponenten des Bremssystems kann dieser Leerweg zu Irritationen des Fahrers führen. Dies wirkt sich auf den Fahrkomfort und insbesondere auf die Fahrsicherheit negativ aus.

Zur Erhöhung der Insassensicherheit bei Frontalunfällen kann auch bei diesem Konzept ein passives Sicherheitssystem integriert werden. Wird durch entsprechende Sensoren ein Frontalaufprall erkannt, kann durch unterbrechen der Stromversorgung sehr schnell in den Fail-safe-Modus umgeschaltet werden. Aufgrund des Leerweges besteht dann zunächst keine starre mechanische Verbindung vom Bremspedal zu Komponenten im Vorderbau des Fahrzeugs. Bei einer Verschiebung des Pedalkraftsimulators zum Fahrer wird vom Pedal nur eine geringe Kraft übertragen, bis der Leerweg aufgebraucht ist. Die Verletzungsgefahr für den Fahrer soll dadurch verringert werden.

3.1.3. Modifikation des elektrohydraulischen Konzeptes

Bei dem in Abschnitt 3.1.1 beschriebenen Konzept ist zu erwarten, dass die drei Schaltventile einen wesentlichen Kostenfaktor darstellen. Zudem besteht das Risiko des Auftretens von Fehlschaltungen der drei Ventile, sodass schlimmstenfalls keine Betätigung der Bremse möglich ist. Als Verbesserungsmaßnahme können die drei Schaltventile durch ein 4/2-Wegeventil ersetzt werden, wie Abbildung 3.5 zeigt. Die grundlegende Anordnung der Baugruppen bleibt gegenüber dem in Abschnitt 3.1.1 beschriebenen Konzept unverändert. Die drei Schaltventile werden durch ein zentral angeordnetes 4/2-Wegeventil 18 ersetzt und die Hydraulikleitungen zu Pedalkolben 4, Durchtriebskolben 5 und Simulatorkolben 6 mit diesem Ventil zusammengeführt.

Im Normalbetriebsmodus wird das Ventil 18 bestromt und stellt dadurch die hydraulische Verbindung vom Pedalkolben 4 zur Simulationseinheit 2 her, wie Abbildung 3.5 zeigt. Wird das Bremspedal 11 betätigt und ein Fluidvolumen in die Simulationseinheit 2 verschoben, kommt es durch das Federelement 7 zur Krafrückwirkung auf das Pedal. Gleichzeitig wird vom Ventil eine Verbindung zwischen dem Durchtriebskolben 5 und dem Flüssigkeitsbehälter 3 hergestellt, sodass ein Volumenausgleich erfolgt, wenn der Durchtriebskolben 5 bewegt wird.

Im unbestromtem Zustand (Fail-safe Modus) befindet sich das Ventil 18 in seiner Grundstellung. Dabei wird eine hydraulische Verbindung vom Pedalkolben 4 zum Durchtriebskolben 5 hergestellt, sodass durch Betätigung des Bremspedals eine direkte Betätigung des Hauptbremszylinders 12 erfolgt. Gleichzeitig wird die Simulationseinheit 2 mit dem Flüssigkeitsbehälter 3 verbunden. Durch den federbelasteten Simulatorkolben 6 wird das Hydraulikfluid in den Flüssigkeitsbehälter gedrückt. Dies bietet den Vorteil, dass die Simulationseinheit immer entleert wird, wenn die Stromversorgung unterbrochen wird. Der Simulatorkolben 6 befindet sich daher bei jeder Aktivierung des System wie beispielsweise

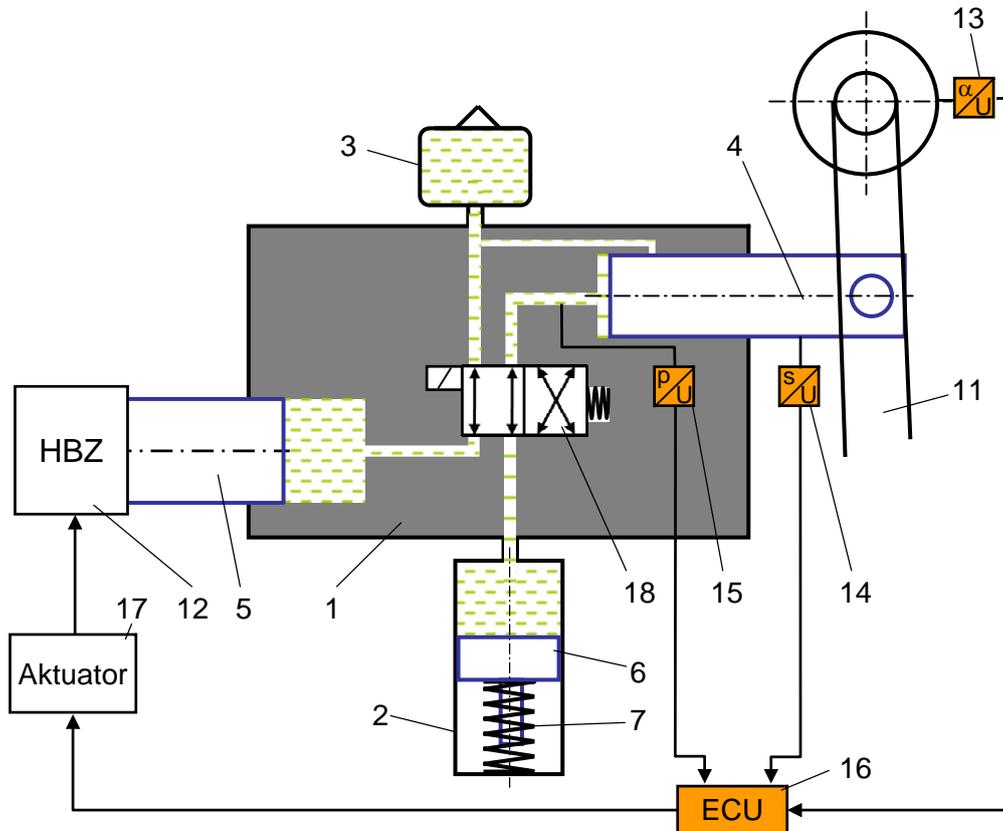


Abbildung 3.5.: Modifiziertes elektrohydraulisches Konzept

beim Starten des Fahrzeuges in seiner Grundposition.

Durch die beschriebene Modifikation ist eine Verringerung der Herstellkosten zu erwarten. Gleichzeitig kann das Konzept in seiner Funktion verbessert werden, da das Ventil zwei eindeutige Schaltstellungen aufweist, die jeweils einem Betriebsmodus zugeordnet sind. Dem entgegen stehen funktionale Nachteile des 4/2-Wegeventils. Wie in 3.1.1 beschrieben können die drei Schaltventile als Sitzventile ausgeführt werden. Im Gegensatz dazu handelt es sich bei einem 4/2-Wegeventil um ein Schieberventil. Ventile dieser Bauart weisen aufgrund ihres konstruktiven Aufbaues eine höher Leckrate als Sitzventile auf, die insbesondere bei hohem Druck nicht vernachlässigbar ist [33]. Die Eignung solcher Ventile für diesen Einsatzzweck muss deshalb bei genauerer Kenntnis der Betriebsbedingungen untersucht werden.

3.2. Konzeptbewertung und -auswahl

In diesem Abschnitt erfolgt die Auswahl jenes Konzeptes, auf dessen Basis der Prototyp des Pedalkraftsimulators entwickelt wird. Zur Auswahl stehen wie in Abschnitt 3.1 beschrieben das elektrohydraulische Konzept und das elektromechanische Konzept. Im Sinne einer fundierten und nachvollziehbaren Entscheidungsfindung erfolgt die Auswahl durch eine systematische Beurteilung der Konzepte. Zunächst wird eine geeignete Bewertungsmethode gewählt, anschließend erfolgt die eigentliche Bewertung und anhand des Bewertungsergebnisses schließlich die Konzeptauswahl.

3.2.1. Auswahl der Bewertungsmethode

Zur Bewertung von Produktideen existiert eine Vielzahl an Methoden. Grundsätzlich können dabei qualitative und quantitative Methoden unterschieden werden. Für eine qualitative Bewertung können Kriterien herangezogen werden, die nicht monetär erfassbar oder in einheitlichen Dimensionen ausgedrückt sind. Im Unterschied dazu entspricht eine quantitative Bewertung im wesentlichen den Methoden der Investitionsrechnung, die auf wirtschaftlichen Kriterien beruht [43].

Aufgrund des frühen Entwicklungsstadiums des Pedalkraftsimulators liegen noch keine ausreichenden Daten für die Durchführung einer Investitionsrechnung vor. Daher sind für die Konzeptentscheidung qualitative Bewertungsmethoden besser geeignet.

Die wichtigsten qualitativen Bewertungsverfahren nach [43] sind:

Punktbewertung: Die Punktbewertung ist ein einfaches Bewertungsverfahren und wird zur Sichtung einer großen Anzahl von Produktideen eingesetzt. Zur Erhöhung der Objektivität kann die Bewertung von mehreren Personen durchgeführt werden.

Sichtungsprofil: Ein Sichtungsprofil wird zur grafischen Darstellung einer Bewertung erstellt. Die Tendenz des Profils relativ zu einer Mittellinie für durchschnittlichen Erfolg wird zur Entscheidungsfindung herangezogen.

Nutzwertanalyse: Die Nutzwertanalyse dient zur Entscheidungshilfe bei der Auswahl komplexer Alternativen, wenn wesentliche, aber nicht quantifizierbare Kriterien in die Entscheidung einbezogen werden sollen.

Aus dieser Charakterisierung der Bewertungsmethoden geht hervor, dass sich die Nutzwertanalyse am besten für die durchzuführende Konzeptentscheidung eignet.

Grundlagen der Nutzwertanalyse

In [44] wird die Nutzwertanalyse wie folgt definiert:

„Nutzwertanalyse ist die Analyse einer Menge komplexer Handlungsalternativen mit dem Zweck, die Elemente dieser Menge entsprechend den Präferenzen des Entscheidungsträgers bezüglich eines multidimensionalen Zielsystems zu ordnen. Die Abbildung erfolgt durch die Angabe der Nutzwerte (Gesamtwerte) der Alternativen.“

Vorteil der Nutzwertanalyse ist, dass aufgrund des multidimensionalen Zielsystems qualitative und quantitative Kriterien mit unterschiedlichem Kriteriengewicht berücksichtigt werden können. Es kann sich dabei um technische, ökonomische oder soziale Kriterien handeln. Als Ergebnis der Bewertung liegen die Nutzwerte der Alternativen vor. Sie drücken die Zweckmäßigkeit in Form eines dimensionslosen Zahlenwertes aus, wobei die Alternative mit dem höheren Nutzwert zu favorisieren ist. Der Nutzwert ist allerdings nicht als direkte Ertragsgröße zu verstehen, er kann nur im Hinblick auf das Ziel- und Bewertungssystem als solche verstanden werden [41] [43].

Vorgehensweise bei der Durchführung einer Nutzwertanalyse

Die Durchführung einer Nutzwertanalyse erfolgt in mehreren Schritten [44] [43]:

1. Festlegen der Zielkriterien: Die für die Bewertung relevanten Zielkriterien werden definiert und in Form einer Zielhierarchie dargestellt.
2. Ermittlung der Kriteriengewichte: Die Kriteriengewichte drücken die Bedeutung der Zielkriterien zueinander aus. Die Gewichtung kann beispielsweise durch Schätzung oder über eine Prioritätenmatrix mit paarweisem Vergleich der Kriterien erfolgen.
3. Festlegen des Bewertungsschemas: Die Bewertung kann kardinal oder ordinal erfolgen. Bei kardinaler Bewertung ist ein Bewertungsschema festzulegen, in dem die Zuordnung von Zielerträgen zu Zielwerten einer Punkteskala definiert wird. Dadurch wird der Bewertungsvorgang vereinfacht und Nachvollziehbarkeit und Transparenz der Bewertung erhöht. Bei ordinaler Bewertung erfolgt für jedes Zielkriterium eine Rangordnung der Alternativen, es ist kein Bewertungsschema erforderlich.
4. Bewertung der Alternativen: Zunächst erfolgt eine Beschreibung der Eigenschaften der zu bewertenden Alternativen in der Zielertragsmatrix, um die Reproduzierbarkeit der Bewertung zu gewährleisten. Auf Basis der Zielertragsmatrix erfolgt dann die schrittweise Bewertung, bei der die Alternativen hinsichtlich der Erfüllung der einzelnen Zielkriterien untersucht werden. Bei kardinaler Bewertung werden die Zielwerte mit dem Bewertungsschema zugeordnet. Erfolgt die Bewertung ordinal, werden die Alternativen für jedes Zielkriterium miteinander verglichen und eine Rangordnung erstellt, die die Zielwerte ergibt.
5. Ermittlung der Teilnutzwerte: Die Teilnutzwerte werden durch Multiplikation der Zielwerte mit dem jeweiligen Kriteriengewicht ermittelt.
6. Ermittlung des Gesamtnutzwertes: Der Gesamtnutzwert jeder Alternative wird durch Addition der Teilnutzwerte berechnet. Die Alternative mit dem höheren Gesamtnutzwert ist zu favorisieren.

3.2.2. Durchführung der Konzeptbewertung

Zur Erhöhung der Objektivität des Bewertungsergebnisses wird die Gewichtung der Kriterien und die eigentliche Bewertung der Konzepte von einer Gruppe, bestehend aus fünf Mitarbeitern der Entwicklungsabteilung „Brake“ der Firma MSF und dem Autor dieser Arbeit, durchgeführt.

Zielkriterien

Folgende Zielkriterien wurden für den Bremspedalkraftsimulator festgelegt:

Technische Kriterien

- Gewicht
- Packaging
- Energiebedarf und elektrische Anschlussleistung
- Modularität
- Einstellbarkeit der Pedalkennlinie
- Kompatibilität zu Bremssystemen verschiedener Hersteller
- Temperaturreistenz

Sicherheitskriterien

- Ausfallsicherheit
- Fail-safe Verhalten
- Diagnosefähigkeit
- Crash Verhalten

Juristische Kriterien

- Gesetzeskonformität
- Umweltverträglichkeit

Produktionskriterien

- Industrielle Fertigung
- Montageaufwand
- Inhouse-Fertigung

Entwicklungskriterien

- Patentierbarkeit
- USP (unique selling proposition)
- Kundenzufriedenheit
- Risikokomponenten

3. Konzeption des Bremspedalkraftsimulators

Eine fundierte Angabe der Herstellkosten ist in dieser frühen Entwicklungsphase nur durch eine Kostenkalkulation auf Basis von Erfahrungswerten möglich. Eine von MSF durchgeführte Kostenermittlung ergibt für die beiden Alternativen in etwa gleiche Herstellkosten. In der Nutzwertanalyse wird daher auf die Bewertung der Herstellkosten durch ein eigenes Zielkriterium verzichtet, da die gleichen Teilnutzwerte keine Auswirkung auf das Bewertungsergebnis haben.

Ermittlung der Kriteriengewichte

Die Gewichtung der Zielkriterien erfolgt durch *paarweisen Vergleich* mit Hilfe der Prioritätenmatrix. Die Kriterien werden in einer Matrix aufgelistet und paarweise hinsichtlich ihrer Wichtigkeit miteinander verglichen. Dabei wird notiert, welches Kriterium im direkten Vergleich bevorzugt wird. Die Anzahl an Vorzugs-Nennungen ergibt das jeweilige Kriteriengewicht. Diese Vorgehensweise ist zunächst aufgrund der Kriterienanzahl aufwendig, ein Schätzen der Kriteriengewichte kann dadurch jedoch vermieden werden.

	1 Gewicht	2 Packaging	3 Energiebedarf	4 Modularität	5 Einstellbarkeit Pedalkennlinie	6 Kompatibilität	7 Temperaturresistenz	8 Ausfallsicherheit	9 Fail-safe Verhalten	10 Diagnosefähigkeit	11 Crash Verhalten	12 Gesetzeskonformität	13 Umweltverträglichkeit	14 Industrielle Fertigung	15 Montage	16 Inhouse-Fertigung	17 Patentierbarkeit	18 USP	19 Kundenzufriedenheit	20 Risikokomponenten
1 Gewicht																				
2 Packaging	0																			
3 Energiebedarf	1	1																		
4 Modularität	0	0	0																	
5 Einstellbarkeit Pedalkennlinie	0	0	0	0																
6 Kompatibilität	1	1	0	1	1															
7 Temperaturresistenz	0	0	0	0	0	0														
8 Ausfallsicherheit	0	0	0	0	0	0	0													
9 Fail-safe Verhalten	0	0	0	0	0	0	0	1												
10 Diagnosefähigkeit	0	1	0	0	0	0	1	1	1											
11 Crash Verhalten	0	0	0	0	0	0	0	1	1	0										
12 Gesetzeskonformität	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0									
13 Umweltverträglichkeit	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1								
14 Industrielle Fertigung	0	0	0	0	0	0	1	1	1	0	0	1	0							
15 Montage	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	0	1						
16 Inhouse-Fertigung	1	1	0	1	1	1	1	1	1	1	1	1	0	1	0					
17 Patentierbarkeit	0	0	0	0	0	0	1	1	1	0	0	1	0	1	0	0				
18 USP	0	0	0	0	0	0	0	1	1	0	0	1	0	0	0	0	1			
19 Kundenzufriedenheit	0	0	0	0	0	0	0	1	1	0	1	1	0	0	0	0	0	0		
20 Risikokomponenten	0	0	0	0	0	0	1	1	1	1	1	1	0	0	0	0	1	1	1	

Tabelle 3.1.: Prioritätenmatrix zur Gewichtung der Kriterien

3. Konzeption des Bremspedalkraftsimulators

In Tabelle 3.1 ist das Ergebnis des paarweisen Vergleichs dargestellt. Darin bedeutet der Wert 1, dass im direkten Vergleich das Kriterium in der Spalte wichtiger als jenes in der Zeile ist. Der Wert 0 bedeutet, dass das Kriterium in der Zeile wichtiger als jenes in der Spalte ist. Die Kriteriengewichte werden dann durch Summierung der Vorzugsnennungen ermittelt. Tabelle 3.2 zeigt das Gewichtungsergebnis, die Kriterien sind darin nach deren Gewicht geordnet.

Kriterium	Gewicht
Gesetzeskonformität	19
Ausfallsicherheit	18
Fail-safe Verhalten	17
Kundenzufriedenheit	15
USP	14
Temperaturresistenz	13
Crash Verhalten	13
Patentierbarkeit	13
Industrielle Fertigung	12
Risikokomponenten	10
Diagnosefähigkeit	9
Einstellbarkeit Pedalkennlinie	8
Packaging	7
Modularität	7
Gewicht	5
Kompatibilität	4
Inhouse-Fertigung	3
Energiebedarf	2
Montage	1
Umweltverträglichkeit	0

Tabelle 3.2.: Kriteriengewichte

Festlegung des Bewertungsschemas

Die Bewertung erfolgt kardinal mit einer Zielwertskala von 0 bis 10 Punkten. Tabelle 3.3 zeigt das Bewertungsschema für die Ermittlung der Zielwerte. Das Bewertungsschema baut auf den aktuellen Stand der Technik und übliche technische Rahmenbedingungen der Fahrzeugtechnik auf. Insbesondere bei den Entwicklungs- und Produktionskriterien werden bei MSF zur Verfügung stehendes Know-How und Ressourcen berücksichtigt. Zur Vereinfachung der Bewertung unterteilt das Schema in fünf grundlegende Wertungen („sehr gut“ bis „sehr schlecht“), die zunächst eine grobe Zuordnung der Zielerträge ermöglichen. Danach kann der jeweilige Zielwert der Skala 0 bis 10 ermittelt werden.

3. Konzeption des Bremspedalkraftsimulators

Nr.	Kriterien	Zielwerte				
		10 ... 9 sehr gut	8 ... 6 gut	5 ... 3 befriedigend	2 ... 1 schlecht	0 sehr schlecht
1	Gewicht	<=200g	>200 ... 500g	>500 - 800	>800 - 1000g	>1000g
2	Packaging	Einfacher als mit konventionellem System, geringerer Platzbedarf	Einfacher als mit konventionellem System, gleicher Platzbedarf	Gleich wie mit konventionellem Bremssystem	Geringe Änderungen erforderlich	Aufwändige Änderungen notwendig
3	Energiebedarf (Anschlussleistung)	Sehr gering (P<10W)	Geringer Dauerbedarf (10W<P<40W)	Mittlerer Dauerbedarf (40W<P<70W)	Hoher Dauerbedarf (70W<P<100W)	Sehr hoher Dauerbedarf (P>100W)
4	Modularität	Vollständig modularer Aufbau		Teilweise modular aufgebaut		Nicht modular
5	Einstellbarkeit der Pedalkennlinie	Einstellmöglichkeit vorhanden		Nur durch Tausch von Komponenten möglich		Nicht einstellbar
6	Kompatibilität	Ohne Änderung kompatibel	Geringfügige Änderungen zur Adaptierung notwendig	Änderung einer Baugruppe zur Adaptierung notwendig	Gesamtsystem muß zur Adaptierung geändert werden	Nicht kompatibel
7	Temperaturresistenz (Einsatztemperatur)	-40°C bis 150°C	-40°C bis 120°C	-40 bis +80°C möglich	-20°C bis 40°C	Betrieb nur bei Raumtemp. möglich
8	Ausfallsicherheit	Sehr hoch	Hoch	Mittel	Gering	Sehr gering
9	Fail-safe Verhalten	Bremsen mit hohem Sicherheits- und Komfortniveau möglich	Bremsen mit eingeschränktem Sicherheits- und Komfortniveau möglich	Sicheres Bremsen möglich, geringer Komfort	Bremsen möglich, Sicherheit stark vermindert	Bremsen nicht möglich
10	Diagnosefähigkeit	Diagnosefähig ohne Zusatzaufwand	Diagnosefähig mit geringem Zusatzaufwand	Diagnosefunktion durch andere Bremssystemkomponenten möglich	Diagnosefähigkeit durch hohen Zusatzaufwand	Keine Diagnose möglich
11	Crash Verhalten	Deutlich besser als bei konventionellen Systemen	Geringfügig besser als bei konventionellem Bremssystem	Gleich wie bei konventionellem System	Schlechter als bei konventionellem System	Deutlich schlechter als bei konv. Systemen, hohes Verletzungsrisiko
12	Gesetzeskonformität	Relevante Vorschriften werden eingehalten				Relevante Vorschriften werden nicht eingehalten
13	Umweltverträglichkeit	Keine Umweltbelastung	Umweltbelastung bei Defekt möglich	Defekt verursacht Umweltbelastung	Normaler Betrieb kann Umweltbelastung verursachen	Normaler Betrieb verursacht Umweltbelastung
14	Industrielle Fertigung	Mit Standard-Fertigungsprozess möglich	Mit aufwendigem Prozess möglich, Know-how ist vorhanden	Ist möglich, Know-how muss ausgebaut werden	Ist nur teilweise möglich	Ist nicht möglich
15	Montageaufwand	Sehr gering, nur Zusammenfügen von wenigen Bauteilen notwendig	Keine besonderen Anforderungen, mittlere Teileanzahl	Genauigkeits- u./od. Sauberkeitsanforderungen, mittlere Teileanzahl	Hohe Genauigkeits- u./od. Sauberkeitsanforderungen, hohe Teileanzahl	Sehr aufwendig, höchste Genauigkeit und Sauberkeit, hohe Teileanzahl,
16	Inhouse-Fertigung	Für alle Komponenten möglich	Für die Hauptkomponenten möglich	Ist teilweise möglich	Für wenige Teile möglich, Hauptkomponenten sind Zukaufteile	Alle Komponenten sind Zukaufteile
17	Patentierbarkeit	Patentierbar, sicherer Schutz vor Nachahmung	Patentierbar, Nachahmung od. Umgehung möglich	Patentierbar aber einfache Nachahmung od. Umgehung	Nicht Patentierbar, Nachahmung aufwendig	Nicht patentierbar, Nachahmung einfach
18	USP	Kein vergleichbares Produkt verfügbar	Produkt mit schlechterer Funktionalität verfügbar	Produkt mit ähnlicher Funktionalität verfügbar	Gleichwertiges Produkt verfügbar	Besseres Produkt verfügbar
19	Kundenzufriedenheit	Deutlich höher als mit konventionellen Systemen	Geringfügig höher als mit konventionellen Systemen	Gleich wie mit konventionellen Systemen	Geringfügig schlechter als mit konventionellen Systemen	Deutlich schlechter als mit konventionellen Systemen
20	Risikokomponenten	Keine Risikokomponenten	Standardkomponenten, Know-how vorhanden	Adaptierung von Komponenten, Know-how vorhanden	Neuentwicklung von Komponenten notw., Know-how vorhanden	Neuentwicklung v. Komponenten notw., kein Know-how vorhanden

Tabelle 3.3.: Bewertungsschema

3. Konzeption des Bremspedalkraftsimulators

Nr.	Kriterien	Elektrohydraulisches Konzept	Elektromechanisches Konzept
1	Gewicht	ca. 580g	ca. 920g
2	Packaging	Variable Position der Durchtriebseinheit	Einbauposition des Gesamtsystems durch mech. Durchtrieb fest vorgegeben
3	Energiebedarf (Anschlussleistung)	Dauerbestromung der 3 Schaltventile (ca. 50W)	Dauerbestromung des Elektromagneten (ca. 20W)
4	Modularität	Modularer Aufbau, 3 Hauptbaugruppen	Teilweise modular aufgebaut
5	Einstellbarkeit der Pedalkennlinie	Änderung der Federvorspannung möglich	Änderung der Federvorspannung möglich, schwer zugänglich
6	Kompatibilität	Durch Anpassung der Durchtriebseinheit	Anpassung des Durchtriebs möglich
7	Temperaturresistenz	Durch Hydraulikfluid, Dichtungen, etc. eingeschränkt, Temperaturbereich -40 bis 100°C	Keine temperaturkritischen Bauteile, -40 bis +150°C möglich
8	Ausfallsicherheit	sehr hoch	hoch
9	Fail-safe Verhalten	Kein Leerweg, hydraul. Verstärkung der Pedalkraft möglich	Leerweg, keine Verstärkung der Pedalkraft
10	Diagnosefähigkeit	Einfach realisierbar, Sensoren vorhanden	Zusätzlicher Sensor notwendig
11	Crash Verhalten	Aktives wegziehen des Pedals möglich, besser als bei konventionellen Systemen	In etwa gleich wie bei konventionellen Bremssystemen
12	Gesetzeskonformität	Gegeben	Gegeben
13	Umweltverträglichkeit	Umweltbelastung durch Hydraulikfluid möglich	Keine Umweltbelastung
14	Industrielle Fertigung	Einfach möglich, keine besonderen Anforderungen	Einfach möglich, keine besonderen Anforderungen
15	Montageaufwand	Befüllen mit Hydraulikfluid notwendig	Zusammenfügen von Bauteilen
16	Inhouse-Fertigung	Teilweise möglich	Weitgehend möglich
17	Patentierbarkeit	Patentierbar, Nachahmung möglich	Möglicherweise nicht patentierbar
18	USP	Kein Produkt mit gleicher Funktionalität bekannt	Produkt mit ähnlicher Funktionalität verfügbar
19	Kundenzufriedenheit	Sehr hoch, da hohes Komfortniveau erzielbar	Gut, hoher Komfort im Normalbetrieb, Einbußen im Fail-Safe Modus
20	Risikokomponenten	Ventile	Gewindespindel

Tabelle 3.4.: Zilertragsmatrix

Bewertung der Konzepte

Die in Tabelle 3.4 dargestellte Zilertragsmatrix listet die Eigenschaften der beiden zu bewertenden Konzepte auf.

Ermittlung der Teil- und Gesamtnutzwerte

Die Zielwerte (Bewertungen) und die daraus ermittelten Teil- und Gesamtnutzwerte der Konzepte sind in Tabelle 3.5 dargestellt.

Bewertungsergebnis und Konzeptentscheidung

Wie aus Tabelle 3.5 ersichtlich, ergibt die Bewertung für das elektrohydraulische Konzept einen Nutzwert von 1552 und für das elektromechanische Konzept einen Nutzwert von 1212. Das elektrohydraulische Konzept wird aufgrund des höheren Nutzwertes für die weitere Entwicklung des Prototypen ausgewählt.

Nr.	Kriterien	Kriterien- gewicht	Elektrohydraulisches Konzept		Eektromechanisches Konzept	
			Bewertung	Teilnutzwert	Bewertung	Teilnutzwert
1	Gewicht	5	5	25	1	5
2	Packaging	7	7	49	5	35
3	Energiebedarf	2	5	10	7	14
4	Modularität	7	9	63	5	35
5	Einstellbarkeit	8	8	64	7	56
6	Kompatibilität	4	8	32	6	24
7	Temperaturresistenz	13	5	65	8	104
8	Ausfallsicherheit	18	10	180	8	144
9	Fail-safe Verhalten	17	10	170	7	119
10	Diagnosefähigkeit	9	10	90	6	54
11	Crash Verhalten	13	9	117	5	65
12	Gesetzeskonformität	19	10	190	10	190
13	Umweltverträglichkeit	0	5	0	10	0
14	Industrielle Fertigung	12	10	120	10	120
15	Montage	1	5	5	8	8
16	Inhouse-Fertigung	3	5	15	7	21
17	Patentierbarkeit	13	3	39	1	13
18	USP	14	7	98	5	70
19	Kundenzufriedenheit	15	10	150	5	75
20	Risikokomponenten	10	7	70	6	60
Gesamtnutzwerte			1552		1212	

Tabelle 3.5.: Bewertungen und Nutzwerte der Konzepte

3.3. Konzepterprobung

Für das in Abschnitt 3.2.2 ausgewählte elektrohydraulische Konzept soll anhand eines einfachen Prüfaufbaues eine grundlegende Funktionserprobung durchgeführt werden. Dabei soll im praktischen Versuch erprobt werden, ob eine vorgegebene Pedalkennlinie nachgebildet werden kann. Weiters soll das Verhalten in unterschiedlichen Ausfallszenarien erprobt werden. Zudem kann in Hinblick auf die Entwicklung des Prototypen bereits eine Komponentenerprobung erfolgen.

3.3.1. Prüfstands Aufbau

Aufbauschema des Prüfstandes

Das in Abbildung 3.6 dargestellte Aufbauschema für den Prüfstand stand zu Beginn dieser Arbeit bereits fest, ebenso war die Komponentenauswahl weitgehend abgeschlossen. Im Rahmen des Prüfstands aufbaues wurde vom Verfasser dieser Arbeit die Berechnung von Federkennlinien durchgeführt und die entsprechenden Bauteile ausgewählt. Ausserdem

3. Konzeption des Bremspedalkraftsimulators

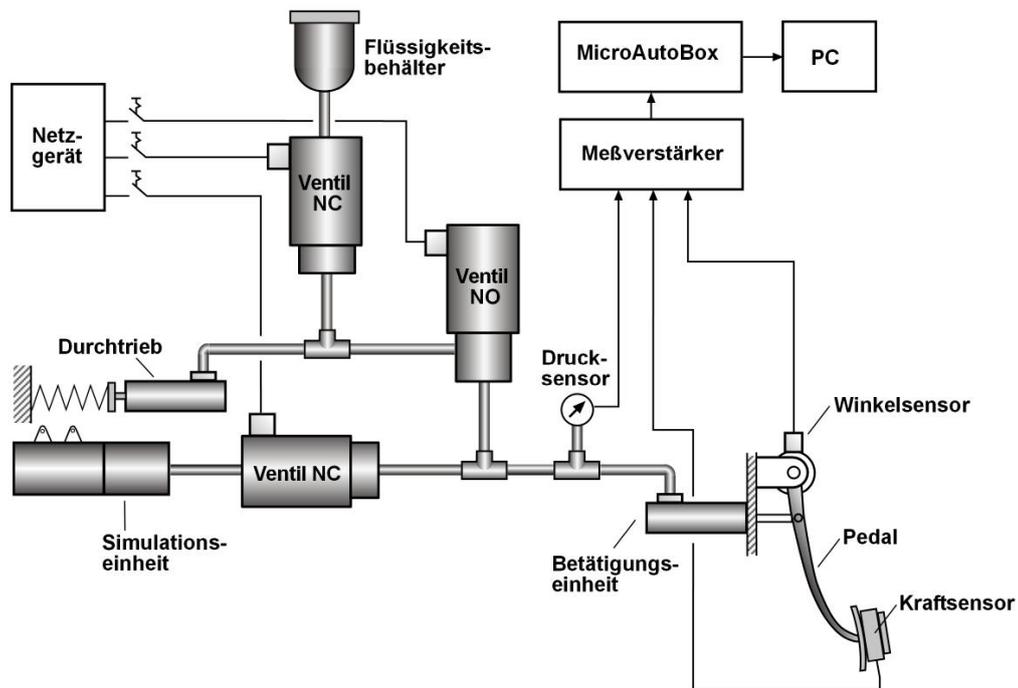


Abbildung 3.6.: Prüfstands-aufbau für die Konzept-erprobung

wurde der Prüfstand für die Erprobung des in Abschnitt 3.1.3 beschriebenen modifizierten Konzeptes adaptiert.

Wie in Abbildung 3.6 dargestellt, wird das Konzept am Prüfstand mit den eigenständigen Baugruppen Betätigungseinheit, Simulationseinheit und Durchtriebseinheit und drei Schaltventilen nachgebildet. Diese Baugruppen sind über Hydraulikleitungen miteinander verbunden. Die Ventile sind entsprechend dem Konzept als NO- bzw. NC-Type ausgeführt. Die gesamte Prüfanordnung wird auf ein Prüfstandsgestell montiert, auf ein zentrales Gehäuse kann verzichtet werden. Die Betätigung erfolgt über ein am Prüfstandsgestell montiertes Bremspedal. Zur Erprobung des Fail-Safe Modus wird der Durchtriebskolben durch ein Federpaket belastet, mit dem näherungsweise der Widerstand des Hauptbremszylinders aufgebracht wird. Auf den aufwändigen Aufbau eines Bremssystems zur Ankopplung des Durchtriebszylinders kann so verzichtet werden.

Abbildung 3.7 zeigt das Aufbauschema für die Erprobung des modifizierten elektrohydraulischen Konzeptes. Dazu werden die 3 Ventile des Grundkonzeptes durch ein 4/2-Wegeventil ersetzt, die übrigen Komponenten bleiben unverändert.

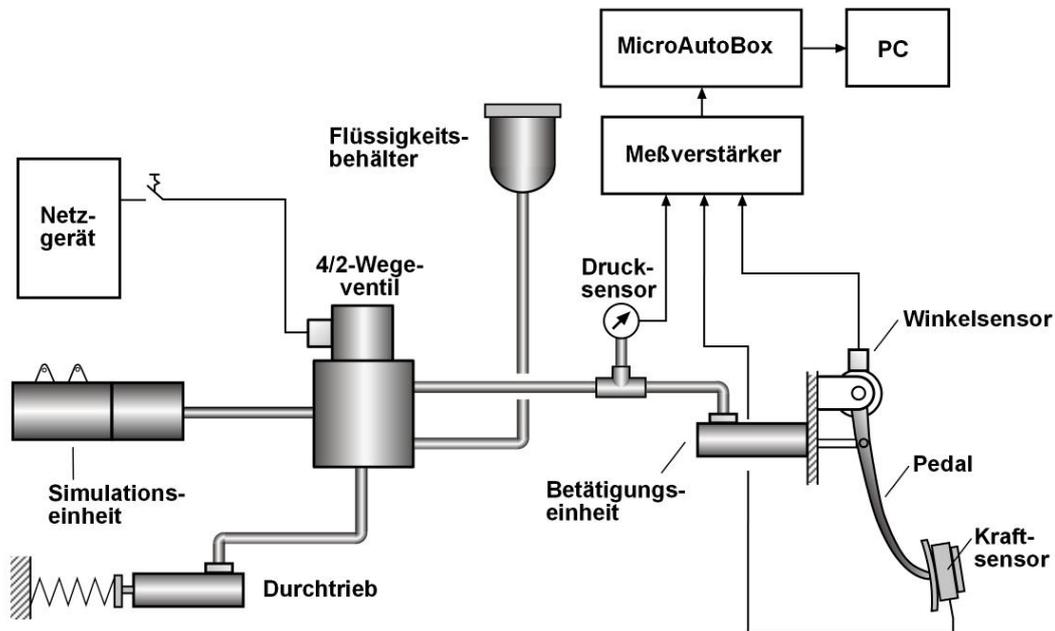


Abbildung 3.7.: Prüfstands Aufbau für das modifizierte Konzept

Prüfstandskomponenten

Folgende Komponenten werden für den Aufbau des Prüfstandes verwendet:

Bremspedal: Die Betätigung erfolgt manuell über ein am Prüfstandsgestell montiertes Bremspedal. Dabei handelt es sich um ein Serienteil aus dem Fahrzeug BMW X3, Baureihe E83.

Betätigungseinheit: Für die Betätigungseinheit wird ein Bremszylinder aus dem Kfz-Zubehörhandel verbaut. Bei dem verwendeten Bauteil handelt es sich um einen Universalbremszylinder des Herstellers *Girling* mit einem Kolbendurchmesser von 19,05mm verbaut.

Durchtriebseinheit: Auch für die Durchtriebseinheit wird ein Bremszylinder der Fa. *Girling* mit Kolbendurchmesser 19,05mm verbaut. Dieser Bremszylinder wird als Geberzylinder verbaut. Über ein Federpaket wird eine Gegenkraft aufgebracht, die die Rückstellung des Kolbens bewirkt.

Simulationseinheit: Die Simulationseinheit ist als zweiteiliger Zylinder ausgeführt, dessen beide Hälften miteinander verschraubt sind. Eine Seite bildet den Hydraulikzylinder und nimmt den Simulator Kolben auf. Der Kolbendurchmesser beträgt 30mm. In der gegenüberliegenden Seite sind Federelemente untergebracht, mit denen die Pedalkennlinie simuliert wird. Die Berechnung der Federelemente erfolgt in Abschnitt 3.3.2.

Ventile: Für die Erprobung des Grundkonzeptes werden Industrie-Hydraulikventile der Fa. *Müller CO-AX* verwendet. Als NO-Ventil wird ein Ventil des Typs *KBS 15* [25] verwendet, als NC-Ventile die Type *KB 15* [24]. Für das modifizierte Konzept wird ein 4/2-Wegeventil der Fa. *HydraForce*, Type SV08-40, verbaut [18].

Hydraulikfluid: Als Hydraulikfluid wird Bremsflüssigkeit der Spezifikation DOT4 [15] verwendet.

Hydraulikleitungen: Für die hydraulischen Verbindungen werden herkömmliche Bremsrohrleitungen eingesetzt.

Stromversorgung und Steuerung: Zur Stromversorgung dient ein Netzgerät, die Steuerung der Ventile erfolgt manuell über Kippschalter.

Messtechnik

Ziel dieser Erprobung ist wie bereits erwähnt der Nachweis, dass eine vorgegebene Pedalkennlinie nachgebildet werden kann. Um einen Vergleich mit der Vorgabekennlinie zu ermöglichen, muss die vom Simulator erzeugte Pedalkennlinie messtechnisch erfasst werden. Am Prüfstand wird dazu folgende Messtechnik verwendet:

Pedalkraftmessung: Die Pedalkraft wird durch direkte Messung der Betätigungskraft an der Pedalplatte gemessen. Dazu wird ein Pedalkraftsensor der Firma *KYOWA*, Type LP-200KB, mit einem Messbereich von 0 bis 2000N verwendet [19].

Pedalwegmessung: Die Ermittlung des Pedalweges erfolgt indirekt über Messung des Pedalwinkels mit einem Winkelsensor am Pedalbock. Der gemessene Pedalwinkel wird in den Pedalweg an der Pedalplatte umgerechnet. Eingesetzt wird ein berührungslos messender Winkelsensor der Fa. *Novotechnik* der Baureihe RFC 4800 mit einem Messbereich von 360° und einer Auflösung von min. $0,025^\circ$ [26].

Druckmessung: Der Hydraulikdruck in der Betätigungseinheit wird gemessen, um eine Plausibilitätsprüfung der gemessenen Pedalkraft zu ermöglichen. Hierfür wird ein Drucksensor der Fa. *Bosch*, Type DS, mit einem Messbereich von 0 bis 250bar eingesetzt [32].

Die Signale der Sensoren werden über einen Messverstärker zur *MicroAutoBox* übertragen. Von dort erfolgt die Übertragung zu einem PC, mit dem die Aufzeichnung der Messdaten mittels der Software *CANape* erfolgt.

3.3.2. Berechnung und Auswahl der Federelemente

Die Pedalkennlinie wird durch Federelemente in der Simulationseinheit erzeugt. Um die in Abschnitt 2.2.2 definierte Pedalkennlinie zu erreichen, bedarf es einer Auslegung der Federelemente. Für die Federberechnung werden folgende vereinfachende Annahmen getroffen:

- Die Berechnung erfolgt statisch. Dämpfungskräfte, hydraulische Widerstände und Reibungskräfte werden nicht berücksichtigt.

3. Konzeption des Bremspedalkraftsimulators

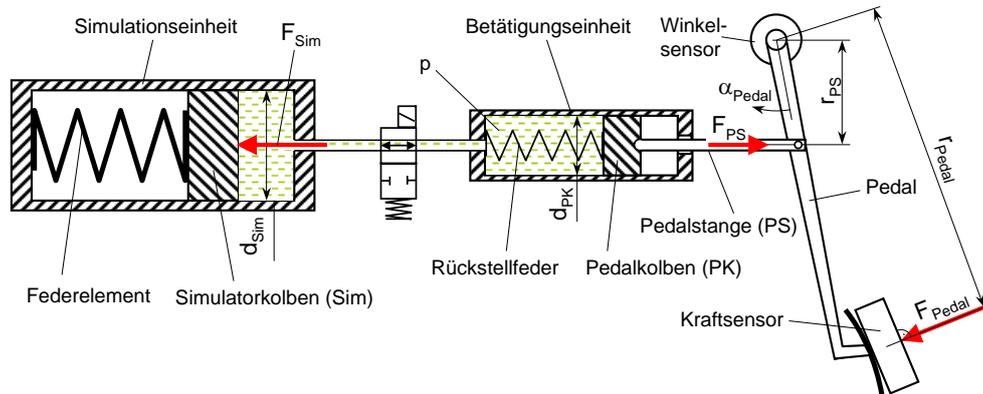


Abbildung 3.8.: Funktionsprinzip des Pedalkraftsimulators im Normalbetrieb

- Die Federkraft der Rückstellfeder in der Betätigungseinheit wird aufgrund der geringen Federrate vernachlässigt.
- Die Federkraft der am Pedalbock angebrachten Rückzugsfeder wird aufgrund der geringen Federrate und des geringen Hebelarms vernachlässigt.

Berechnung der Simulatorkennlinie

Abbildung 3.8 zeigt die Übertragung der am Pedal aufgebrachten Größen Pedalkraft und Pedalweg. Für die Berechnung der in der Simulationseinheit unterzubringenden Federelement ist es zweckmäßig, die nachzubildende Pedalkennlinie (siehe Abschnitt 2.2.2) in eine Vorgabe-Federkennlinie umzurechnen. Diese Federkennlinie wird als Simulatorkennlinie bezeichnet.

Pedalübersetzung

Die bei Betätigung auf das Pedal aufgebrachte Pedalkraft F_{Pedal} wird durch die Pedalgeometrie zur Pedalstangenkraft F_{PS} verstärkt. Die Bewegung des Pedals wird dabei ins Langsame übersetzt [16]. Es gilt

$$F_{PS} = F_{Pedal} \cdot i_{Pedal} \quad . \quad (3.1)$$

Das Übersetzungsverhältnis i_{Pedal} wird als Pedalübersetzung bezeichnet und ergibt sich aus den Hebelverhältnissen der angreifenden Kräfte zu

$$i_{Pedal} = \frac{r_{Pedal}}{r_{PS}} \quad (3.2)$$

mit den Normalabstand der Pedalkraft r_{Pedal} und dem Normalabstand der Pedalstangenkraft r_{PS} . Für den zurückgelegten Weg der Pedalstange s_{PS} gilt

$$s_{PS} = s_{Pedal} \cdot \frac{1}{i_{Pedal}} \quad . \quad (3.3)$$

3. Konzeption des Bremspedalkraftsimulators

Das Bremspedal dreht sich bei Betätigung um die Lagerstelle. Aufgrund der geradlinigen Bewegung des Pedalkolbens erfährt die Pedalstange eine Winkeländerung, die zu einer Änderung der Hebelverhältnisse der angreifenden Kräfte führt. Die Pedalübersetzung ist daher nicht konstant sondern vom Pedalweg abhängig. Zur Vereinfachung der Berechnung wird die Pedalübersetzung als konstant angenommen. Mit den gemessenen Normalabständen $r_{Pedal} = 295mm$ und $r_{PS} = 81mm$ ergibt sich eine Pedalübersetzung von $i_{Pedal} = 3,6$. Aufgrund der geringen Winkeländerung der Pedalstange gilt für die Kraft auf den Pedalkolben

$$F_{PK} \cong F_{PS}. \quad (3.4)$$

Hydraulische Übersetzung

Das hydraulische Übersetzungsverhältnis wird definiert mit

$$i_{hydr} = \frac{F_{Sim}}{F_{PK}} \quad (3.5)$$

mit der Kraft auf den Simulatorkolben F_{Sim} und der Kraft auf den Pedalkolben F_{PK} . Bei statischer und verlustfreier Betrachtung des Hydrauliksystems gilt für den Druck am Pedalkolben p_{PK} und am Simulatorkolben p_{Sim}

$$p_{PK} = p_{Sim} = p. \quad (3.6)$$

Mit

$$p = \frac{F}{A} \quad (3.7)$$

und den Kolbenflächen des Pedalkolbens A_{PK} und des Simulatorkolbens A_{Sim} gilt

$$\frac{F_{PK}}{A_{PK}} = \frac{F_{Sim}}{A_{Sim}}. \quad (3.8)$$

Mit (3.8) ergibt sich aus (3.5)

$$i_{hydr} = \frac{A_{Sim}}{A_{PK}} = \frac{d_{Sim}^2}{d_{PK}^2}. \quad (3.9)$$

Mit den Kolbendurchmessern des Simulatorkolbens $d_{Sim} = 30mm$ und des Pedalkolbens $d_{PK} = 19,05mm$ ergibt sich die hydraulische Übersetzung zu $i_{hydr} = 2,48$. Das Gesamtübersetzungsverhältnis von Pedal zur Simulationseinheit ergibt sich damit zu $i_{ges} = i_{Pedal} \cdot i_{hydr} = 8,93$.

Somit kann die Simulatorkennlinie, die mit der Kraft auf den Simulatorkolben F_{Sim} und dem Verfahrweg des Simulatorkolbens s_{Sim} bestimmt ist, aus der Pedalkennlinie berechnet werden:

$$F_{Sim} = F_{Pedal} \cdot i_{ges} \quad (3.10)$$

$$s_{Sim} = s_{Pedal} \cdot \frac{1}{i_{ges}} \quad (3.11)$$

Auswahl der Federarten

Die für den Prüfstands Aufbau verwendete Simulationseinheit sieht den Einsatz von Druckfedern vor. Aufgrund der zylindrischen Bauform ist es sinnvoll, Druckfedern mit ähnlicher Gestalt zu verwenden. Damit beschränkt sich die Auswahl an einsetzbaren Federbauarten auf Schraubendruckfedern, Tellerfedern, Ringfedern und Elastomerfedern. Die Eigenschaften dieser Federn sind:

Schraubendruckfedern können aus Drähten mit Kreis- oder Rechteckquerschnitt gefertigt sein. Federdurchmesser, Querschnitt und Anzahl der Windungen bestimmen die Federrate. Durch zylindrische oder kegelige Ausführung sowie durch variable Steigung der Windungen kann die Federkennlinie bei diesen Federn verändert werden. Durch Zusammenschalten mehrerer Federn in Parallel- oder Serienschaltung können sie für viele Aufgaben eingesetzt werden [20].

Tellerfedern sind kegelförmig Ringschalen. Die Form der Federkennlinie der Einzelfeder wird im wesentlichen durch das Verhältnis der Federbauhöhe zu Tellerdicke bestimmt. Belastbarkeit und Federsteifigkeit werden vom Verhältnis Außendurchmesser zu Tellerdicke festgelegt. Tellerfedern werden meist gleichsinnig zu Federpaketen oder wechselsinnig zu Federsäulen geschichtet eingesetzt [20].

Ringfedern bestehen aus geschlossenen Außen- und Innenringen, die mit kegeligen Wirkflächen ineinander greifen. Aufgrund der hohen Reibung zwischen den einzelnen Ringen wird viel mechanische Energie in Wärme verwandelt, durch die damit verbundene Dämpfung eignen sie sich als Pufferfedern [20].

Elastomerfedern können in vielfältigen Formen hergestellt werden. Sie werden hauptsächlich als Druck- und Schubfedern eingesetzt. Sie eignen sich als Puffer, zur Schwingungs- und Geräuschdämmung oder als Lager von Fahrwerkskomponenten in Kraftfahrzeugen. Die Nachgiebigkeit von Elastomerfedern wird durch die Elastizität des Werkstoffes und die Formgebung bestimmt [10].

Ringfedern werden aufgrund des ungünstigen Reibungsverhaltens nicht eingesetzt. Für die Erprobung werden aus den verbliebenen Bauarten zwei Federvarianten zusammengestellt:

Variante 1: Schraubenfedern mit Elastomerfeder

Mit einer kombinierten Anordnung mehrerer Schraubenfedern soll der vorgegebene progressive Kennlinienverlauf nachgebildet werden. Für den Bereich höherer Betätigungskräfte wird eine Elastomerfeder angeordnet.

Variante 2: Tellerfedern

Aufgrund der vielfältigen Kombinationsmöglichkeiten bei der Schichtung zu Tellerfedersäulen wird eine genaue Nachbildung der vorgegebenen progressiven Kennlinie bei geringem Bauraumbedarf erwartet. Da diese Federn auch hohe Kräfte aufnehmen können, ist kein zusätzlicher Puffer notwendig.

3. Konzeption des Bremspedalkraftsimulators

Aufgrund der unterschiedlichen Vorgehensweise erfolgt die Berechnung von Schrauben- und Tellerfedern getrennt.

Berechnung der Schraubenfedern

Zylindrische Schraubenfedern mit konstantem Drahtquerschnitt weisen gerade Federkennlinien auf. Durch Kombination mehrerer Federn kann eine progressive Kennlinie erreicht werden. Auf den Einsatz von Federn mit variabler Windungssteigung oder von kegeligen Schraubenfedern mit progressiver Kennlinie wird bewusst verzichtet, da diese Federn meist nur als Sonderanfertigung verfügbar und daher zu teuer sind.

Aufgrund des für die Federn zur Verfügung stehenden Bauraumes mit einer Länge von 110mm und einem maximalen Durchmesser von 35mm ist die Anordnung von drei Federn möglich. Wie in Abbildung 3.9 gezeigt, wird das Federpaket aus zwei in Serie angeordneten Schraubenfedern und einer parallel geschalteten Elastomerfeder aufgebaut. Die Elastomerfeder wird erst bei überschreiten eines bestimmten Federweges mit Kraft beaufschlagt. Die gewählte Federanordnung ergibt abhängig vom Federweg drei unterschiedliche Federraten, die Gesamtkennlinie weist somit einen progressiven Verlauf auf.

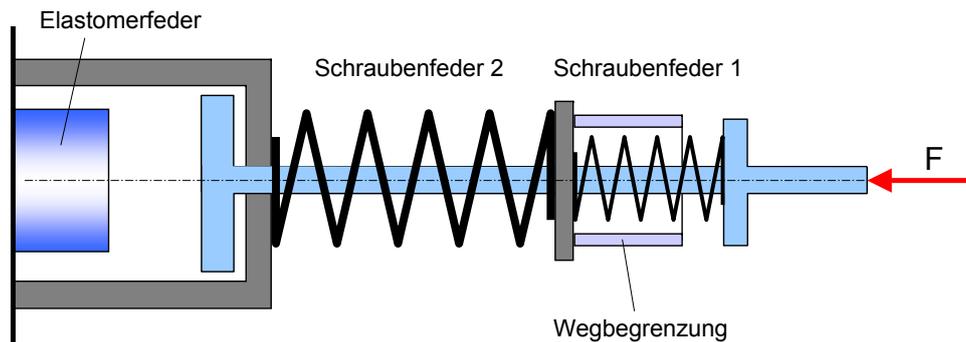


Abbildung 3.9.: Anordnung der Federn

Die in Abschnitt 3.3.2 aus der Pedalkennlinie berechnete Simulatorkennlinie wird aufgrund der drei Federraten des Federpaketes in drei Bereiche unterteilt, wie Abbildung 3.10 zeigt.

Bereich n	Federweg s [mm]	Federkraft F [N]	Federn
A	$0 < s \leq 3,36$	$0 < F \leq 504$	Feder 1 u. Feder 2 in Serie
B	$3,36 < s \leq 5,60$	$504,4 < F \leq 1366$	Feder 2
C	$5,6 < s \leq 7,5$	$1365 < F \leq 4464$	Feder 2 u. Feder 3 parallel

Tabelle 3.6.: Einteilung der Kennlinienbereiche für die Schraubenfederberechnung

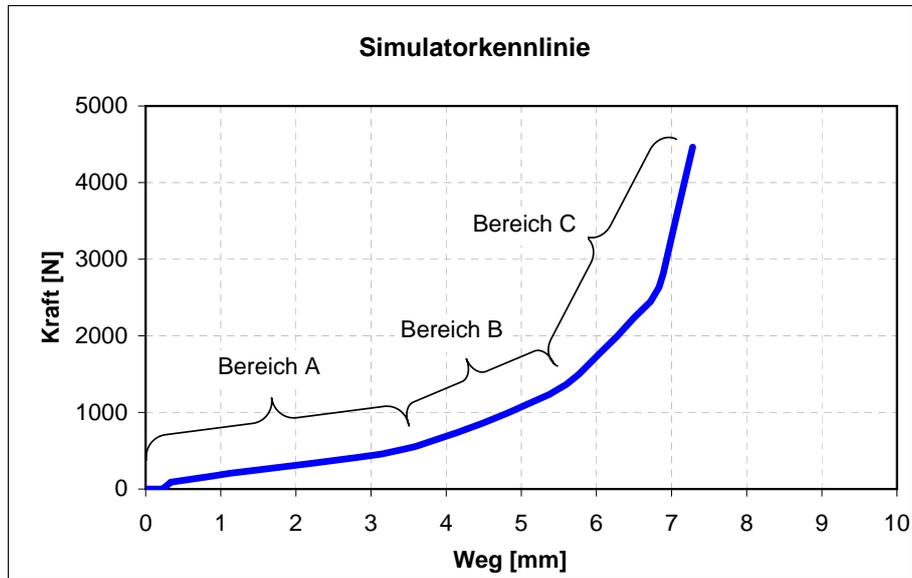


Abbildung 3.10.: Kennlinienbereiche der Simulatorkennlinie für die Schraubenfederberechnung

Aus der in Tabelle 3.6 festgelegten Einteilung der Kennlinienbereiche können die Federaten jedes Bereiches n bestimmt werden mit

$$R_n = \frac{\Delta F_n}{\Delta s_n} \quad (3.12)$$

Die Federraten ergeben sich zu $R_A = 150,1 \text{ N/mm}^2$, $R_B = 384,6 \text{ N/mm}^2$ und $R_C = 1630,8 \text{ N/mm}^2$. Daraus werden die erforderlichen Federraten der Einzelfedern ermittelt.

In Bereich B hat Feder 1 die Wegbegrenzung erreicht, der Federweg wird durch Feder 2 erzielt. Die Federrate der Einzelfeder muss gleich der Gesamtfederrate sein.

$$R_2 = R_B = 384,6 \text{ N/mm}^2. \quad (3.13)$$

Bereich A wird durch Serienschaltung von Feder 1 und Feder 2 abgedeckt. Die Gesamtfederrate bei Serienschaltung von zwei Federn wird berechnet mit

$$\frac{1}{R_A} = \frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2}. \quad (3.14)$$

Durch Umformung kann die Federrate von Feder 1 bestimmt werden. Sie ergibt sich zu

$$R_1 = \frac{1}{\frac{1}{R_A} - \frac{1}{R_2}} \quad (3.15)$$

$$= \frac{1}{\frac{1}{150,1} - \frac{1}{384,6}} = 246,2 \text{ N/mm}^2. \quad (3.16)$$

3. Konzeption des Bremspedalkraftsimulators

In Bereich C liegt Parallelschaltung von Feder 2 und Feder 3 vor. Bei Parallelschaltung wird die Gesamtfederrate durch Addition der Federraten der Einzelfedern berechnet. Es gilt

$$R_C = R_2 + R_3 \quad (3.17)$$

Damit kann die Federrate der Feder 3 bestimmt werden

$$R_3 = R_C - R_2 \quad (3.18)$$

$$= 1630,8 - 384,6 = 1246,2 \text{ N/mm}^2 \quad (3.19)$$

Anhand der errechneten Federraten erfolgt die Federauswahl. Die Schraubenfedern werden aus dem Lieferprogramm der Firma *Hennlich* [17] gewählt, die Elastomerfeder aus dem Lieferprogramm der Firma *Steinel* [36]. Dabei werden - unter Berücksichtigung des zur Verfügung stehenden Bauraumes - Federn ausgewählt, deren Federraten möglichst genau den berechneten Werten entsprechen. In Tabelle 3.7 sind die ausgewählten Federn aufgelistet.

Feder Nr.	Hersteller	Bezeichnung	R [N/mm ²]	L_0 [mm]	D_a [mm]
1	Hennlich	81/66/1	284,01	49	31,1
2	Hennlich	81/55/1	360,74	47	29,2
3	Steinel	SZ8590	700	20	25

Tabelle 3.7.: Ausgewählte Federn

Mit den Federraten der ausgewählten Federn erfolgt die Berechnung der installierten Simulatorkennlinie. Die Elastomerfeder weist eine leicht progressive Kennlinie auf, die zur Vereinfachung der Berechnung durch eine konstante Federrate linearisiert wird.

Zunächst werden mit (3.13), (3.14) und (3.17) die installierten Federraten der drei Kennlinienbereiche ermittelt:

$$R_{A,i} = 158,9 \text{ N/mm}^2$$

$$R_{B,i} = 360,74 \text{ N/mm}^2$$

$$R_{C,i} = 1060,74 \text{ N/mm}^2$$

Anschließend wird die zur Erzeugung der progressiven Kennlinie erforderliche Federwegsbegrenzung für Feder 1 ermittelt. Bereich A weist einen Federweg von $s_{A,max} = 3,36 \text{ mm}$ auf. Über die Federrate kann für diesen Federweg die Federkraft $F_{A,max}$ ermittelt werden zu

$$F_{A,max} = R_{A,i} \cdot s_{A,max} \quad (3.20)$$

$$= 158,9 \cdot 3,36 = 533,9 \text{ N} \quad (3.21)$$

Bei Serienschaltung wird jede Feder mit der gleichen Kraft belastet. Der Federweg $s_{1,max}$

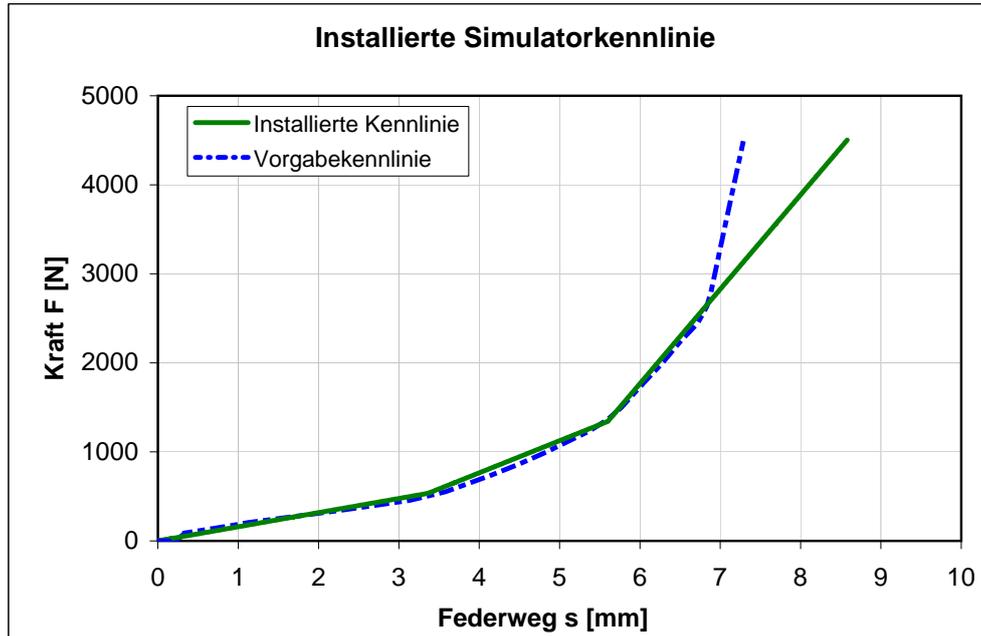


Abbildung 3.11.: Federkennlinie des Schraubenfederpaketes

der Einzelfeder ist daher

$$s_{1,max} = \frac{F_{A,max}}{R_1} \quad (3.22)$$

$$= \frac{533,9}{284,01} = 1,88mm . \quad (3.23)$$

Die Federwegsbegrenzung für Feder 1 erfolgt bei $s = s_{1,max} = 1,88mm$. Praktisch umgesetzt wird dies wie in Abbildung 3.9 dargestellt durch eine Hülse.

Die Zuschaltung der Elastomerfeder (Feder 3) erfolgt nach Tabelle 3.6 bei $s = s_{B,max} = 5,6mm$. In der Erprobung kann dieser Wert über eine Schraube eingestellt werden. Schließlich kann die Simulatorkennlinie angegeben werden:

$$F_{Sim}(s) = \begin{cases} 158,9 \cdot s & \text{für } s \leq 3,36 \\ 360,74 \cdot (s - 1,88) & \text{für } 3,36 < s \leq 5,6 \\ 360,74 \cdot (s - 1,88) + 700 \cdot (s - 5,6) & \text{für } 5,6 < s \end{cases} \quad (3.24)$$

Die in Abbildung 3.11 dargestellte installierte Kennlinie des Federpaketes weicht im Bereich höherer Betätigungskräfte aufgrund der Federrate der Elastomerfeder deutlich von der Vorgabekennlinie ab. Dies wird in Kauf genommen, da der Einbau einer größeren Elastomerfeder mit höherer Federrate im vorgegebenen Bauraum nicht möglich ist.

Berechnung der Tellerfedern

Durch die Möglichkeit zur Schichtung bieten Tellerfedern hohe Variabilität bei der Gestaltung der Federkennlinien. Aufgrund des geringen Bauraumbedarfs können mehrere Einzel-federn in der Simulationseinheit untergebracht werden. Daher werden vier unterschiedliche Tellerfedersäulen hintereinander angeordnet, die jeweils eine Federwegsbegrenzung aufweisen. Bei ansteigender Belastung erreichen die Federsäulen nacheinander ihre Wegbegrenzungen, sodass sich abhängig vom Federweg vier unterschiedliche Federraten ergeben, die zu einer progressiven Gesamtkennlinie führen. Gegenüber der Schraubenfedervariante soll damit eine bessere Nachbildung der Vorgabekennlinie erzielt werden. Abbildung 3.12 zeigt die Unterteilung der Simulatorkennlinie in vier Kennlinienbereiche.

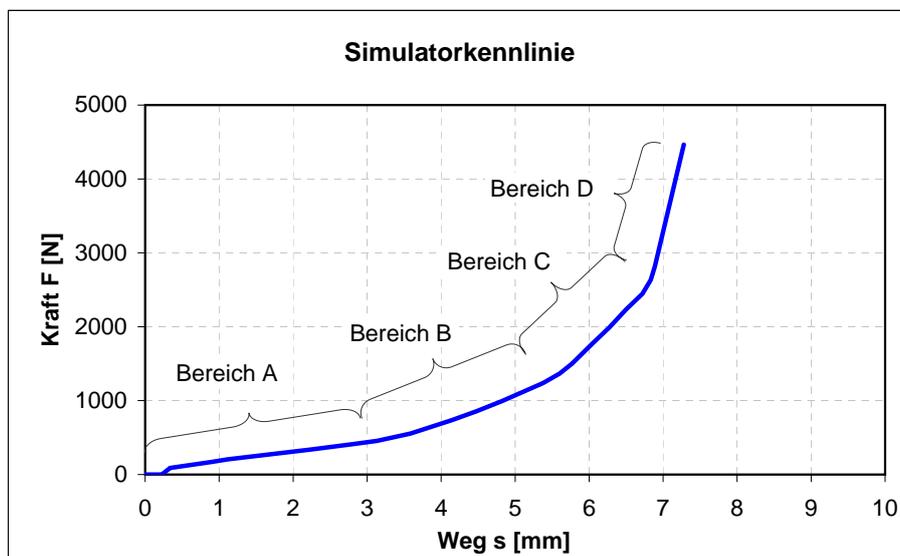


Abbildung 3.12.: Kennlinienbereiche der Simulatorkennlinie für die Tellerfederberechnung

Bereich	Federweg s [mm]	Federkraft F [N]
A	$0 < s \leq 3,3$	$0 < F \leq 455$
B	$3,3 < s \leq 5,38$	$455 < F \leq 1237$
C	$5,38 < s \leq 6,83$	$1237 < F \leq 2634$
D	$6,83 < s \leq 7,28$	$2633 < F \leq 4464$

Tabelle 3.8.: Einteilung der Kennlinienbereiche für die Tellerfederberechnung

Mit den in Tabelle 3.8 festgelegten Kennlinienbereichen erfolgt eine Vorauswahl der zu verwendenden Federn. Tellerfedern weisen je nach Ausführung annähernd lineare bis stark nichtlineare Kennlinien auf [9]. Im Lieferprogramm der Firma *Hennlich* sind die Federkennlinien der Einzelfedern daher punktweise durch die Federkräfte bei 25%, 50% und 75% Einfederung und bei Planlage der Feder angegeben. Die Federauswahl erfolgt zunächst über

3. Konzeption des Bremspedalkraftsimulators

	Einzelfeder			Federsäulen			
	Bezeichnung	$F_{0,75}$	$s_{0,75}$	Anzahl	Schichtung	\bar{F}	\bar{s}
A	0225/01	425	0,6	6	seriell	425	3,6
B	0250/04	1359	0,53	3	seriell	1359	1,59
C	0280/04	2723	0,71	3	seriell	2723	2,13
D	0315/08	6173	0,56	1	-	6173	0,56

Tabelle 3.9.: Ausgewählte Tellerfedern

die Federkraft $F_{0,75}$ und den Federweg $s_{0,75}$ bei 75% Einfederung. Für jeden der vier Bereiche der Simulator Kennlinie wird eine Feder ausgewählt, bei der $F_{0,75}$ näherungsweise der in Tabelle 3.8 angegebenen maximalen Federkraft des Bereichs entspricht. Anschließend wird über den Federweg $s_{0,75}$ und den in Tabelle 3.8 angegebenen maximalen Federweg die erforderliche Federanzahl bestimmt.

Wie in Tabelle 3.9 dargestellt, werden die Bereiche A, B und C jeweils durch eine Federsäule mit wechselseitig geschichteten Federn abgedeckt, für Bereich D ist eine Einzelfeder ausreichend.

Um mit den hintereinander angeordneten Säulen die geforderte Progression der Simulator Kennlinie zu erreichen, müssen die Federwegsbegrenzungen für jede Säule ermittelt werden. Dazu ist es notwendig, aus den an fünf Punkten (unbelastet, 25%, 50%, 75% und 100% des Federweges) beschriebenen Federkennlinien Funktionen $F(s)$ zu bestimmen, die Federkraft F als Funktion des Federweges s angeben. Dies erfolgt durch Polynominterpolation. Dabei werden zunächst die punktweisen Federkennlinien der einzelnen Federsäulen berechnet, indem die Federwege der Einzelfedern mit der jeweiligen Federanzahl multipliziert werden. Diese an fünf Stützpunkten beschriebenen Federkennlinien werden anschließend mit Polynomen 4. Ordnung interpoliert. Es ergeben sich die Funktionen $\bar{F}(s)$ für die Federsäulen und $F(s)$ der Einzelfeder zu

$$\text{Federsäule 1: } 6 \times 0225/01: \bar{F}_1(\bar{s}_1) = 0,242\bar{s}_1^4 + 1,635\bar{s}_1^3 - 46,517\bar{s}_1^2 + 253,046\bar{s}_1$$

$$\text{Federsäule 2: } 3 \times 0250/04: \bar{F}_2(\bar{s}_2) = -0,965\bar{s}_2^4 + 42,824\bar{s}_2^3 - 281,6\bar{s}_2^2 + 1128,8\bar{s}_2$$

$$\text{Federsäule 3: } 3 \times 0280/04: \bar{F}_3(\bar{s}_3) = 109,9\bar{s}_3^4 - 427,59\bar{s}_3^3 + 368,58\bar{s}_3^2 + 1765,8\bar{s}_3$$

$$\text{Feder 4: Einzelfeder } 0315/08: F_4(s_4) = -13407s_4^4 + 19119s_4^3 - 9712s_4^2 + 12821s_4$$

Für die Bestimmung der Federwegsbegrenzungen werden die Federwege jeder Federsäule für die in Tabelle 3.8 angegebenen maximalen Kräfte jedes Kennlinienbereichs ermittelt. Die Summe der Federwege ergibt den Gesamtfederweg. Durch Abgleich mit den Federwegen aus Tabelle 3.8 werden die Wegbegrenzungen der jeweiligen Federsäule ermittelt. Die Wegbegrenzungen ergeben sich zu

$$\text{Federsäule 1: } \bar{s}_{1,max} = 3mm$$

$$\text{Federsäule 2: } \bar{s}_{2,max} = 1,5mm$$

$$\text{Federsäule 3: } \bar{s}_{3,max} = 2,1mm$$

3. Konzeption des Bremspedalkraftsimulators

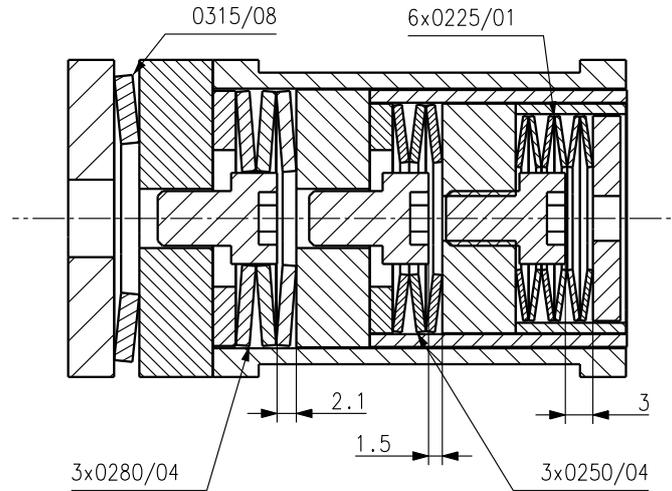


Abbildung 3.13.: Tellerfedersäule

Abbildung 3.13 zeigt die konstruktive Lösung für die Schichtung des Tellerfederpaketes. Um eine genaue Einstellung und Anpassung an die Ist-Abmessungen der Federn zu ermöglichen, werden für die Wegbegrenzungen Schrauben verwendet. Die Führung der Federn erfolgt durch Hülsen.

Schließlich ergibt sich aus den Wegbegrenzungen die punktweise angegebene installierte Federkennlinie, wie Abbildung 3.14 zeigt.

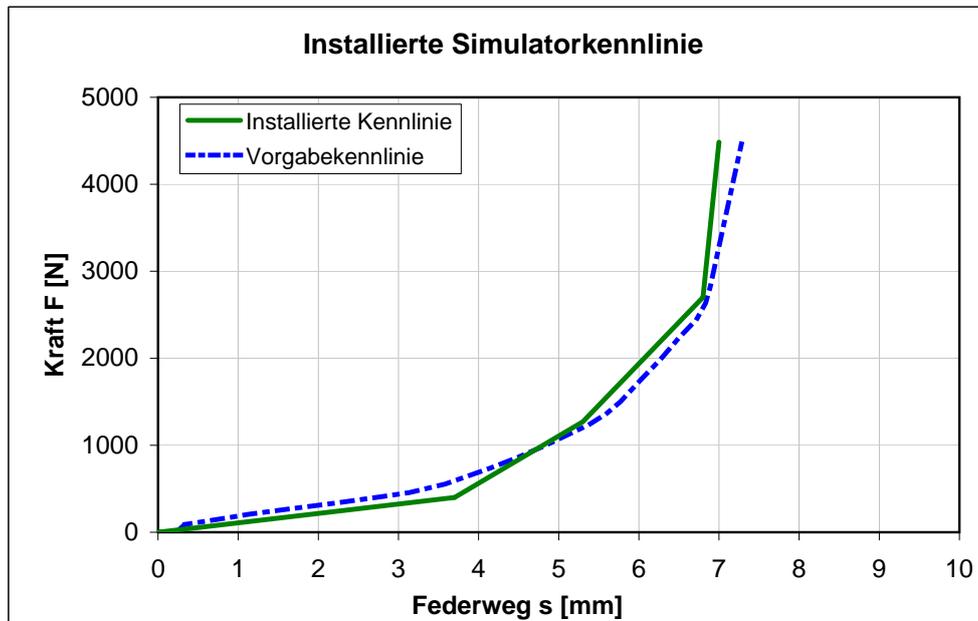


Abbildung 3.14.: Kennlinie der Tellerfedersäule

3.3.3. Messungen

Das elektrohydraulische Grundkonzept und das modifizierte Konzept werden jeweils mit beiden Federvarianten erprobt. Zur Messung der statischen Pedalkennlinien wird das Bremspedal langsam manuell betätigt. Die Betätigungsgeschwindigkeiten liegen dabei im Bereich von ca. 10 bis 20mm/s. Zusätzlich werden Messungen mit „schneller Betätigung“ (ca. 400mm/sec) durchgeführt, um erste Informationen über das dynamische Verhalten zu gewinnen. Bei den Messungen wird bis zu einer Pedalkraft von ca. 500N betätigt, danach das Kraftniveau für einige Sekunden gehalten und anschließend das Pedal gelöst.

Für die Berechnung des Pedalweges s_{Pedal} aus dem gemessenen Pedalwinkel α_{Pedal} wird der Pedalweg als Bogenlänge definiert. Mit dem Radius zur Mitte der Pedalplatte r_{Pedal} gilt

$$s_{Pedal} = \frac{2 \cdot r_{Pedal} \cdot \pi \cdot \alpha_{Pedal}}{360} . \quad (3.25)$$

Wie die folgende Betrachtung zeigt, ist die Abweichung gegenüber der Sehnenlänge vernachlässigbar:

Der maximale Pedalweg der Vorgabekennlinie liegt bei ca. $s_{Pedal} = 70mm$. Mit dem Pedalradius von $r_{Pedal} = 295mm$ ergibt sich ein Winkel von $\alpha_{Pedal} = 2 \cdot \arcsin \frac{70}{2 \cdot 295} = 13,63^\circ$. Die Bogenlänge für diesen Winkel beträgt $s_{Pedal} = \frac{2 \cdot 295 \cdot \pi \cdot 13,6}{360} = 70,17mm$. Dies entspricht einem Fehler von 0,23%.

Messergebnisse Grundkonzept

Die Abbildungen 3.15 und 3.16 zeigen die gemessenen Pedalkennlinien für das Grundkonzept mit drei Schaltventilen. In beiden Abbildungen stellt Messung 6 eine Messung mit schnellem Betätigen des Pedals dar, während die Messungen 1 bis 5 wiederholte langsame Betätigungen darstellen.

Messergebnisse modifiziertes Konzept

Die gemessenen Pedalkennlinien des modifizierten Konzeptes mit den Schraubenfedern sind in Abbildung 3.17 dargestellt. Darin zeigen die Messungen 1 bis 5 wiederholte langsame Betätigungen des Pedals, Messung 6 stellt eine schnelle Pedalbetätigung dar.

Abbildung 3.18 zeigt die gemessenen Pedalkennlinien des modifizierten Konzept mit den Tellerfedern. Die Messungen 1 bis 6 zeigen wiederholte langsame Betätigungen.

Wie in Abschnitt 3.1.3 erläutert, ist das 4/2-Wegeventil als Schieberventil ausgeführt und weist bauartbedingt eine höhere Leckage als Sitzventile auf. Für das verwendete Ventil gibt der Hersteller eine Leckage von $82cm^3/min$ bei $207bar$ an. Im Betrieb ist der auftretende Druck zum überwiegenden Teil deutlich geringer, es wird daher eine deutlich geringere Leckage erwartet. Zur Untersuchung des Leckageverhaltens wird der Druckabfall unter konstanter Belastung bestimmt. Für die Messung befindet sich das Ventil in Grundstellung (nicht bestromt), das Pedal wird in betätigter Position arretiert. Dabei wird der Druck

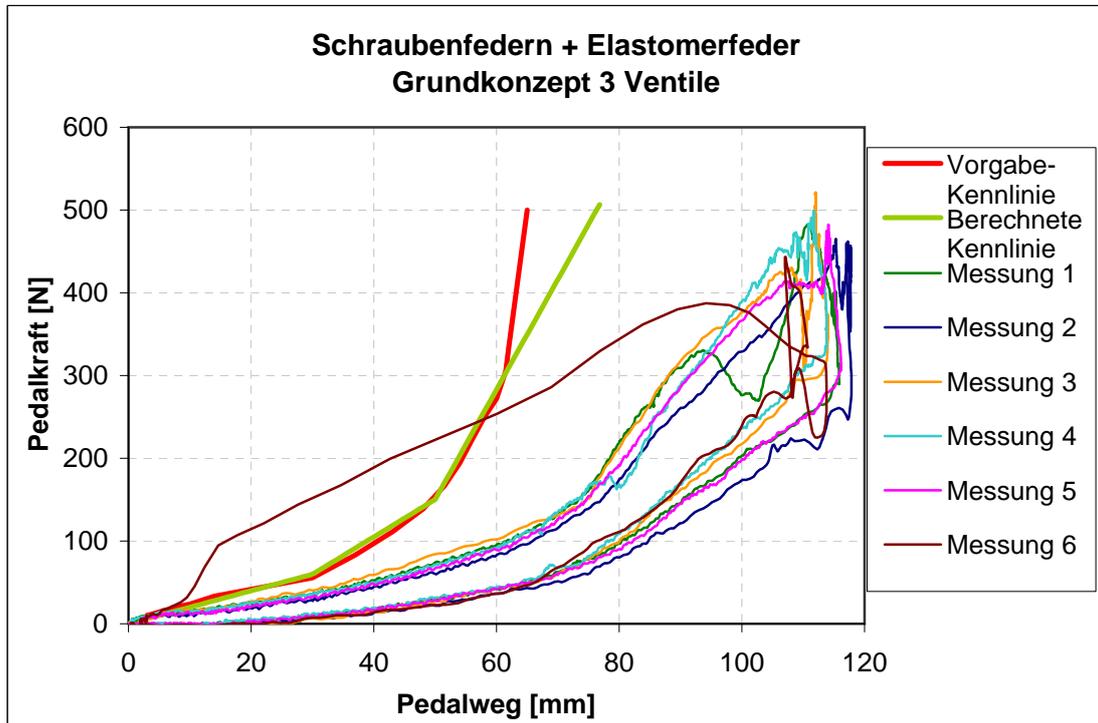


Abbildung 3.15.: Messungen Grundkonzept mit Schraubenfedern

gemessen und über einen Haltezeitraum aufgezeichnet, wie in Abbildung 3.19 dargestellt.

3.3.4. Beurteilung der Ergebnisse

Wie aus den Messergebnissen hervorgeht, ist eine Nachbildung der vorgegebenen Pedalkennlinie möglich. Weiters konnte die Funktion des Fail-safe Modus sichergestellt werden, womit die grundlegenden Funktionsanforderungen erfüllt sind.

Mit den verwendeten Tellerfedern wird eine sehr gute Näherung der Vorgabekennlinie erreicht, wie Abbildung 3.18 zeigt. Beim Grundkonzept (Abbildung 3.16) weicht die gemessene Pedalkennlinie mit dem gleichen Tellerfederpaket geringfügig von der vorgegebenen Kennlinie ab. Dies ist auf eine Verstellung der Federwegsbegrenzungen zurückzuführen. Aufgrund des hohen Übersetzungsverhältnisses zwischen Pedal und Simulator führen bereits geringe Abweichungen der Wegbegrenzungen zu deutlichen Auswirkungen auf die Pedalkennlinie.

Mit der Schraubenfedervariante wird bei beiden Konzepten nur eine schlechte Näherung der Vorgabekennlinie erreicht. Die gemessene Pedalkennlinie weist einen progressiven Verlauf auf, die Pedalwege sind jedoch deutlich höher als vorgesehen, wie in den Abbildungen

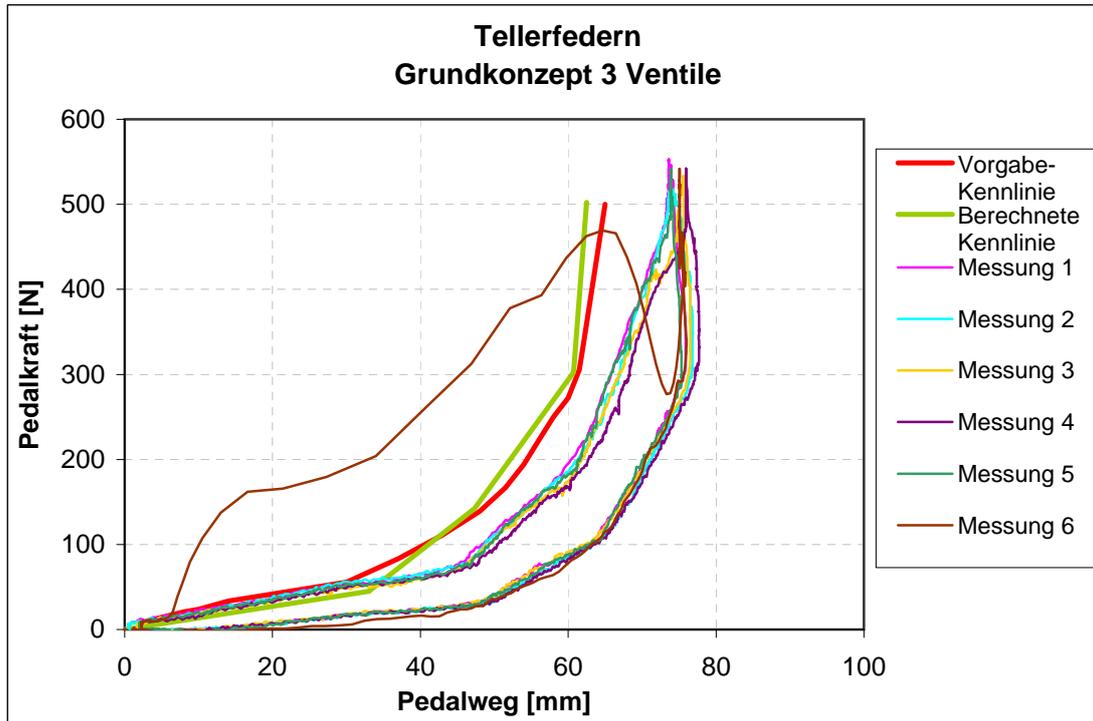


Abbildung 3.16.: Messungen Grundkonzept mit Tellerfedern

3.15 und 3.17 zu erkennen ist. Für den Bereich niedriger Pedalkräfte wird dies auf Toleranzen und Nachgiebigkeiten der Bauteile der Federsäule zurückgeführt. Der Federweg von Feder 1 wird daher nicht wie vorgesehen begrenzt und verändert damit die Pedalkennlinie. Zudem ist die Federrate der Elastomerefeder wahrscheinlich geringer als angegeben, sodass auch im Bereich höherer Betätigungskraft der Pedalweg vergrößert wird.

Aus Abbildung 3.19 geht hervor, dass das Wegeventil bereits bei geringem Systemdruck einen deutlichen Druckabfall aufweist, der auf Leckage zurückzuführen ist. Die Messreihe wurde daher nach 2 Messungen abgebrochen. Mit der Leckage sind auch die in den Abbildungen 3.17 und 3.18 ersichtlichen Vergrößerungen des Pedalweges beim Halten der Pedalkraft bei 500N erklärbar. Das erprobte Ventil ist daher für den Pedalkraftsimulator nicht einsetzbar, sodass die weitere Entwicklung des Prototypen auf Basis des elektrohydraulischen Grundkonzeptes erfolgt.

Generell zeigt sich bei allen Messreihen eine Streuung der gemessenen Pedalkennlinien. Dies ist auf Ungenauigkeiten bei der Pedalwinkelmessung zurückzuführen. Aufgrund von Spiel in der Lagerstelle und der einseitigen Lagerung des Pedals kommt es bei Betätigung zu einem Achsversatz zwischen Sensor und Magnet, was zu einer Verfälschung der Winkelmessung führt.

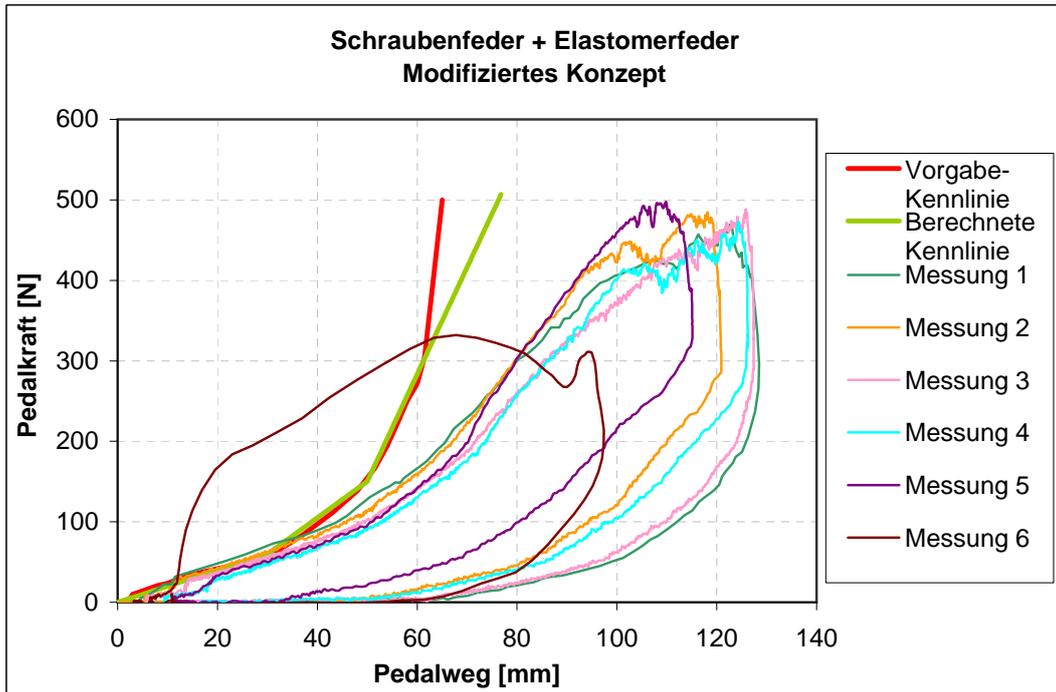


Abbildung 3.17.: Messungen modifiziertes Konzept mit Schraubenfedern

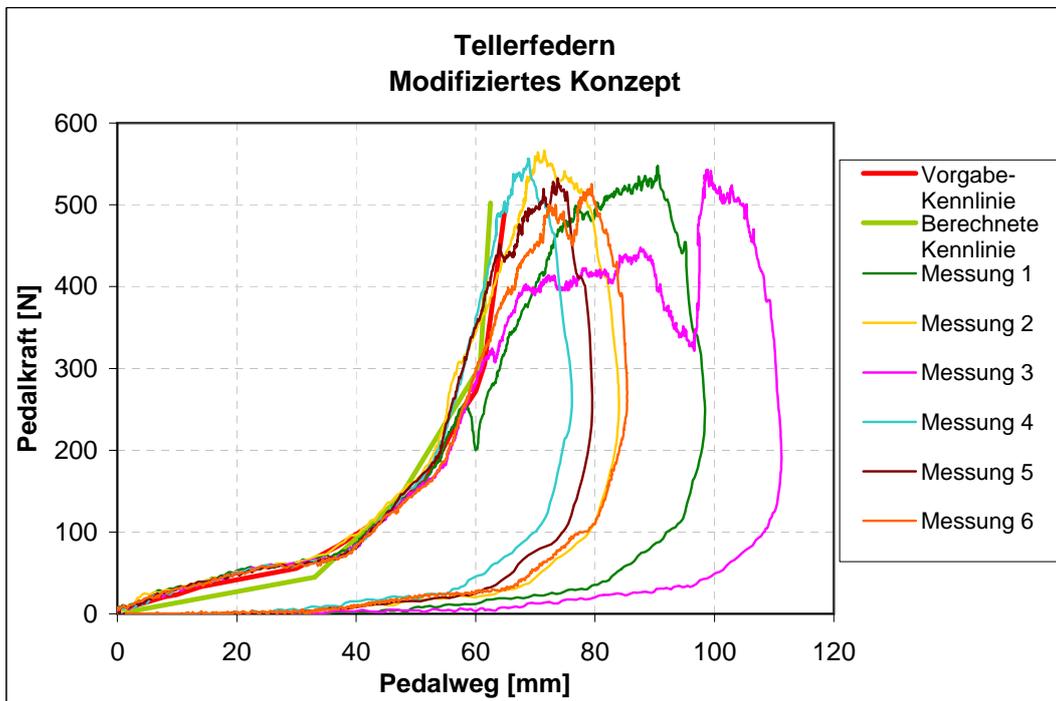


Abbildung 3.18.: Messungen modifiziertes Konzept mit Tellerfedern

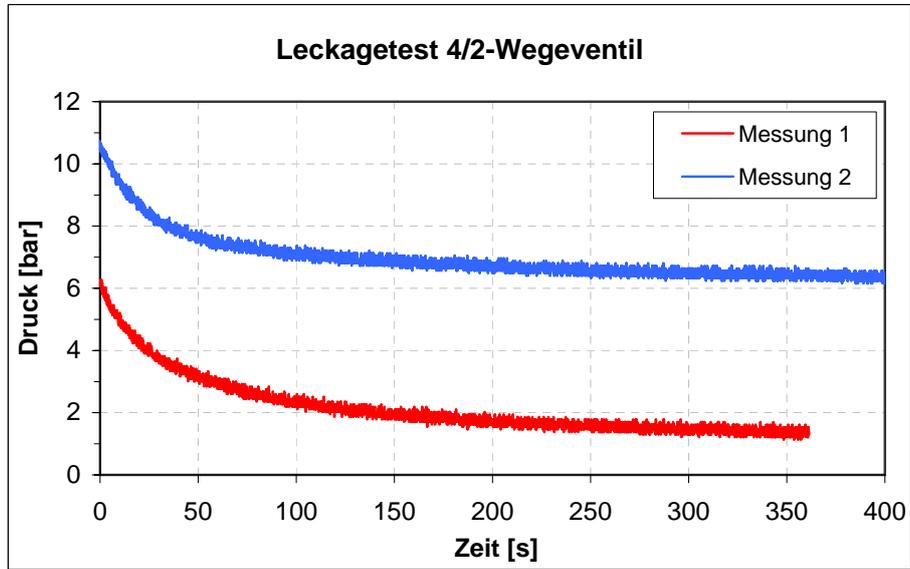


Abbildung 3.19.: Messung Druckabfall am 4/2-Wegeventil durch Leckage

Wie die Erprobung des Grundkonzeptes zeigt, führt ein Umschalten zwischen den Betriebsmodi bei betätigtem Bremspedal dazu, dass das Pedal nicht in seine Ausgangsstellung zurückkehren kann. Um dieses Verhalten zu verhindern, ist eine Modifikation des Konzeptes erforderlich. Die Messergebnisse zeigen zudem, dass hohe Betätigungsgeschwindigkeiten zu deutlich veränderten Pedalkennlinien mit hoher Hysterese führen, wenngleich die Aussagekraft dieser Messergebnisse durch die Ungenauigkeiten der Winkelmessung eingeschränkt ist. Die Hysterese ist im wesentlichen auf Reibungs- und Strömungswiderstände zurückzuführen. Bei dem zu entwickelnden Prototypen ist daher auf geringe Widerstände zu achten.

4. Konstruktion des Prototypen

4.1. Überarbeitung des elektrohydraulischen Konzeptes

Auf Basis der Erprobungsergebnisse erfolgt eine Überarbeitung des elektrohydraulischen Konzeptes. Abbildung 4.1 zeigt das verbesserte Konzept, das auf das in Abschnitt 3.1.1 beschriebene Konzept aufbaut und als Grundlage für die Konstruktion des Bremspedalkraftsimulators dient.

Um zu verhindern, dass das Pedal beim Umschalten zwischen den Betriebsmodi blockiert wird, ist eine Verbindungsleitung mit Rückschlagventil 19 vom Flüssigkeitsbehälter zum Pedalkolben eingefügt. Durch das Rückschlagventil kann beim Lösen des Pedals Hydraulikflüssigkeit zum Pedalkolben strömen. Beim Betätigen schließt das Rückschlagventil, sodass kein Fluidstrom zum Behälter möglich ist. Weiters wird durch dieses Ventil gewährleistet, dass etwaige Leckagen im Hydrauliksystem zwischen Pedalkolben und Simulator kompensiert werden.

Im Versuchsfahrzeug wird zur Bremskraftherzeugung im Reibungsbremssystem der Powerboost 17 eingesetzt, siehe Abschnitt 2.2.1. Zur Vereinfachung des Packaging wird beim

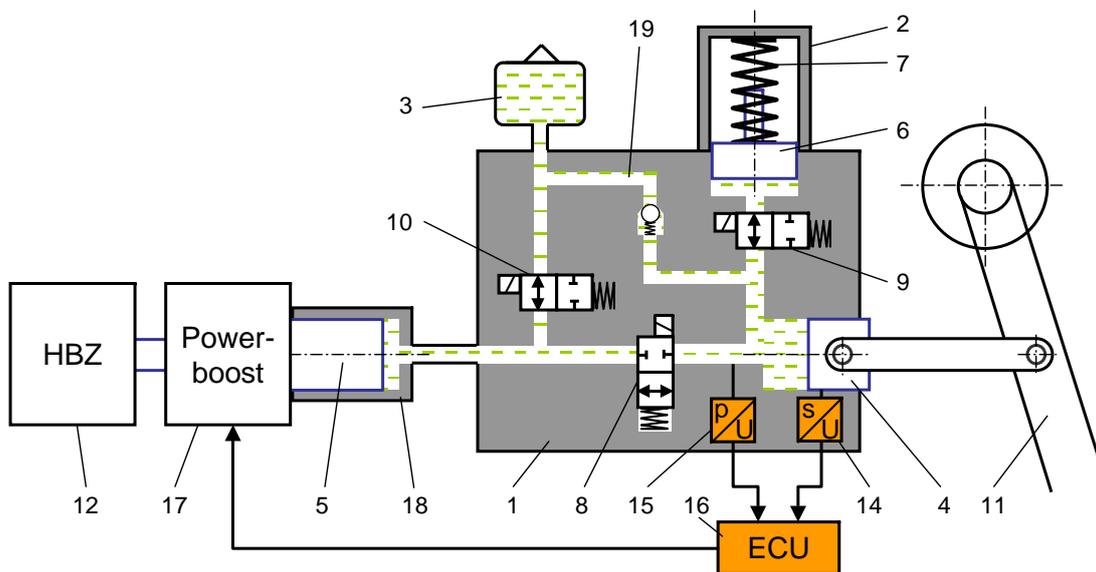


Abbildung 4.1.: Verbesserungen am elektrohydraulischen Konzept

Pedalkraftsimulator der Durchtrieb in der eigenständigen Baugruppe Durchtriebseinheit 18 untergebracht und für die direkte Betätigung des Hauptbremszylinders 12 an den Powerboost 17 angekoppelt.

Wie die Erprobung zeigt, weist die Pedalwinkelmessung an der Pedallagerstelle Ungenauigkeiten aufgrund von Toleranzen und Nachgiebigkeiten auf. Daher wird für die Erfassung des Fahrerbremswunsches ein Wegsensor 14 am Gehäuse 1 angeordnet, der den Verfahrweg des Pedalkolbens 4 und damit die Pedalbewegung misst. Der Drucksensor 15 bleibt für eine etwaige Fehlerdiagnose erhalten. Die Simulationseinheit 2 wird teilbar ausgeführt, um die Federelemente 7 einfach tauschen zu können.

4.2. Dimensionierung der Komponenten

Für die Hauptkomponenten des Prototypen wird eine rechnerische Abschätzung der erforderlichen Abmessungen durchgeführt. Beim Großteil der Bauteile erfolgt die Dimensionierung, indem Abmessungen von Serienbauteilen oder erprobten Teilen aus anderen Entwicklungsprojekten von MSF direkt oder mit Maßaufschlägen übernommen werden. Da für diesen Prototyp keine Gewichtsoptimierung erforderlich ist, kann auf eine detaillierte Dimensionierung der Komponenten verzichtet werden, deren Umfang den Rahmen dieser Arbeit übersteigen würde. Besonderes Augenmerk wird auf die Berechnung der Federelemente der Simulationseinheit gelegt, da die Erzeugung einer vordefinierten Pedalkennlinie ein wichtiges Entwicklungsziel darstellt.

4.2.1. Pedalübersetzung

Für das Bremspedal des Fahrzeuges BMW E90 wurde in einem zeitgleich zu dieser Arbeit von MSF durchgeführten Entwicklungsprojekt die Pedalübersetzung ermittelt. Dabei wurde die Pedalkraft an der Pedalplatte und die Reaktionskraft an der Pedalstange gemessen. Das mittlere Verhältnis dieser Kräfte beträgt 3,7.

Die geometrischen Verhältnisse dieses Pedals zeigt Abbildung 4.2. Der Radius zur Mitte der Pedalplatte beträgt $r_{Pedal} = 325,4mm$, der Radius zum Gelenk der Pedalstange $r_{PS} = 81,1mm$. Das Verhältnis dieser Radien beträgt 4,0. Für die weitere Berechnung wird daher zwischen dem Übersetzungsverhältnis für die Kräfte $i_{Pedal,F}$ und dem Übersetzungsverhältnis für die Wege $i_{Pedal,s}$ unterschieden. Die Übersetzungsverhältnisse sind definiert mit

$$i_{Pedal,F} = 3,7 \quad (4.1)$$

$$i_{Pedal,s} = 4,0 \quad (4.2)$$

4.2.2. Bestimmung der Kolbendurchmesser

Die Abmessungen der Hydraulikkolben bestimmen im Wesentlichen die Baugröße des Pedalkraftsimulators. Der im System auftretende Hydraulikdruck wird durch den Durchmesser

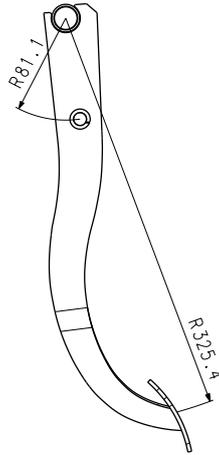


Abbildung 4.2.: Bremspedal BMW E90

des Pedalkolbens bestimmt. Da der Systemdruck eine wichtige Größe für die Auswahl der Hydraulikkomponenten ist, wird zu Beginn der Pedalkolbendurchmesser festgelegt. Anschließend werden die Durchmesser der weiteren Kolben und schließlich die erforderliche Wandstärke der Hydraulikzylinder bestimmt.

Um hohe Betriebssicherheit zu gewährleisten, dürfen die verbauten Komponenten auch im Mißbrauchsfall mit deutlich höheren Belastungen als im normalen Betrieb nicht ausfallen. Als Maximalkraft am Bremspedal gibt [5] eine Wert von 1500N an. Bei von MSF durchgeführten Messungen konnte dieser Werte überschritten werden. Um ausreichende Ausfallsicherheit zu gewährleisten, wird als höchste auftretende Belastung eine Pedalkraft von 2000N angenommen. Für den normalen Betrieb wird erwartet, dass die Betätigungskräfte zumeist unter 250N liegen.

Durchmesser des Pedalkolbens

Für die Ermittlung der Kolbendurchmesser wird das Hydrauliksystem als statisch und verlustfrei betrachtet. Der hydrostatische Druck am Pedalkolben wird berechnet mit

$$p = \frac{F_{PK}}{A_{PK}} \quad (4.3)$$

Mit der in (4.1) definierten Pedalübersetzung und (3.1) und (3.4) ergibt sich die Kraft auf den Pedalkolben F_{PK} zu

$$F_{PK} = F_{Pedal} \cdot i_{Pedal,F} \quad (4.4)$$

Mit der Kolbenfläche des Pedalkolbens $A_{PK} = \frac{d_{PK}^2 \cdot \pi}{4}$ gilt für den Druck

$$p = \frac{4 \cdot F_{Pedal} \cdot i_{Pedal,F}}{d_{Kolben}^2 \cdot \pi} \quad (4.5)$$

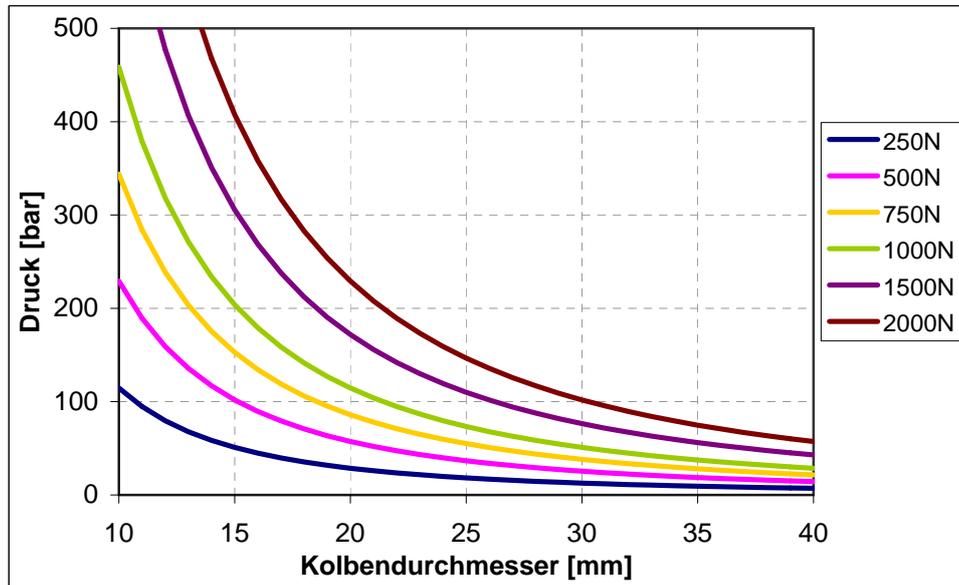


Abbildung 4.3.: Hydraulikdruck als Funktion von Kolbendurchmesser und Pedalkraft

Abbildung 4.3 zeigt den auftretenden Systemdruck abhängig von Kolbendurchmesser d_{PK} und Pedalkraft F_{Pedal} . Unter Berücksichtigung der gebräuchlichen Durchmesser von Komponenten wie Dichtungen, Führungen, etc. wird für den Pedalkolben ein Durchmesser von 25mm gewählt. Der bei der höchsten angenommenen Belastung von 2000N erreichte Druck von ca. 147bar stellt ein mittleres Druckniveau für Hydrauliksysteme dar, sodass Standarddichtungen verbaut werden können. Ein größerer Kolbendurchmesser würde zwar ein deutlich geringeres Druckniveau bei Maximalbelastung bewirken, der Druck im normalen Betrieb wären hingegen nur geringfügig niedriger.

Durchmesser des Simulatorkolbens

Die bei der Konzepterprobung eingesetzte hydraulische Übersetzung zur Simulationseinheit führt zu hohen Kräften und geringen Wegen für die Simulatorfedern, die eingesetzten Federn müssen daher hohe Federraten aufweisen. Wie die Messergebnisse in 3.3.3 zeigen, ist eine genaue Einstellung der Federwegsbegrenzungen erforderlich, die schwierig zu bewerkstelligen ist. Eine hydraulische Übersetzung von $i_{hydr,Sim} < 1$ führt dagegen zu geringeren Federkräften, erfordert jedoch hohe Federwege, die die Baugröße erhöhen würden. Beim Prototypen wird daher der Simulatorkolben wie der Pedalkolben mit dem Durchmesser von $d_{Sim} = 25mm$ ausgeführt. Die hydraulische Übersetzung zur Simulationseinheit ist damit nach (3.9) $i_{hydr,Sim} = 1$.

Durchmesser des Durchtriebskolbens

Die Durchtriebseinheit dient der direkten Betätigung des Bremssystems beim Auftreten von Fehlern (Fail-safe Modus). Für die Betätigungs- und Übertragungseinrichtung sind gesetzliche Anforderungen für den Ausfall der Energieversorgungseinrichtung und den Ausfall von Komponenten der Übertragungseinrichtung einzuhalten. Im ersten Fall erfolgt der Bremsvorgang ohne Bremskraftunterstützung nur durch die vom Fahrer aufgebraachte Pedalkraft (Bremskrafterzeuger bzw. -verstärker ausfall). Beim zweiten Fall kommt es durch den Ausfall eines Bremskreises zum sogenannten Kreisfall. In beiden Fällen muss eine Mindestverzögerung $> 3m/s^2$ bei einer maximalen Pedalkraft von $500N$ erzielt werden [27].

Durch unterschiedliche Kolbendurchmesser von Pedal- und Durchtriebskolben (hydraulische Übersetzung) kann mit dem Pedalkraftsimulator im Fail-safe Modus die erforderliche Pedalkraft verringert bzw. die erreichbare Verzögerung erhöht werden. Mit der folgenden Berechnung soll für das Entwicklungsfahrzeug BMW E90 das Potential zur Erhöhung der erzielbaren Verzögerung exemplarisch aufgezeigt werden. Dabei wird der Fall „Ausfall der Energieversorgung“ betrachtet. Die hydraulische Übersetzung $i_{hydr,D}$ zwischen Pedal- und Durchtriebskolben wird analog zu (3.9) definiert mit

$$i_{hydr,D} = \frac{d_D^2}{d_{PK}^2} . \quad (4.6)$$

Im Fail-safe Modus gilt für die auf den Hauptbremszylinder übertragene Kraft F_{HBZ}

$$F_{HBZ} = F_{Pedal} \cdot i_{Pedal,F} \cdot i_{hydr,D} . \quad (4.7)$$

Der Bremsdruck p_{HBZ} kann bestimmt werden mit

$$p_{HBZ} = \frac{F_{HBZ}}{A_{HBZ}} . \quad (4.8)$$

Mit (4.7) und der Kolbenfläche des Hauptbremszylinders $A_{HBZ} = \frac{d_{HBZ}^2 \cdot \pi}{4}$ ergibt sich der Bremsdruck zu

$$p_{HBZ} = \frac{4 \cdot F_{Pedal} \cdot i_{Pedal,F} \cdot i_{hydr,D}}{d_{HBZ}^2 \cdot \pi} . \quad (4.9)$$

Der Kolbendurchmesser des Hauptbremszylinders beträgt bei diesem Fahrzeug $d_{HBZ} = 25,4mm$. Wählt man gleiche Durchmesser von Pedalkolben und Durchtriebskolben ist nach (4.6) $i_{hydr,D} = 1$. Eine Pedalkraft von $F_{Pedal} = 500N$ ergibt einen Bremsdruck von $p_{HBZ} = 36,5bar$. Wird für den Durchtriebskolben ein Durchmesser von 30mm gewählt, beträgt ($i_{hydr,D} = 1,44$). Der Bremsdruck bei $F_{Pedal} = 500N$ beträgt damit $p_{HBZ} = 52,5bar$.

Aus Abbildung 4.4 lässt sich die Fahrzeugverzögerung ablesen. Sie beträgt für $36,5bar$ $0,72g$ und für $52,5bar$ $0,95g$. Ferner sei erwähnt, dass für die geforderte Verzögerung von $0,3g$ die erforderliche Pedalkraft von $F_{Pedal,erf} = 219,1N$ auf $152,16N$ sinkt. Durch die hydraulische Übersetzung kann die Bremsleistung bei Ausfall der Energieversorgung also

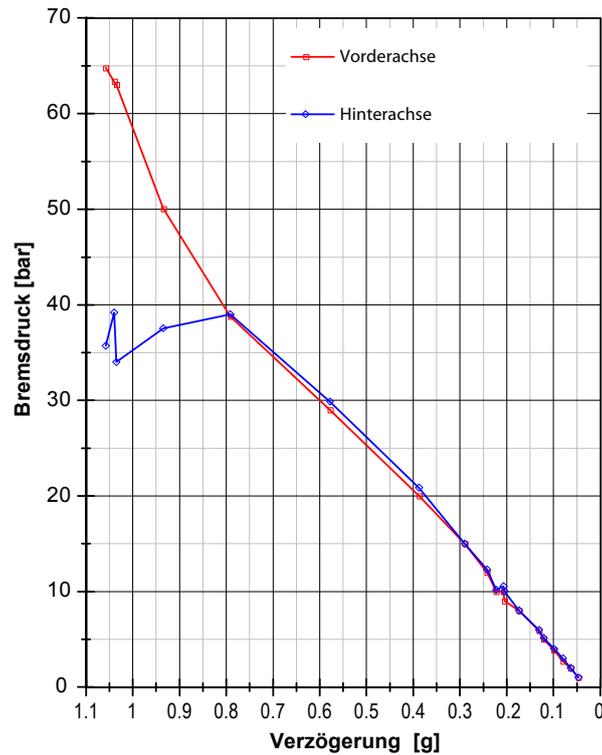


Abbildung 4.4.: Brmsdruck und Verzögerung für BMW E90 3,3i

wesentlich gesteigert werden.

Wie bereits erwähnt, ist zusätzlich die Betrachtung des Kreisausfalles erforderlich. Dabei ist sicherzustellen, dass trotz der Erhöhung des Pedalweges durch die hydraulische Übersetzung die erforderliche Verzögerung erreicht wird. Diese Berechnung kann im Rahmen dieser Arbeit nicht erfolgen, da für das Versuchsfahrzeug keine Daten über die Verlängerung des Pedalweges bei Kreisausfall vorliegen. Wie Messungen im Versuchsfahrzeug zeigen, kann durch Ersetzen des Vakuum-Bremskraftverstärkers mit dem Powerboost die Nachgiebigkeit des Bremssystems verringert werden, sodass eine Kompensation der Pedalwegerhöhung zu erwarten ist.

Da der Kreisausfall nicht betrachtet werden kann, wird bei der Durchmesserfestlegung davon ausgegangen, dass das Bremssystem des Serienfahrzeuges die gesetzlichen Anforderungen erfüllt. Um in die Bremssystemauslegung nicht einzugreifen, wird der Durchtriebskolben wie der Pedalkolben mit dem Durchmesser $d_D = 25\text{mm}$ ausgeführt. Die Pedalkraft wird damit wie im konventionellen Bremssystem nur durch die Pedalübersetzung verstärkt.

4.2.3. Wandstärken der Hydraulikzylinder

Die Berechnungen der erforderlichen Wandstärken der Hydraulikzylinder erfolgt nach dem AD 2000-Merkblatt für die Berechnung von Druckbehältern [42]. Für die erforderliche Wandstärke s bei Zylinderschalen gilt

$$s_{erf} = \frac{D_a \cdot p}{20 \frac{K}{S} \cdot v + p} + c_1 + c_2 \quad . \quad (4.10)$$

Darin sind

s_{erf}	erforderliche Wandstärke	<i>mm</i>
D_a	Außendurchmesser	<i>mm</i>
p	Druck	<i>bar</i>
K	Festigkeitskennwert des Werkstoffes	<i>N/mm²</i>
S	Sicherheitsbeiwert	-
v	Verschwächungsbeiwert	-
c_1, c_2	Zuschläge	-

Für die Berechnung wird zunächst eine Wandstärke von 2,5mm angenommen, der Außendurchmesser beträgt damit $D_a = 30mm$. Der Berechnungsdruck ist der bei maximaler Belastung auftretende Druck von $p = 147bar$. Der gewählte Aluminiumwerkstoff AlMgSi1 weist eine 0,2%-Dehngrenze von $\sigma_{0,2} = 240N/mm^2$ bis $320N/mm^2$ auf. Für die Berechnung wird der niedrigste Wert von $\sigma_{0,2} = 240N/mm^2$ herangezogen. Der Sicherheitsbeiwert S ist für Aluminiumwerkstoffe mit 1,5 festgelegt. Der Verschwächungsbeiwert ist nur bei Fügeverbindungen zu berücksichtigen und liegt daher bei 1. Die Zuschläge c_1 für Wanddickenunterschreitung und c_2 für Abnutzung werden mit 0 festgelegt. Die erforderliche Wandstärke ergibt sich damit zu

$$s_{erf} = \frac{30 \cdot 147}{20 \cdot \frac{240}{1,5} + 147} = 1,32mm \quad . \quad (4.11)$$

4.2.4. Federberechnung

Die Federberechnung erfolgt analog zur Vorgehensweise in Abschnitt 3.3.2. Zunächst erfolgt die Festlegung der zu verwendenden Federtypen und der Federanordnung. Danach wird die Simulatorkennlinie als Grundlage für die Federberechnung ermittelt. Anschließend erfolgt die Berechnung der erforderlichen Federraten und schließlich die Auswahl der Federn. Bei der Federauswahl sollen vorrangig Federn aus dem Standard-Lieferprogramm von Federherstellern gewählt werden, auf eine Sonderanfertigung von Federn soll verzichtet werden. Durch Kombination verschiedener Federn soll für die Erprobung eine Veränderung der Kennlinie ermöglicht werden.

Ähnlich der Berechnung in Abschnitt 3.3.2 erfolgt die Berechnung statisch, es werden keine Reibungskräfte, Dämpfungen und hydraulische Widerstände berücksichtigt. Bei der konstruktiven Umsetzung werden Einstellmöglichkeiten für das Federpaket vorgesehen, die eine Anpassung und Abstimmung der Kennlinie an die auftretenden Widerstände ermöglichen.

Federanordnung

Bei der Konzepterprobung konnte mit Tellerfedern eine bessere Nachbildung der Pedalkennlinie als mit der Schraubenfedervariante erzielt werden. Im praktischen Einsatz erweisen sich Tellerfedern als ungünstig, weil sie relativ hohen Fertigungstoleranzen unterliegen. Die in der Simulationseinheit erforderliche genaue Einstellung der Federwegsbegrenzungen wird dadurch erschwert. Hinzu kommt, dass beim Prototypen aufgrund der gleichen Durchmesser von Pedal- und Simulatorkolben beim Prototypen höhere Federwege auftreten als bei der Konzepterprobung. Wie eine rechnerische Abschätzung ergibt, ist dafür eine Federsäule mit mehr als 20 Federn erforderlich, bei der aufgrund der Reibung eine deutliche Hysterese der Federkennlinie erwartet wird. Für den Prototypen werden daher keine Tellerfedern eingesetzt.

Die nachzubildende Pedalkennlinie ist in Abschnitt 2.2.2 definiert und in Abbildung 2.12 dargestellt. Aufgrund des Kennlinienverlaufes ist eine Unterteilung in drei Kennlinienbereiche zweckmäßig. In der Simulationseinheit werden zwei Schraubenfedern mit einer Elastomerfeder als Endanschlag eingesetzt. Um einen konstruktiv einfachen Aufbau zu erreichen, werden die Federn in Serienschaltung angeordnet. Durch Begrenzung der Federwege werden drei unterschiedliche Gesamfederraten erreicht, eine Verstellmöglichkeit der Wegbegrenzungen ermöglicht die gezielte Veränderung der Kennlinie. Bei Parallelschaltung könnten die Federn zwar geringere Federraten aufweisen, die höheren erforderlichen Federwege der Einzelfedern würden jedoch zu einer größeren Gesamtlänge des Federpaketes führen.

Berechnung der Simulatorkennlinie

Für die Berechnung der Federn ist es zweckmäßig, wie in Abschnitt 3.3.2 aus der Pedalkennlinie die Simulatorkennlinie zu berechnen. Die hydraulische Übersetzung ist in Abschnitt 4.2.2 festgelegt mit $i_{hydr,Sim} = 1$. Für die Umrechnung von Pedalkraft und -weg gilt mit den Übersetzungen aus (4.1) und (4.2):

$$F_{Sim} = F_{Pedal} \cdot i_{Pedal,F} = F_{Pedal} \cdot 3,7 \quad (4.12)$$

$$s_{Sim} = s_{Pedal} \cdot \frac{1}{i_{Pedal,s}} = s_{Pedal} \cdot \frac{1}{4} \quad (4.13)$$

Die aus der Pedalkennlinie berechnete Simulatorkennlinie zeigt Abbildung 4.5.

Wie im vorigen Abschnitt erläutert, können mit dem Federpaket drei unterschiedliche Federraten realisiert werden. Die Einteilung der Simulatorkennlinie in drei Kennlinienbereiche ist in Tabelle 4.1 dargestellt.

Die Federraten der drei Kennlinienbereiche werden mit (3.12) bestimmt. Die Federraten sind:

$$\begin{aligned} R_A &= 6,25N/mm^2 , \\ R_B &= 90,71N/mm^2 , \\ R_C &= 497,06N/mm^2 . \end{aligned}$$

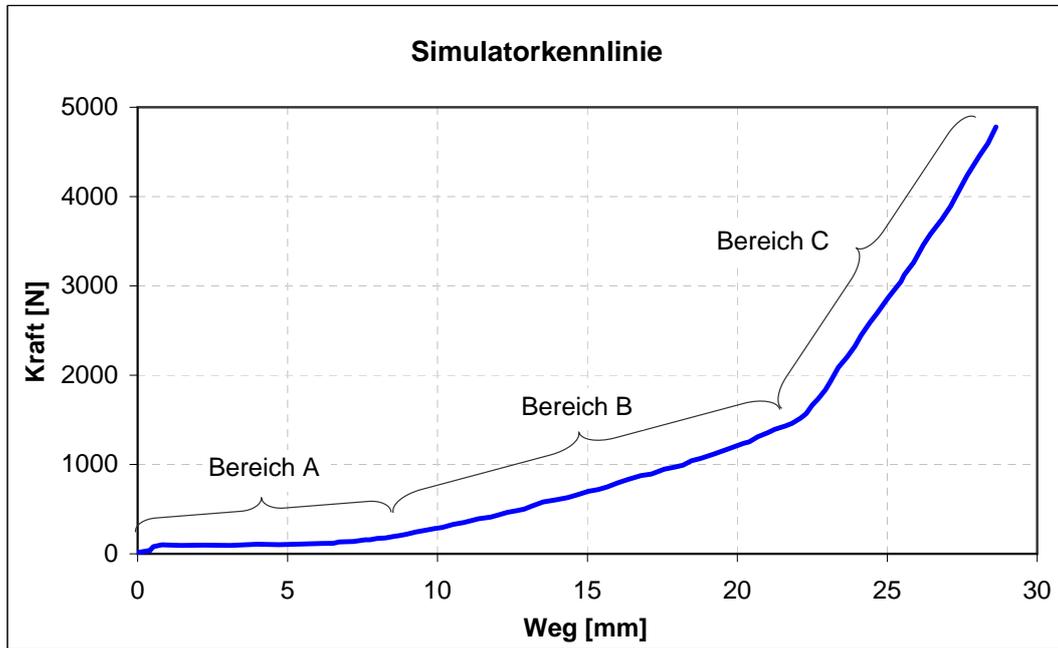


Abbildung 4.5.: Simulatorkennlinie für die Federberechnung

Kennlinienbereich	Weg s [mm]	Kraft F [N]	Federn
A	$0 < s \leq 8$	$80 < F \leq 130$	Feder 1, Feder 2, Feder 3
B	$8 < s \leq 22$	$130 < F \leq 1400$	Feder 2, Feder 3
C	$22 < s \leq 28,8$	$1400 < F \leq 4780$	Feder 3

Tabelle 4.1.: Kennlinienbereiche der Simulatorkennlinie

Die Federrate der Rückstellfeder im Pedalzylinder wurde durch Messung mit $R_R = 1,2N/mm$ ermittelt. Abbildung 4.11 zeigt die Einbausituation der Feder. Die Feder ist mit 25mm vorgespannt, dies entspricht einer Vorspannkraft von $F_{R,0} = 30N$. Damit gilt für die Federkraft der Rückstellfeder

$$F_R = F_{R,0} + R_R \cdot s = 30 + 1,2 \cdot s \quad (4.14)$$

Wie der Vergleich der Federraten zeigt, kann die Rückstellfeder insbesondere für den Bereich A nicht vernachlässigt werden. Die Rückstellfeder wirkt auf den Pedalkolben, es liegt daher eine Parallelschaltung mit dem Federpaket der Simulationseinheit vor. Die erforderliche Federkraft der Simulatorfedern ist daher um die Federkraft der Rückstellfeder F_R geringer. Tabelle 4.2 zeigt die um F_R verminderten Federkennlinienbereiche für die weitere Berechnung, die Federwege verbleiben dabei gegenüber Tabelle 4.1 unverändert.

4. Konstruktion des Prototypen

Kennlinienbereich	Weg s [mm]	Kraft F [N]	Federn
A	$0 < s \leq 8$	$50 < F \leq 90,4$	Feder 1, Feder 2, Feder 3
B	$8 < s \leq 22$	$90,4 < F \leq 1343,6$	Feder 2, Feder 3
C	$22 < s \leq 28,8$	$1343,6 < F \leq 4715,4$	Feder 3

Tabelle 4.2.: Bereiche der Simulatorkennlinie bei Berücksichtigung der Rückstellfeder

Bestimmung der erforderlichen Federraten

Aus Tabelle 4.2 ergeben sich die Federraten mit (3.12) zu

$$\begin{aligned} R_A &= 5,05N/mm^2, \\ R_B &= 89,51N/mm^2, \\ R_C &= 495,86N/mm^2. \end{aligned}$$

In Kennlinienbereich C wird der Federweg nur durch die Feder 3 erzielt, da Federn 1 und Feder 2 bereits die Wegbegrenzungen erreicht haben. Die Federrate ist daher

$$R_3 = R_C = 495,86N/mm^2. \quad (4.15)$$

In Bereich B hat die Feder 1 die Wegbegrenzung erreicht, Feder 2 und Feder 3 sind in Serie geschaltet. Die Federrate des Bereiches ist bestimmt mit

$$\frac{1}{R_B} = \frac{1}{R_2} + \frac{1}{R_3}. \quad (4.16)$$

Daraus ergibt sich die Federrate von Feder 2 zu

$$R_2 = \frac{1}{\frac{1}{R_B} - \frac{1}{R_3}} = 109,23N/mm^2. \quad (4.17)$$

In Bereich A liegt Serienschaltung der drei Federn vor. Für die Federrate gilt

$$\frac{1}{R_A} = \frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} + \frac{1}{R_3}. \quad (4.18)$$

Durch Umformung ergibt sich die Federrate von Feder 1 zu

$$R_1 = \frac{1}{\frac{1}{R_A} - \frac{1}{R_2} - \frac{1}{R_3}} = 5,35N/mm^2. \quad (4.19)$$

Federauswahl

Für jede der im vorigen Abschnitt berechneten Federraten werden unterschiedliche Federn ausgewählt, um bei der Erprobung eine Veränderung der Pedalkennlinie zu ermöglichen. Um den für das Federpaket benötigten Bauraum gering zu halten, wird der zulässige Außendurchmesser der Federn mit 35mm festgelegt. Die Federraten und Abmessungen der

4. Konstruktion des Prototypen

Bezeichnung	R [N/mm]	D_a [mm]	D_i [mm]	L_0 [mm]	s_{max} [mm]
48/1/5	5,38	7,55	5,05	51,5	23,2
49/2/4	5,6	9,8	7	44	22,7

Tabelle 4.3.: Federvarianten für Feder 1

Bezeichnung	R [N/mm]	D_a [mm]	D_i [mm]	L_0 [mm]	s_{max} [mm]
241.16.20.044	111,8	20	10	44	14,5
241.16.20.051	94,2	20	10	51	16,5
241.17.20.051	128	20	10	51	16
241.15.20.032	72,7	20	10	32	13

Tabelle 4.4.: Federvarianten für Feder 2

Bezeichnung	R [N/mm]	D_a [mm]	D_i [mm]	L_0 [mm]	s_{max} [mm]
244.1.32.5	865	32	13,5	15	5,2
244.1.25.7	1451	25	10,5	12,5	3,1

Tabelle 4.5.: Federvarianten für Feder 3

gewählten Federn sind in den folgenden Tabellen dargestellt.

Tabelle 4.3 zeigt die als Feder 1 einsetzbaren Federvarianten (berechnete Federrate $R_1 = 5,35\text{N/mm}^2$). Es handelt sich um zylindrische Schraubenfedern aus dem Lieferprogramm der Firma *Hennlich* [17].

Tabelle 4.4 zeigt die gewählten Federn für die berechnete Federrate $R_2 = 109,23\text{N/mm}^2$ (Feder 2). Die Federn aus dem Lieferprogrammen der Firma *Fibro* [14] sind als zylindrische Schraubendruckfedern nach DIN/ISO 10243 ausgeführt. Dabei handelt es sich um System-Federn, die in vier Belastungsgruppen eingeteilt sind. Vorteilhaft daran ist, dass die Federn bei gleichen Durchmessern mit unterschiedlichen Federraten erhältlich sind. Zur Erprobung unterschiedlicher Federraten können die Federn daher einfach getauscht werden, ohne dass angrenzende Teile wie Führungen und Unterlagen geändert werden müssen.

Sollen diese Federn im Dauerfestigkeitsbereich eingesetzt werden, liegt der ausnutzbare Federweg nach Angabe des Herstellers bei 62% des Gesamtfederweges s_{max} . Für die Erprobung wird zunächst auf die Dauerfestigkeit verzichtet, indem der gesamte Federweg ausgenutzt wird. Auf Basis der Erprobungsergebnisse kann dann die Anfertigung von dauerfesten Federn erfolgen.

Tabelle 4.5 zeigt die ausgewählten Elastomerfedern der Firma *Fibro* [14]. Die Federn weisen progressive Kennlinien auf, die angegebenen Federraten stellen Näherungswerte dar. Durch Serienschaltung kann mit den gewählten Federn der Zielwert von $R_3 = 495,86\text{N/mm}^2$ näherungsweise erreicht werden.

Die beste Näherung der berechneten Federraten wird mit dem Federpaket aus den Federn 48/1/5 ($R_{1,i} = 5,38N/mm^2$), 241.16.20.044 ($R_{2,i} = 111,8N/mm^2$) und 244.1.32.5 ($R_{3,i} = 865N/mm^2$) erreicht. Dieses Federpaket dient daher als Grundlage für die Konstruktion und die Erprobung.

Berechnung der installierten Federkennlinie

Die Federraten der gewählten Federn weichen geringfügig von der Berechnung ab. Für das gewählte Federpaket wird daher die installierte Federkennlinie berechnet. Mit (4.15, 4.16 und 4.18) werden die installierten Federraten der Kennlinienbereich ermittelt. Es sind

$$\begin{aligned} R_{A,i} &= \frac{1}{\frac{1}{R_{1,i}} + \frac{1}{R_{2,i}} + \frac{1}{R_{3,i}}} = 5,10N/mm^2 , \\ R_{B,i} &= \frac{1}{\frac{1}{R_{2,i}} + \frac{1}{R_{3,i}}} = 99,0N/mm^2 , \\ R_{C,i} &= R_{3,i} = 865N/mm^2 . \end{aligned}$$

Wie Tabelle 4.2 zeigt, ist eine Vorspannung des Federpaketes notwendig. Die Vorspannkraft kann aus der Tabelle abgelesen werden mit

$$F_0 = F_{A,min} = 50N . \quad (4.20)$$

In der praktischen Erprobung erfolgt die Einstellung der Vorspannung über den Vorspannweg, der berechnet wird mit

$$s_0 = \frac{F_0}{R_{A,i}} = 9,80mm . \quad (4.21)$$

Die Vorspannwege der Einzelfedern n können berechnet werden mit

$$s_{n,0} = \frac{F_0}{R_n} \quad (4.22)$$

und ergeben sich zu $s_{1,0} = 9,29mm$, $s_{2,0} = 0,45mm$ und $s_{3,0} = 0,06mm$.

Weiters sind die Wegbegrenzungen der einzelnen Federn zu ermitteln, die bei der Montage des Federpaketes als Einstellwerte dienen. Um den Federweg mit dem Verfahrweg des Simulatorkolbens gleichzusetzen, beziehen sich die Federwege s in der weiteren Berechnung auf die vorgespannte Einbauposition der Federn. Für den Gesamtfederweg s_{ges} ist der Vorspannweg s_0 zu addieren mit

$$s_{ges} = s + s_0 . \quad (4.23)$$

Für die Federkraft in Bereich A gilt daher

$$F_A = R_{A,i} \cdot (s + s_0) . \quad (4.24)$$

Die maximale Federkraft für Bereich A wird berechnet mit $s = s_{A,max} = 8mm$ (siehe Tabelle 4.2) und ergibt

$$F_{A,max} = 90,8N . \quad (4.25)$$

4. Konstruktion des Prototypen

Aufgrund der Serienschaltung wird jede Feder mit der Gesamtkraft belastet. Für Feder 1 gilt

$$s_1 + s_{1,0} = \frac{F_A}{R_{1,i}} \quad . \quad (4.26)$$

Bei der maximalen Kraft in Bereich A ergibt sich der Gesamtfederweg zu

$$s_{1,max} + s_{1,0} = \frac{F_{A,max}}{R_1} = 16,39mm \quad . \quad (4.27)$$

Dieser Wert stellt den für die Praxis relevanten Einstellwert für die Federwegbegrenzung von Feder 1 dar. Die Feder wird bei der Montage um den Weg $s_{1,0} = 9,29mm$ vorgespannt, im Betrieb verbleibt für Feder 1 der maximale Federweg von $s_1 = s_{1,max} - s_{1,0} = 7,1mm$.

Die Bestimmung des maximalen Federweges von Feder 2 erfolgt analog. Der gesamte Federweg bei Ende des Bereichs B beträgt nach Tabelle 4.2 $s = 22mm$, der Federweg von Bereich A beträgt $s_{A,max} = 8mm$. Damit ergibt sich der Federweg von Bereich B zu

$$s_{B,max} = s - s_{A,max} = 14mm \quad . \quad (4.28)$$

Für die Federkraft bei $s = 22mm$ gilt

$$F_{B,max} = R_{A,i} \cdot (s_{A,max} + s_0) + R_{B,i} \cdot s_{B,max} = 1476,8N \quad . \quad (4.29)$$

Aufgrund der Serienschaltung gilt für Feder 2

$$s_2 + s_{2,0} = \frac{F_B}{R_{2,i}} \quad . \quad (4.30)$$

Mit der maximalen Kraft in Bereich B $F_{B,max}$ wird der Gesamtfederweg für die Einstellung der Feder 2 berechnet mit

$$s_{2,max} + s_{2,0} = \frac{F_{B,max}}{R_{2,i}} = 13,21mm \quad . \quad (4.31)$$

Bei der Montage wird Feder 2 um $s_{2,0} = 0,45mm$ vorgespannt, im Betrieb bringt die Feder einen Federweg von $s_2 = 12,76mm$ auf.

Schließlich kann mit den Federwegen aus Tabelle 4.2 die Federkennlinie des Federpaketes angegeben werden

$$F(s) = \begin{cases} R_{A,i} \cdot (s + s_0) & \text{für } s \leq 8 \\ R_{A,i} \cdot (s_{A,max} + s_0) + R_{B,i} \cdot (s - s_{A,max}) & \text{für } 8 < s \leq 22 \\ R_{A,i} \cdot (s_{A,max} + s_0) + R_{B,i} \cdot (s_{B,max} - s_{A,max}) + \\ + R_{C,i} \cdot (s - s_{C,max}) & \text{für } s > 22 \end{cases} \quad (4.32)$$

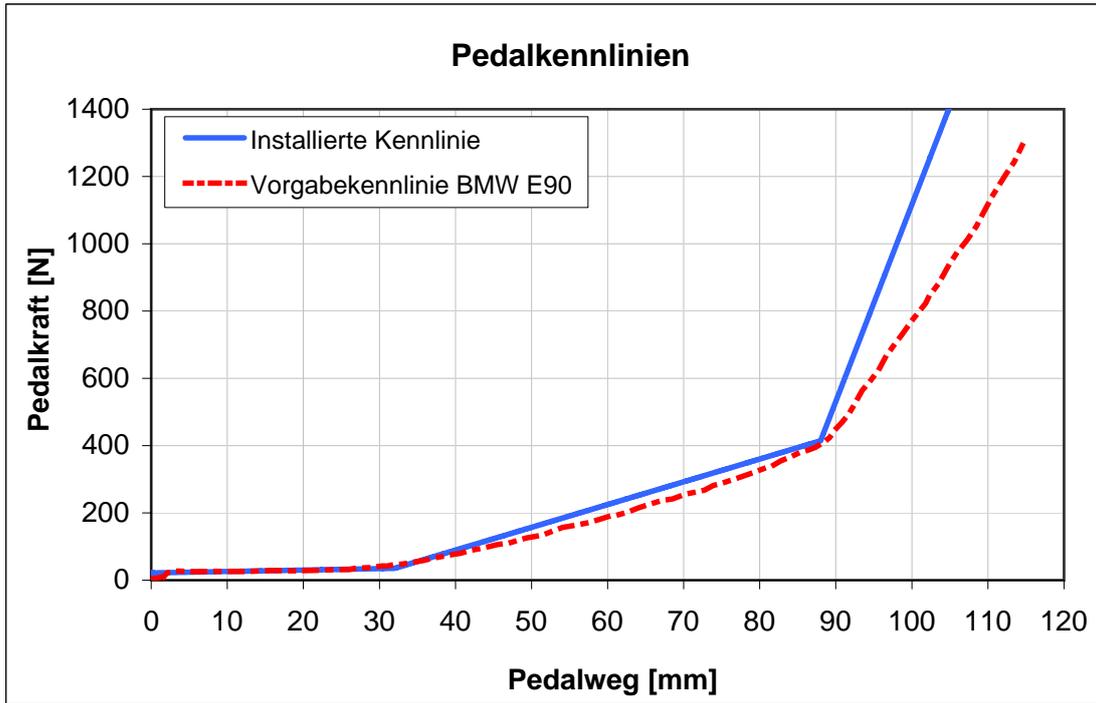


Abbildung 4.6.: Vorgegebene und installierte Pedalkennlinie

Berechnung der installierten Pedalkennlinie

Für die Bestimmung der installierten Simulatorkennlinie ist die Federkraft der Rückstellfeder zur Federkraft der Simulatorfedern zu addieren. Die Gesamtkraft ergibt sich aus (4.32) und (4.14) zu

$$F_{ges}(s) = \begin{cases} R_{A,i} \cdot (s + s_0) + F_{R,0} + R_R \cdot s & \text{für } s \leq 8 \\ R_{A,i} \cdot (s_{A,max} + s_0) + R_{B,i} \cdot (s - s_{A,max}) + F_{R,0} + R_R \cdot s & \text{für } 8 < s \leq 22 \\ R_{A,i} \cdot (s_{A,max} + s_0) + R_{B,i} \cdot (s_{B,max} - s_{A,max}) + \\ + R_{C,i} \cdot (s - s_{C,max}) + F_{R,0} + R_R \cdot s & \text{für } s > 22 \end{cases} \quad (4.33)$$

Schließlich kann mit den Übersetzungsverhältnissen aus (4.1) und (4.2) die installierte Pedalkennlinie berechnet werden. Wie Abbildung 4.6 zeigt, wird die Vorgabekennlinie mit dem gewählten Federpaket sehr gut nachgebildet. Im Bereich hoher Pedalkraft tritt eine Abweichung aufgrund der hohen Federrate der Elastomercfeder auf, die als zulässig erachtet wird.

4.3. Konstruktion

Dieser Abschnitt beschreibt die konstruktive Umsetzung des Konzeptes aufbauend auf das in Abschnitt 4.1 beschriebene überarbeitete Konzept. Ausgehend vom Gesamtmodell des Pedalkraftsimulators werden die wesentlichen Konstruktionsdetails und Funktionsmerkmale der Komponenten erläutert.

4.3.1. Konstruktiver Aufbau

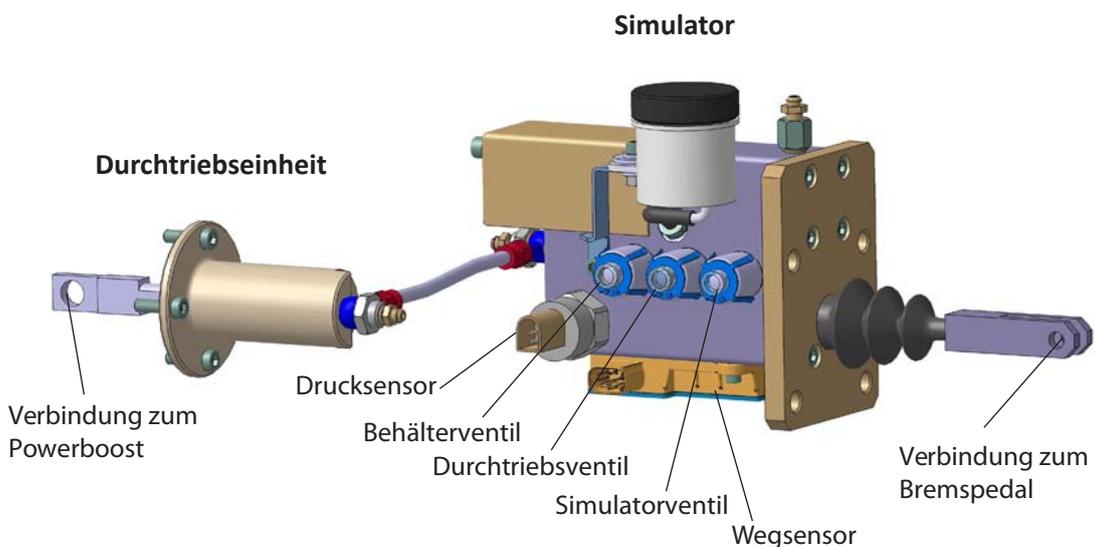


Abbildung 4.7.: Aufbau des Pedalkraftsimulators

Abbildung 4.7 zeigt das CAD-Modell des Bremspedalkraftsimulators, der in die Baugruppen Simulator und Durchtriebseinheit aufgeteilt ist.

Die Baugruppe Simulator setzt sich aus dem überwiegenden Teil der Komponenten des Pedalkraftsimulators zusammen. Sie fasst Betätigungs- und Simulationseinheit, Ventile, Sensoren und den Flüssigkeitsbehälter zu einer kompakten Einheit zusammen. Die gesamte Baugruppe ist im Fahrzeug an der Spritzwand montiert. Die Pedalstange stellt die mechanische Verbindung zum Bremspedal her. Durch die gewählte Komponentenanzahl sind alle elektrischen Schnittstellen zum Fahrzeug in dieser Baugruppe zusammengefasst.

Die Durchtriebseinheit ist die mechanische Schnittstelle zum hydraulischen Fahrzeugbremsystem. Im Entwicklungsfahrzeug wird zur Erzeugung des Bremsdruckes im hydraulischen Reibungsbremssystem der Powerboost eingesetzt. Dieser elektromechanische Aktuator betätigt den Hauptbremszylinder über eine mechanische Verbindung. Da der Hauptbremszylinder in den Powerboost integriert ist, wird die Durchtriebseinheit am Gehäuse des Powerboost montiert. Der Durchtriebskolben wird mit einer Druckstange an die mecha-

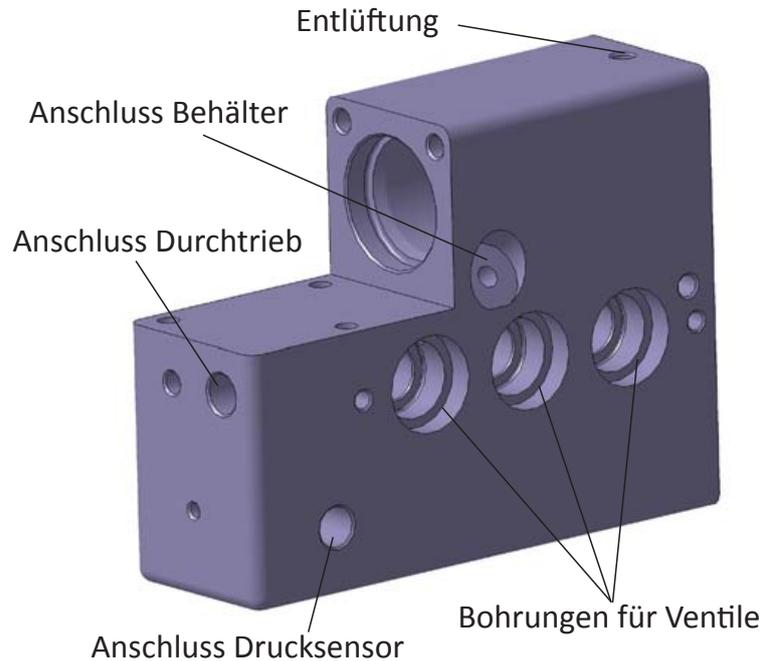


Abbildung 4.9.: Simulatorgehäuse

se die drei Schaltventile mit Verbindungsbohrungen zu den Druckzylindern angebracht sind. Am Gehäuse angebracht sind weiters der Wegsensor, der Drucksensor und der Flüssigkeitsbehälter. Das Gehäuse ist als Frästeil aus dem Werkstoff AlMgSi1 ausgeführt.

Für den Pedalkolben steht ein Verfahrensweg von 34,5mm zur Verfügung. Bei einer Pedalübersetzung von $i_{Pedal,s} = 4$ entspricht dies einem Pedalweg von 138mm. Die Entlüftung des Gehäuses bei der Inbetriebnahme erfolgt über eine Entlüfterschraube an der Simulationseinheit, zusätzlich ist eine Entlüftungsmöglichkeit am Schlauchanschluss zur Durchtriebseinheit vorgesehen.

Zur Veranschaulichung der Verbindungsbohrungen zwischen den Ventilen und den Hydraulikzylindern ist das Gehäuse in Abbildung 4.10 transparent dargestellt. Darin eingezeichnet sind die Flüssigkeitsströme im Gehäuse in beiden Betriebsmodi. Im Normalbetriebsmodus wird durch die Ventile die Verbindung zwischen Pedalkolben und Simulator (strichpunktiert dargestellt) und die Verbindung zwischen Behälter und Durchtrieb (strichliert dargestellt) hergestellt. Im Fail-Safe Modus wird der Pedalkolben mit dem Durchtriebskolben hydraulisch verbunden (durchgezogene Linie). In beiden Betriebsmodi wird beim Lösen des Pedals durch das Betätigungsventil (siehe Abschnitt 4.3.3) eine Verbindung zwischen Pedalkolben und Behälter hergestellt (punktiert dargestellt). Die Durchmesser der Verbindungsbohrungen sind mit 3mm und 5mm bewusst groß bemessen, um die Strömungswiderstände gering zu halten. Bei der Anordnung der Bohrungen wurde berücksichtigt, dass keine „Toträume“ im Gehäuse entstehen, um ein vollständiges Entlüften zu

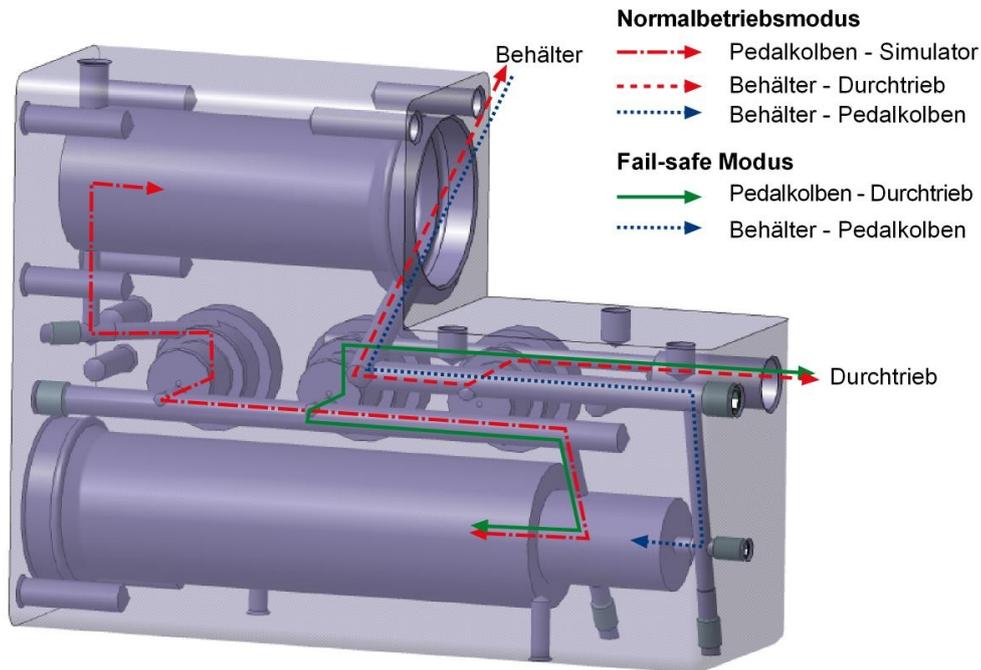


Abbildung 4.10.: Flüssigkeitsströme im Simulatorgehäuse

gewährleisten. Wie in der Abbildung ersichtlich, werden die Bohrungen durch eingeschraubte Gewindestifte verschlossen. Um hohe Dichtigkeit zu erreichen, wird bei der Montage ein Gewindedichtmittel verwendet.

4.3.3. Betätigungseinheit

Abbildung 4.11 zeigt die Komponenten der Baugruppe Betätigungseinheit.

Pedalkolben

Der Pedalkolben ist als Drehteil konstruiert und wird aus AlMgSi1 gefertigt. Als Dichtung kommt ein Nutring zum Einsatz. Dabei handelt es sich um eine einfach wirkende Kolbendichtung, die ähnlich den in Hauptbremszylindern verwendeten Dichtungen ausgeführt ist. Die Dichtwirkung wird durch die Vorspannung der Dichtung bei der Montage erreicht, im Betrieb erhöhen die in axialer Richtung auf die Dichtlippe wirkenden Druckkräfte die Dichtwirkung. Für Verträglichkeit mit Bremsflüssigkeit ist die Dichtung aus EPDM gefertigt.

Da Gehäuse und Kolben aus Aluminium gefertigt sind, ist ein direkter Kontakt der beiden Bauteile zu vermeiden. Der Kolben weist daher einen um 1mm kleineren Durchmesser als der Zylinder auf und wird durch zwei Führungsringe aus PTFE im Zylinder geführt. Die geschlitzten Führungsringe werden bei der Montage in die Nuten am Kolben eingelegt. Zur Vermeidung des Kontaktes von Kolben und Gehäuse würde sich auch eine Beschichtung der Bauteile eignen, was jedoch für den Prototypen zu aufwändig ist.

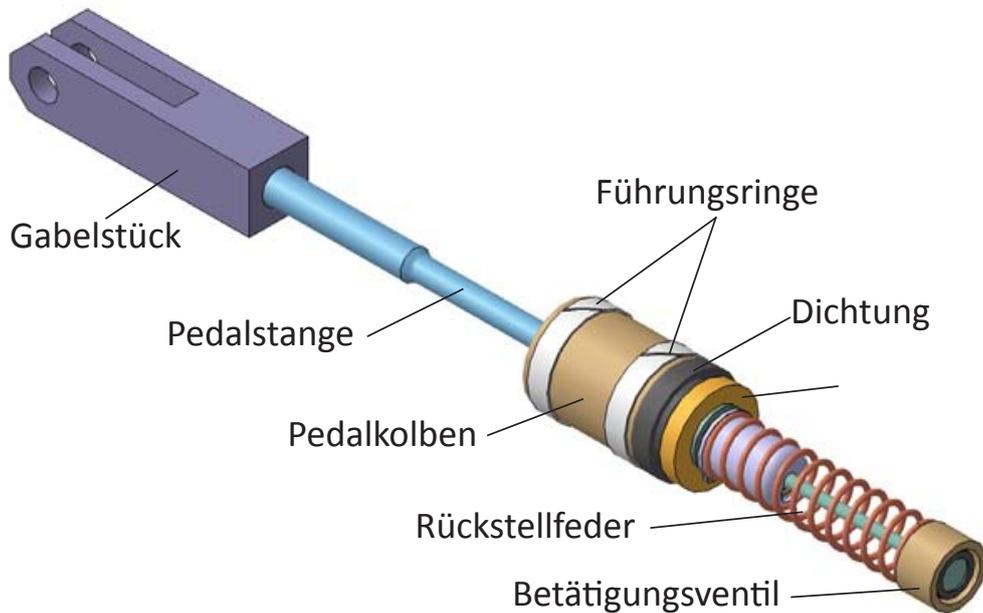


Abbildung 4.11.: Betätigungseinheit



Abbildung 4.12.: Betätigungsventil

Betätigungsventil

Die Funktion des in Abbildung 4.1 dargestellten Rückschlagventils übernimmt das Betätigungsventil, das am Pedalkolben angebracht ist und die Verbindung zum Flüssigkeitbehälter herstellt. Die Bauteile dieses Ventils stammen aus einem Zubehör-Bremszylinder der Firma *Girling* und sind in Abbildung 4.12 dargestellt. Die Funktionsweise des Ventils ist ähnlich einem Rückschlagventil. Bei Betätigung des Pedals wird der Kolben in Richtung Stirnwand der Bohrung verschoben. Das Dichtelement wird an die Stirnfläche gedrückt und dichtet die Zulaufbohrung ab. Beim Lösen des Pedals wird der Kolben von der Stirnfläche weggezogen, das Dichtelement hebt ab und gibt die Zulaufbohrung frei. Dadurch kann Flüssigkeit aus dem Behälter zum Pedalkolben strömen, sodass das Pedal beim Lösen immer in die Ausgangsstellung zurückkehren kann. Das eingesetzte Ventil stellt eine günstige und einfach einsetzbare Lösung für den Prototypen dar.

Pedalstange

Wie in Abbildung 4.8 ersichtlich, ist die Pedalstange mit dem Kolben durch ein Kugelgelenk verbunden. Da mit dem Wegsensor der Verfahrweg des Pedalkolbens gemessen wird, ist zur Vermeidung von Messfehlern eine möglichst spielfreie Verbindungen vom Bremspedal zum Kolben notwendig. Um Fertigungstoleranzen ausgleichen zu können, wird der Kugelkopf der Pedalstange mit einer Einstellschraube im Kolben gehalten. Dadurch kann das Gelenk so eingestellt werden, dass kein Spiel vorhanden und eine leichtgängige Bewegung möglich ist. Die Schraubverbindung von Gabelstück mit Pedalstange ist praktisch spielfrei, für das Gelenk zwischen Gabelstück und Bremspedal wird ein Bolzen auf das Istmaß der Pedalbuchse gefertigt.

4.3.4. Simulationseinheit

Simulatorkolben, Federpaket und Federgehäuse bilden die Baugruppe Simulationseinheit, die in Abbildung 4.13 dargestellt ist. Diese Baugruppe dient der eigentlichen Erzeugung der Pedalkennlinie mit dem Federpaket.

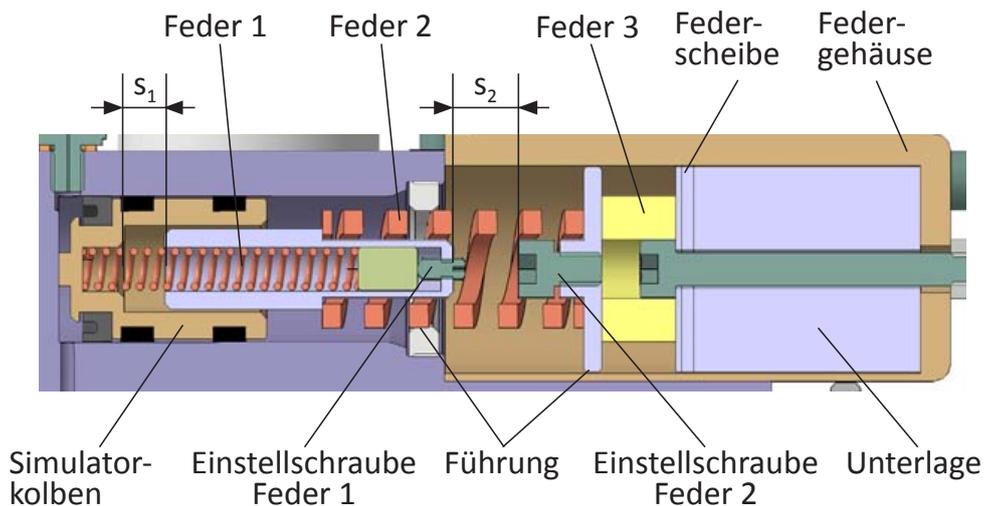


Abbildung 4.13.: Simulationseinheit

Simulatorkolben

Der Simulatorkolben ist nach ähnlichen Gesichtspunkten wie der Pedalkolben konstruiert. Er wird wie der Pedalkolben durch Führungsringe aus PTFE im Zylinder geführt, ebenso wird als Dichtung ein Nutring aus EPDM verwendet. Bei Schraubenfedern sind die Federn aufgrund von Fertigungstoleranzen meist nicht parallel, die Kräfteinleitung erfolgt dann nicht genau axial. Um ein dadurch bedingtes Kippen des Kolbens zu vermeiden, sind die Kraftangriffspunkte am Kolben nahe an die Druckseite des Kolbens gelegt. Zusätzlich kann durch die teilweise Unterbringung des Federpaketes im Kolben die Baulänge verkürzt

werden. Ein Ansatz am Kolben verhindert, dass die Dichtung in der Ausgangsstellung über die Anschlussbohrung fährt und undicht wird. Die Verschlusschraube im Gehäuse dient als Anschlag für den Kolben und als Führung für das Federpaket.

Federpaket

Abbildung 4.13 zeigt das in Abschnitt 4.2.4 ausgewählte Federpaket. Um ein Ausknicken zu verhindern, wird das Federpaketes mit dem Federteller und der Verschlusschraube geführt. Die Einstellung der Federwegsbegrenzungen erfolgt wie in der Abbildung dargestellt über Schrauben. Die Federvorspannung wird über Federunterlage und -scheiben eingestellt. Die grundlegende Anpassung an verschiedene Federlängen erfolgt mit in verschiedenen Höhen gefertigten Federunterlagen. Mit den Scheiben kann dann die Feineinstellung zum Ausgleich der Fertigungstoleranzen der Federn vorgenommen werden.

Federgehäuse

Das Federpaket der Simulationseinheit ist in einem eigenen Federgehäuse untergebracht, das mit dem Simulatorgehäuse verstiftet und mit Schrauben fixiert ist. Vorteilhaft an dieser Ausführung ist, dass durch die einfach zu bewerkstellende Demontage des Federgehäuses die Federn getauscht werden können. Dies ist bei der Erprobung von Vorteil, wenn die Abstimmung der Pedalkennlinie ein häufiges Verändern und Einstellen des Federpaketes erfordert. Insbesondere im Fahrzeug ist die einfache Demontierbarkeit wichtig, weil die Zugänglichkeit des Simulators erschwert ist. Das ausgeführte Federgehäuse ist bewusst groß gestaltet, um den Einbau verschiedener Federelemente zu ermöglichen. So ist neben dem Verbau des in der Berechnung definierten Federpaketes für die Pedalkennlinie BMW E90 auch der Einsatz unterschiedlichster Federanordnungen und -varianten möglich, wenn weitere Pedalkennlinien simuliert werden sollen. Bei geringem Platzangebot im Fahrzeug ist die Anfertigung eines an das jeweilige Federpaket angepassten Federgehäuses möglich.

Ventile

Bei den eingesetzten Ventilen handelt es sich um elektromagnetisch betätigte Ventile für ABS-Steuergeräte, die von der Firma *Continental* für die Erprobung zur Verfügung gestellt wurden. Der Ventilkörper wird in das Simulatorgehäuse eingeschraubt, die Magnetspule auf den Ventilkörper aufgesteckt. Neben einer Zusammenbauzeichnung liegen folgende technische Angaben vor:

Versorgungsspannung	12V
Sitzdurchmesser	NO-Ventil: 1mm NC-Ventil: 0,9mm

Da keine Angaben über Durchfluss und Druckverlust vorliegen, kann die Eignung der Ventile nur durch die Erprobung festgestellt werden. Aufgrund des ursprünglichen Einsatzzweckes der Ventile wird davon ausgegangen, dass die Ventile die Sicherheitsanforderungen

für Komponenten von Bremssystemen erfüllen und für die auftretenden Systemdrücke geeignet sind.

Sensoren

Wegsensor

Der Fahrerbremswunsch wird über die Ermittlung der Bewegung des Bremspedals erfasst. Wie die Konzepterprobung zeigt, liefert die Pedalwinkelmessung keine zufriedenstellenden Ergebnisse (siehe Abschnitt 3.3.4). Da das Meßsignal des Wegsensors eine wichtige Eingangsgröße für das Bremssteuergerät ist, muss eine zuverlässige und genaue Messung gewährleistet sein. Die Erfassung der Bremspedalbewegung erfolgt über eine Messung der Bewegung des Pedalkolbens, der mechanisch mit dem Bremspedal verbunden ist. Damit kann der Einfluss von Toleranzen und Nachgiebigkeiten der Pedallagerung vermindert werden. Zusätzlicher Vorteil dieser Sensoranordnung ist, dass keine Änderungen am Pedalwerk notwendig sind, da die erforderliche Messtechnik am Pedalsimulator angebracht ist. Die gesamte Einheit ist dadurch leicht an verschiedene Fahrzeuge adaptierbar.

Für die Wegmessung wird ein berührungslos arbeitender Wegsensor der Firma *Tyco*, Type *PLCD 50*, mit einem Messbereich von 50mm verwendet [39]. Das Messprinzip dieses Sensors, der bereits in automotiven Anwendungen erprobt ist, beruht auf der lokalen Änderung der magnetischen Sättigung einer Spule bei Annäherung eines Dauermagneten. Dabei ist keine mechanische Verbindung zwischen dem Ansteuerermagneten und dem Sensor notwendig. Da die Ansteuerung des Sensors auch durch nicht ferromagnetische Wandungen erfolgen kann, erfolgt die Messung durch die Zylinderwand des aus Aluminium gefertigten Simulatorgehäuses. Der Sensor wird an der Gehäuseunterseite platziert, während der ringförmige Dauermagnet am Pedalkolben angebracht ist. Wie bereits in Abschnitt 4.3.3 erläutert, ist für eine genaue Erfassung der Bremspedalbewegung eine spielfreie Anbindung der Pedalstange an den Kolben notwendig. Für ein zuverlässiges Messsignal muss ein definierter Abstand zwischen Magnet und Sensor genau eingehalten werden. Für den eingesetzten Ringmagneten mit den Abmessungen $D_a = 23mm$, $D_i = 12mm$ und $b = 4mm$ wurde der Abstand nach Rücksprache mit dem Sensorhersteller mit $6mm$ festgelegt. Dieser Abstand wird durch die Gehäusewandstärke an der Unterseite realisiert.

Technische Daten des Sensors Tyco PLCD 50 [39]:

Messbereich	0 - 50mm
Signal-Schnittstelle	0 - 5V oder PWM
Gesamtfehler $-40^\circ < T < 140^\circ$	$\pm 3\%$

Drucksensor

Da die Bremssystemregelung auf Basis des Pedalweges erfolgen soll, ist der Drucksensor primär aus Sicherheitsgründen für eine Fehlerdiagnose angebracht. Aus dem gemessenen Druck kann die Kraft auf den Pedalkolben ermittelt werden, der Weg des Pedalkolbens wird vom Wegsensor gemessen. Der Zusammenhang von Pedalkolbenkraft und -weg ist durch die in der Simulationseinheit installierte Federkennlinie vorgegeben und bekannt. Durch eine



Abbildung 4.14.: Wegsensor Tyco PLCD 50 mit Ringmagnet

Plausibilitätsprüfung der Signale von Druck- und Wegsensor kann also eine Fehlerdetektierung erfolgen. Für diese Diagnosefunktion ist grundsätzlich der Verbau eines günstigen Druckschalters, der nur das überschreiten eines Schwellwertes ermitteln kann, ausreichend.

Durch Verwendung eines Drucksensors und parallele Messung von Druck und Weg kann eine kombinierte Bremsystemregelung auf Basis des Pedalweges und der Pedalkraft realisiert werden. So kann bei geringen Pedalkräften, die nur zu geringem Druckanstieg führen, eine Wegregelung erfolgen. Im Bereich hoher Betätigungskräfte weist die Pedalkennlinie aufgrund des progressiven Verlaufs eine hohe Steifigkeit auf, Kraftänderungen führen zu geringen Änderungen des Pedalweges. Hier kann der Übergang zu einer Regelung auf Basis des Druckes, der die Betätigungskraft widerspiegelt, erfolgen.

Die genaue Festlegung des Steuerungskonzeptes und der erforderlichen Sensoren erfolgt auf Basis der Erprobungsergebnisse. Der Prototyp ist daher für die Verwendung verschiedener Sensoren ausgelegt. Eine mögliche Variante ist der im CAD-Modell dargestellte Drucksensor aus einer Serienanwendung in einem Hinterachsdifferential. Für die Sensormontage ist im Simulatorgehäuse eine Gewindebohrung angebracht, die in den Druckraum des Pedalzylinders führt, siehe Abbildung 4.9.

Sonstige Komponenten

Bremsflüssigkeitsbehälter

Um den Bauraum gering zu halten, wird ein möglichst kleiner Behälter eingesetzt. Um

die drei Hydraulikzylinder bei jeweils maximalem Kolbenweg befüllen zu können, ist ein Volumen von ca. 45cm^3 notwendig. Der verwendete Kunststoffbehälter stammt aus dem Zubehörhandel und weist ein Volumen von 50cm^3 auf. Er wird mit einem Stahlbügel am Simulatorgehäuse befestigt wird.

Spritzwandflansch

Um einen universellen Einsatz des Pedalkraftsimulators in verschiedenen Fahrzeugen zu ermöglichen, erfolgt die Montage an die Spritzwand über einen austauschbaren Flansch. Der ausgeführte Flansch weist das Lochbild des BMW E90 auf, beim Verbau in anderen Fahrzeugen ist nur die Anpassung des Flansches an das jeweilige Lochbild notwendig. Um den Pedalzylinder vor Verschmutzung zu schützen, ist an der Pedalstange ein Faltenbalg aus Gummi angebracht, der an einer in den Flansch eingepressten Hülse befestigt wird.

Ventilabdeckung

Zum Schutz der Magnetventile und deren elektrischer Anschlüsse ist eine Abdeckung angebracht. Sie dient gleichzeitig zur Fixierung der Spulen, die lediglich auf den Ventilkörper aufgesteckt sind. Die Abdeckung ist aus Stahlblech gefertigt und mit dem Gehäuse verschraubt, zur Abdichtung an der Kontaktfläche ist eine Schaumstoffdichtung angebracht.

4.3.5. Durchtriebseinheit

Die Durchtriebseinheit dient der direkten Betätigung des Hauptbrmeszylinders im Fail-safe Modus. Abbildung 4.15 zeigt die Komponenten der Baugruppe.

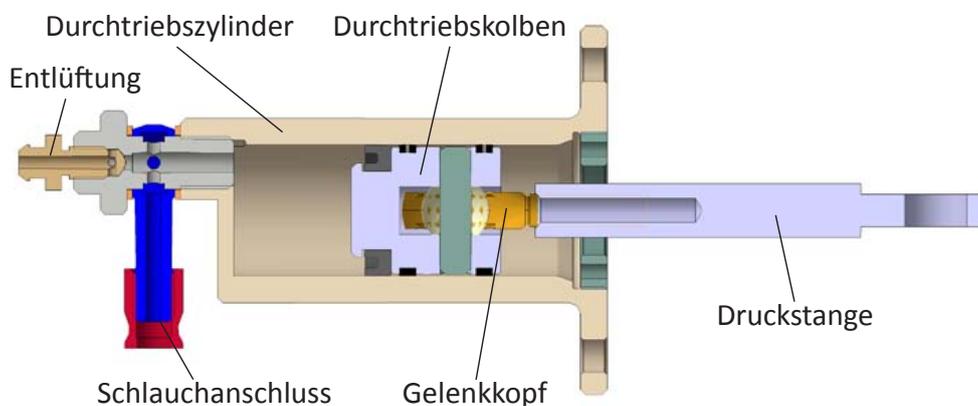


Abbildung 4.15.: Durchtriebseinheit

Durchtriebszylinder

Der Durchtriebszylinder ist als Drehteil ausgeführt. Aus Fertigungsgründen ist die Wandstärke höher ausgeführt, als nach der Berechnung in Abschnitt 4.2.3 erforderlich. Zur Mon-

tage an den Powerboost weist der Zylinder einen Flansch auf. Der Anschluss des Verbindungsschlauches ist an der Zylinderwand platziert, um das Entlüften ein Einbaulage zu vereinfachen. Die Verschlusschraube ist als Anschlag für den Kolben angebracht.

Durchtriebskolben

Wie bei Pedal- und Simulator Kolben werden für den Durchtriebskolben zwei PTFE Führungsringe und ein Nutring aus EPDM eingesetzt. Die Ankopplung des Kolbens an den Powerboost erfolgt über die Druckstange und den Gelenkkopf, wie Abbildung 4.15 zeigt. Die Formgebung der Druckstange ergibt sich aus der Anschlussstelle am Powerboost. Der Gelenkkopf ist durch einen eingepressten Bolzen mit dem Kolben verbunden ist.

Hochdruckschlauch

Beim Prototypen wird für die hydraulische Verbindung von Simulator und Durchtriebs-einheit ein Schlauch verwendet. Der gewählte Schlauch ist mit einem Edelstahlgeflecht ummantelt und weist einen Arbeitsdruck von 290bar auf. Die Innenseele aus Teflon ist beständig gegen die eingesetzte Bremsflüssigkeit.

4.3.6. Zusammenstellungszeichnung

Im Anhang dargestellt ist in Abbildung A.1 die Zusammenstellungszeichnung des Bremspedalkraftsimulators. Tabelle A.1 zeigt die Stückliste dazu.

5. Erprobung

In diesem Abschnitt wird die Erprobung des Prototypen am Prüfstand beschrieben. Dabei wird zu Beginn eine grundlegende Funktionserprobung durchgeführt, anschließend erfolgt die Abstimmung der Pedalkennlinie. Die Ziele der Erprobung sind die Sicherstellung der Funktionen des Pedalkraftsimulators und die möglichst genaue Nachbildung der Vorgabekennlinie, sodass im nächsten Entwicklungsschritt die Anbindung an das Bremssteuergerät erfolgen kann.

5.1. Prüfstandsaufbau

Abbildung 5.1 zeigt schematisch den Prüfstandsaufbau und die Messkette. Wie in der Abbildung ersichtlich, erfolgt der Aufbau auf Basis des in Abschnitt 3.3.1 beschriebenen Prüfstandes. Der zusammengebaute Pedalkraftsimulator, in Abbildung 5.2 dargestellt, wird am Prüfstandsgestell montiert, an dem auch das zur Betätigung erforderliche Bremspedal angebracht ist. Für die Funktionserprobung des Simulators ist der Durchtrieb auf das

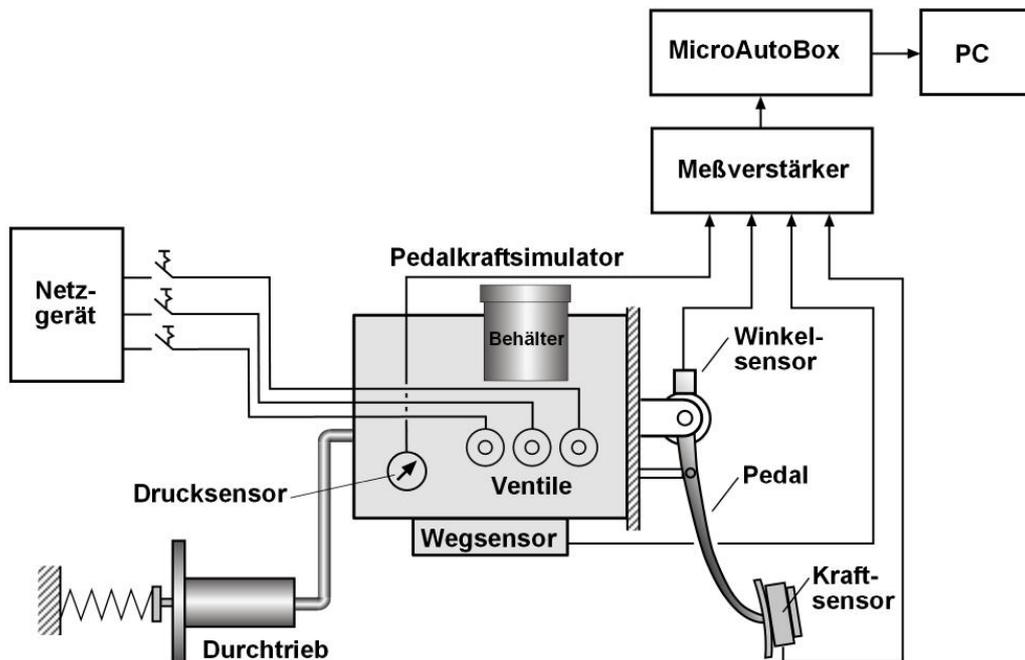


Abbildung 5.1.: Prüfstandskonzept für die Prototypenprüfung

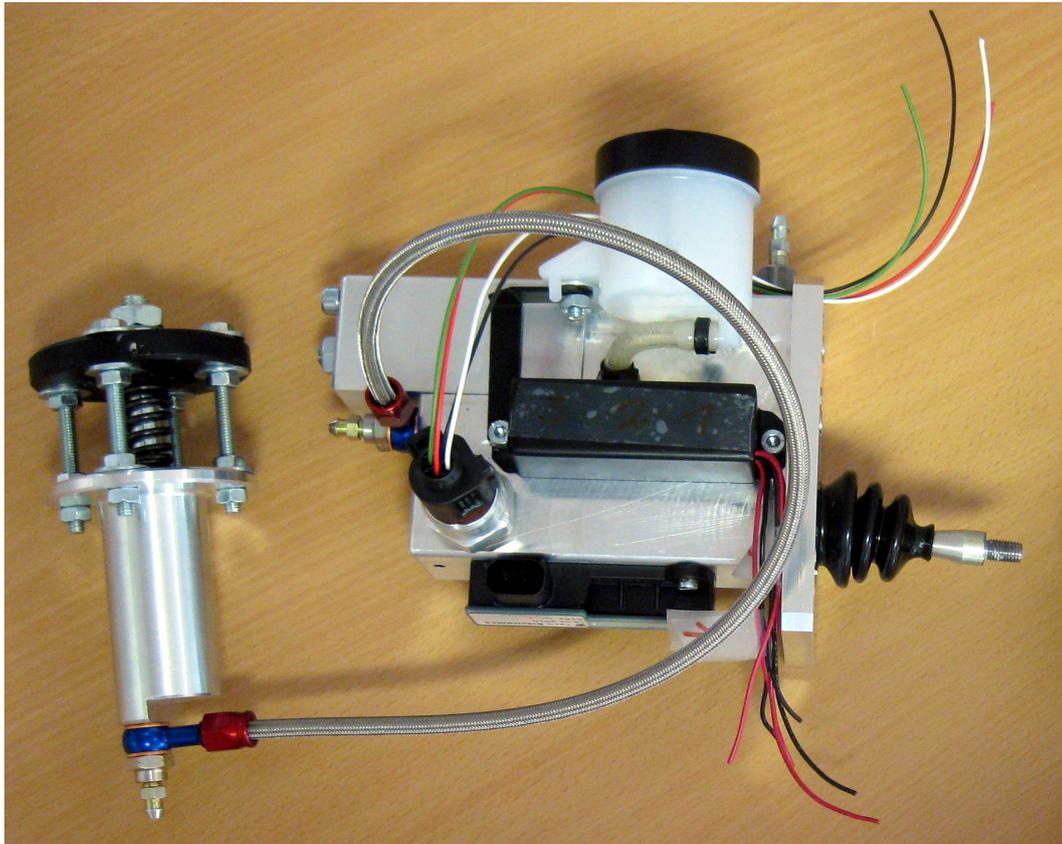


Abbildung 5.2.: Pedalkraftsimulator

Bremssystem nicht erforderlich, am Prüfstand wird daher auf die Ankopplung der Durchtriebseinheit an den Powerboost verzichtet. Der Durchtriebskolben wird wie in Abbildung 5.2 ersichtlich durch ein Federpaket belastet, das für die Rückstellung des Durchtriebskolbens sorgt. Da für die Erprobung noch kein Bremssteuergerät zur Verfügung steht, erfolgt die Steuerung der Ventile manuell mit Kippschaltern.

Für die Messung der Pedalkennlinie werden die bereits in der Konzepterprobung verwendeten Sensoren eingesetzt, siehe Abschnitt 3.3.1. Zu Beginn erfolgt die Pedalwegmessung mit dem Winkelsensor am Bremspedal. Im Zuge der Erprobung wird der Prüfstand für den am Pedalkraftsimulator angebrachten Wegsensor (siehe Abschnitt 4.3.4 adaptiert, der dann den Winkelsensor ersetzt. Der Drucksensor ist zur Messung des Druckes im Pedalzylinder direkt am Simulatorgehäuse montiert. Die Sensorsignale werden über einen Messverstärker und die *MicroAutoBox* auf den PC übertragen und mit der Software *CANape* aufgezeichnet. Abbildung 5.3 zeigt den aufgebauten Prüfstand.

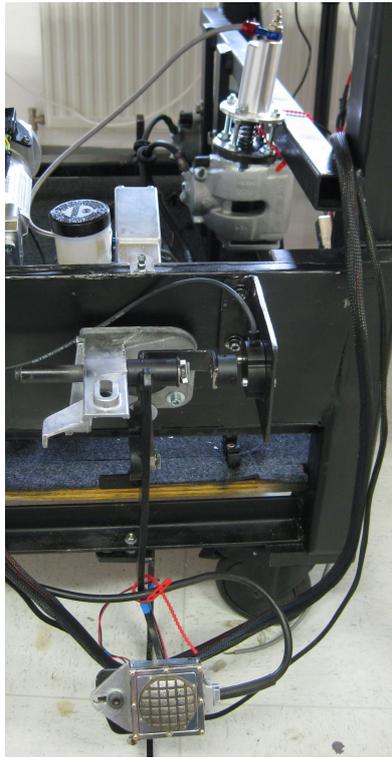


Abbildung 5.3.: Prüfstand für die Prototyperprobung

5.2. Durchführung der Messungen

Nachdem die Funktionen des Pedalkraftsimulators im Zuge der Inbetriebnahme sichergestellt wurden, erfolgt nun die Messung und Abstimmung der erzeugten Pedalkennlinie. Dazu ist das in Abschnitt 4.2.4 ausgewählte Federpaket verbaut. Bei jeder Messung wird das Bremspedal manuell bis zu einer bestimmten Pedalkraft betätigt, dann das Kraftniveau kurz gehalten und anschließend das Pedal gelöst. Die gemessenen Pedalkennlinien ergeben sich daher jeweils aus einem gesamten Betätigungs- und Lösevorgang.

Zu Beginn erfolgt die Grundabstimmung der Pedalkennlinie beim Betätigen. Dabei werden die Federvorspannung und die Federwegbegrenzungen ausgehend von den in Abschnitt 4.2.4 berechneten Einstellwerten solange angepasst, bis die vorgegebene Pedalkennlinie möglichst genau nachgebildet wird. In den Diagrammen mit den Messergebnissen wird daher die Pedalkennlinie des BMW E90 als Referenz für die Abstimmung angegeben. Das Bremspedal wird bei der Grundabstimmung mit niedrigen Pedalgeschwindigkeiten (quasistatisch) betätigt, um den Einfluss von Strömungswiderständen auszuschließen. Anschließend wird bei der Abstimmung der Hysterese auch das Lösen des Pedals berücksichtigt und eine Angleichung an die Vorgabekennlinie durchgeführt. Schließlich werden bei dynamischer Betätigung die Auswirkungen höherer Betätigungsgeschwindigkeiten auf die Pedalkennlinie untersucht.

Messdatenauswertung

Die Darstellung der gemessenen Pedalkennlinien wird die Pedalkraft über dem Pedalweg aufgetragen. Dazu kann die Pedalkraft ohne Umrechnung übernommen werden, da sie direkt gemessen wird. Der Pedalweg wird nicht direkt gemessen sondern bei der Messdatenauswertung aus dem gemessenen Pedalwinkel oder Pedalkolbenweg berechnet. Die Berechnung aus dem Pedalwinkel erfolgt mit (3.25). Bei der Messung mit dem Wegsensor erfolgt die Berechnung des Pedalweges s_{Pedal} aus dem Pedalkolbenweg s_{PK} über die Pedalübersetzung $i_{Pedal,s}$ mit

$$s_{Pedal} = s_{PK} \cdot i_{Pedal,s} \quad (5.1)$$

5.3. Messergebnisse

5.3.1. Grundabstimmung der Pedalkennlinie

Das Ergebnis der Grundabstimmung zeigt Abbildung 5.4. Darin sind exemplarisch die gemessenen Pedalkennlinien mit Federvorspannungen von 4,5mm und 9,5mm dargestellt. Mit der Federvorspannung von 9,5mm wird sehr gute Näherung der Vorgabekennlinie erreicht. Wie in der Abbildung ersichtlich, kann durch Veränderung der Federvorspannung eine wirksame Beeinflussung der Losbrechkraft des Pedals erfolgen.

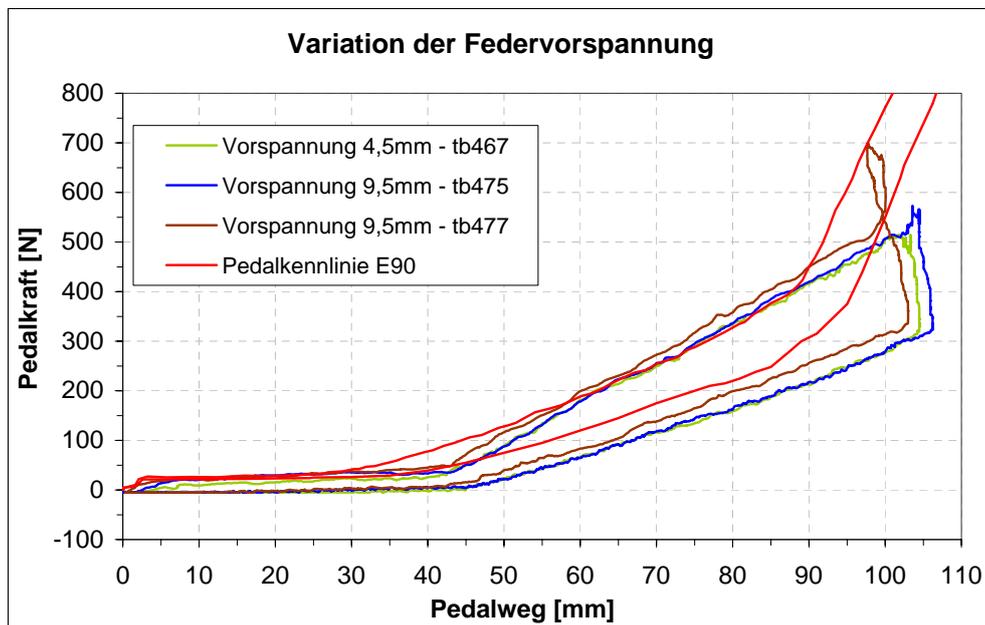


Abbildung 5.4.: Pedalkennlinien bei Variation der Federvorspannung

Bei der Messung „Vorspannung 9,5mm - tb477“ wurde die Pedalkraft bis 700N gesteigert. Die gemessene Kennlinie weist über ca. 550N trotz Anstieg der Pedalkraft einen kleiner

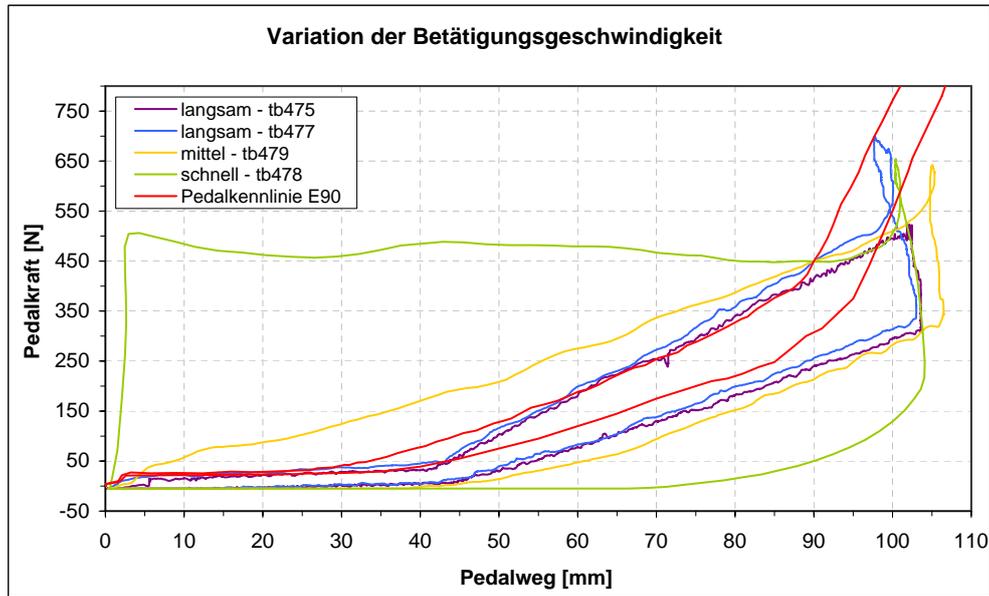


Abbildung 5.5.: Pedalkennlinien bei Variation der Betätigungsgeschwindigkeit

werdenden Pedalweg auf. Dieses Verhalten kann auf Nachgiebigkeiten des Prüfstandsgestelles, an dem der Pedalkraftsimulator und der Pedalbock mit Winkelsensor montiert sind, zurückgeführt werden. Der vom Sensor gemessene Winkel wird dadurch verfälscht, was in der Auswertung zum geringer werdenden Pedalweg führt. Aufgrund dieses Verhaltens beschränkt sich die Abstimmung der Pedalkennlinie zunächst auf den Pedalkraftbereich von $F_{Pedal} < 500N$.

5.3.2. Abstimmung der Hysterese

Wie aus Abbildung 5.4 hervorgeht, weist die gemessene Pedalkennlinie eine größere Hysterese als die Referenzkennlinie auf. Zudem fiel bei der Grundabstimmung auf, dass sich die Pedalkennlinie abhängig von der Betätigungsgeschwindigkeit verändert. Dieses Verhalten ist in Abbildung 5.5 dargestellt, Abbildung 5.6 zeigt die Verläufe der Pedalkraft als Maß für die Betätigungsgeschwindigkeit bei diesen Messungen. Bei gesteigerter Geschwindigkeit (Messung „mittel“) weist die Kennlinie einen deutlich veränderten Verlauf mit größerer Hysterese auf. Die Messung „schnell“ zeigt die völlig veränderte Kennlinie bei hoher Betätigungsgeschwindigkeit.

Die auftretende hohe Dämpfung, die zu den gezeigten Veränderungen der Pedalkennlinie und zur Erhöhung der Hysterese führt, ist im Hinblick auf das vorgesehene Regelkonzept, das auf dem Pedalweg basiert, nicht erwünscht. Bei schneller Betätigung tritt zunächst nur ein sehr geringer Pedalweg auf. Dies kann beispielsweise in einer Notbremsituation den Fahrer unterstützen und ist daher nicht grundsätzlich als negativ einzustufen. Nachteilig daran ist jedoch, dass sich der Pedalweg bei längerer Betätigung erhöht, was zur Irrita-

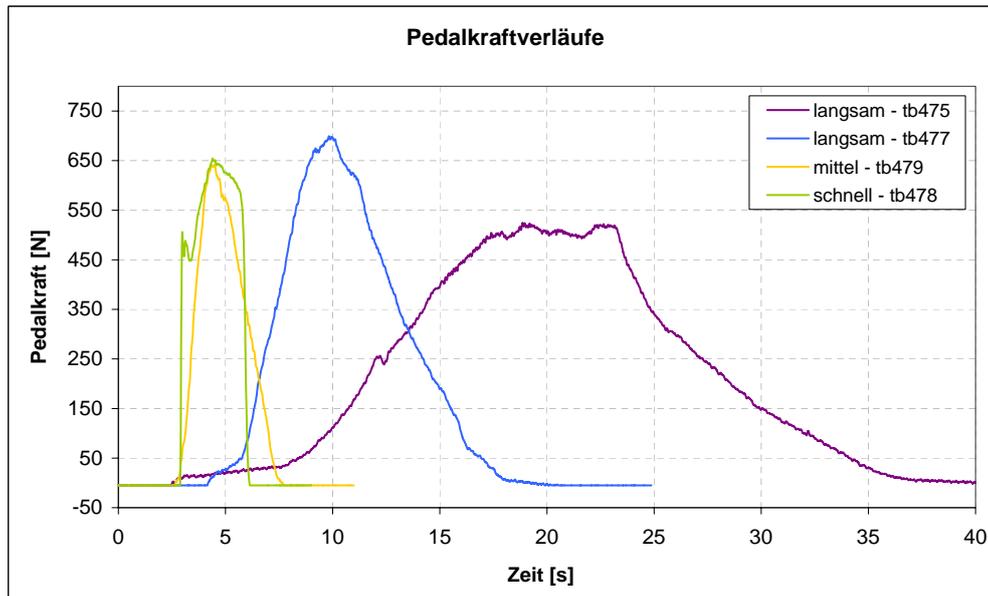


Abbildung 5.6.: Pedalkraftverläufe

tion des Fahrers führen kann. In den folgenden Abschnitten werden daher Maßnahmen zur Verringerung der Dämpfung erprobt, die zu einer konstanten und von der Betätigungsgeschwindigkeit weitgehend unabhängigen Pedalkennlinie des Pedalkraftsimulator führen sollen.

Wie in Abschnitt 2.1.3 beschrieben, kann bei der Hysterese grundsätzlich zwischen einer „statischen Hysterese“ bei langsamer Betätigung und einer „dynamischen Hysterese“ bei höherer Betätigungsgeschwindigkeit unterschieden werden. Bei langsamer Betätigung sind die hydraulischen Widerstände sehr gering, die statische Hysterese wird daher hauptsächlich durch Reibung hervorgerufen. Mit zunehmender Betätigungsgeschwindigkeit steigen die Strömungswiderstände, die im wesentlichen die Veränderung der Pedalkennlinie und die dynamische Hysterese verursachen. Dies wird durch die Messergebnisse bestätigt.

Hydraulische Widerstände

Als Verbesserungsmaßnahme wird eine Verringerung der hydraulischen Widerstände angestrebt. Die Verbindungsbohrungen im Gehäuse sind wie in Abschnitt 4.3.2 beschrieben mit Durchmessern von 3mm und 5mm ausgeführt, während das Simulatorventil als NC-Ventil ausgeführt ist und einen Sitzdurchmesser von 0,9mm aufweist (siehe Abschnitt 4.3.4). Dieses Ventil stellt daher den größten Strömungswiderstand zwischen Pedal- und Simulatorzylinder dar. Das NO-Ventil weist einen Sitzdurchmesser von 1mm und damit eine um ca. 23% größere Querschnittsfläche als das NC-Ventil auf. Aufgrund des zu erwartenden höheren Durchflusses wird für das Simulatorventil anstelle des NC-Ventils ein NO-Ventil verbaut.

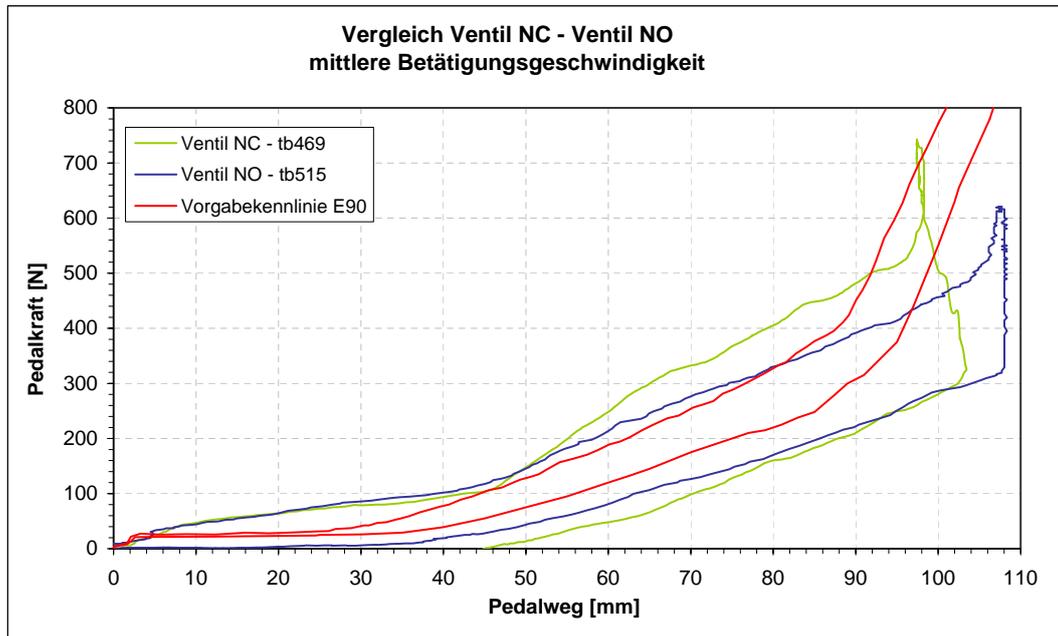


Abbildung 5.7.: Vergleich von NC-Ventil und NO-Ventil

Abbildung 5.7 zeigt die gemessenen Pedalkennlinien mit NC- und NO-Ventil. Bei nahezu identischen Betätigungsgeschwindigkeiten führt das NO-Ventil zu einer Verringerung der Hysterese. Trotzdem weicht die Pedalkennlinie mit NO-Ventil im Bereich niedriger Betätigungskräfte von der Vorgabekennlinie ab, sodass eine weitere Verbesserung anzustreben ist.

An den Ventilen können keine Veränderungen zur Steigerung des Durchflusses vorgenommen werden. Da der Durchtrieb für die Erprobung des Simulators nicht benötigt wird, wird das Durchtriebsventil versuchsweise mit dem Simulatorventil parallelgeschaltet, um einen höheren Ventilquerschnitt zu simulieren. Abbildung 5.8 stellt dies schematisch dar, zur praktischen Umsetzung wird der Schlauch zur Durchtriebseinheit an den Entlüftungsanschluss des Simulatorzylinders angeschlossen. Da für das Simulatorventil das in der vorigen Messung verwendete NO-Ventil verbaut bleibt und das Durchtriebsventil als NO-Ventil ausgeführt ist, bewirkt die Parallelschaltung eine Verdoppelung des Stömungsquerschnittes.

Abbildung 5.9 zeigt Vergleichsmessungen der Varianten Einzelventil („1 Ventil“) und zwei parallelgeschaltete Ventile („2 Ventile“). Bei mittlerer Betätigungsgeschwindigkeit (Messung „2 Ventile - tb522“) sind nur sehr geringe Auswirkungen auf die Pedalkennlinie feststellbar, Kennlinienverlauf und Hysterese sind nahezu identisch mit der Messung „Ventil NO - tb515“ in Abbildung 5.7.

Eine deutliche Verbesserung zeigt sich bei weiterer Steigerung der Betätigungsgeschwin-

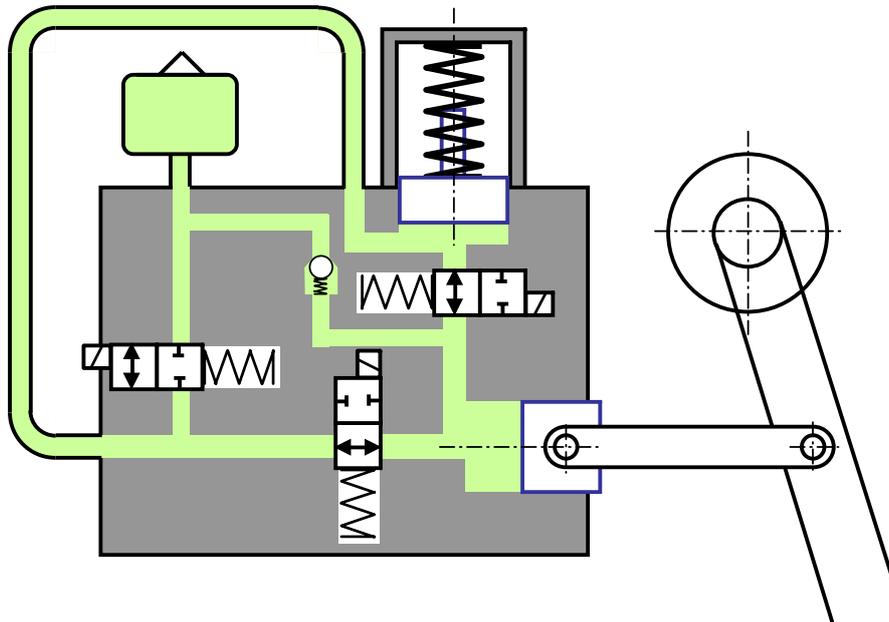


Abbildung 5.8.: Parallelschaltung von Simulator- und Durchtriebsventil

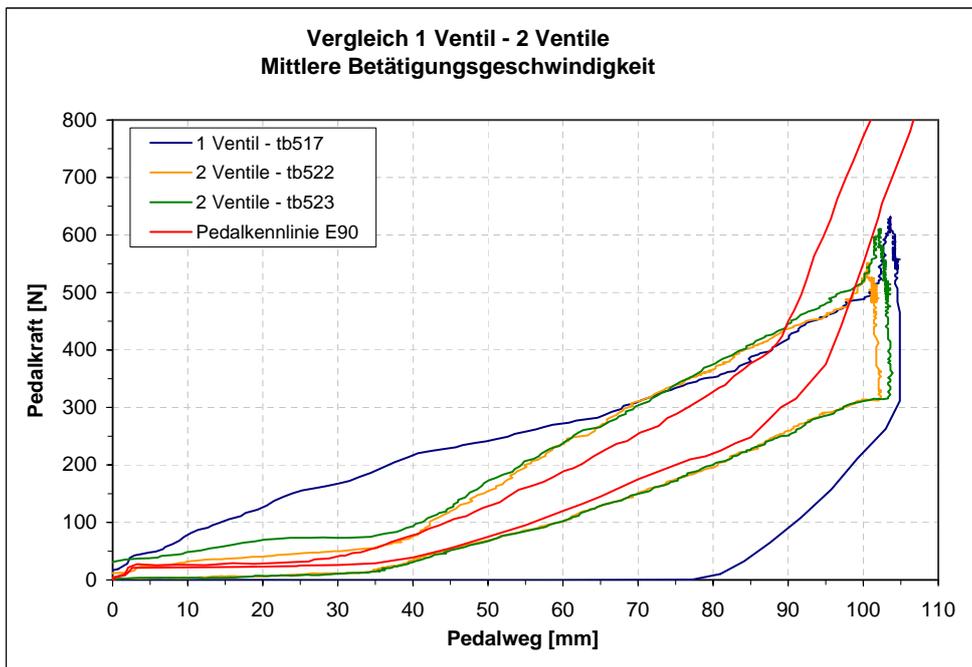


Abbildung 5.9.: Vergleichsmessung 1 Ventil - 2 Ventile mit mittlerer Betätigungsgeschwindigkeit

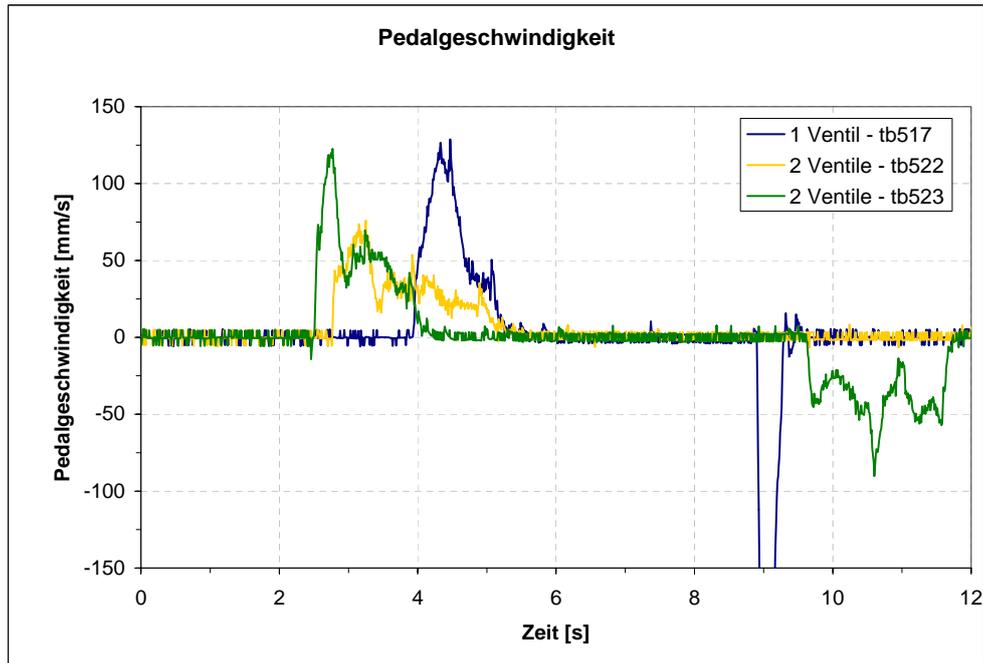


Abbildung 5.10.: Betätigungsgeschwindigkeiten bei der Vergleichsmessung

digkeit. Wie die Messung mit einem Ventil („1 Ventil - tb517“) zeigt, weicht die Kennlinie bei höherer Geschwindigkeit stark von der Vorgabekennlinie ab. Mit zwei parallelgeschalteten Ventilen (Messung „2 Ventile - tb523“) wird bei ähnlicher Betätigungsgeschwindigkeit (siehe Abbildung 5.10) gute Näherung der Vorgabekennlinie erzielt. Hinsichtlich der Hysterese sind die beiden Messungen nur eingeschränkt vergleichbar, da bei der Messung „1 Ventil - tb517“ das Pedal mit deutlich höherer Geschwindigkeit (bis ca. 500mm/s) gelöst wurde (siehe Abbildung 5.10), was zur größeren Hysterese führt. Dennoch kann mit dem vergrößerten Strömungsquerschnitt von einer deutlichen Verringerung der Hysterese ausgegangen werden.

Die Messungen mit hoher Betätigungsgeschwindigkeit sind in Abbildung 5.11 dargestellt. Die gemessene Kennlinien weichen sehr stark von der Vorgabekennlinie ab. Dennoch ist bei Messung „2 Ventile - tb525“ das Pedalkraftniveau deutlich geringer als mit einem Ventil, obwohl die Pedalgeschwindigkeit bei der Messung geringfügig höher lag, wie Abbildung 5.12 zeigt. Auch die Hysterese kann mit 2 Ventilen zwar verringert werden, ist jedoch betragsmäßig weit höher als in der Vorgabekennlinie.

Wie die Messungen zeigen, führt die Vergrößerung des Strömungsquerschnittes zu einer deutlich besseren Näherung der Vorgabekennlinie bei mittleren Betätigungsgeschwindigkeiten. Bei hohen Geschwindigkeiten weicht die Pedalkennlinie hinsichtlich Kennlinienverlauf und Hysterese weiterhin sehr stark von der Vorgabekennlinie ab.

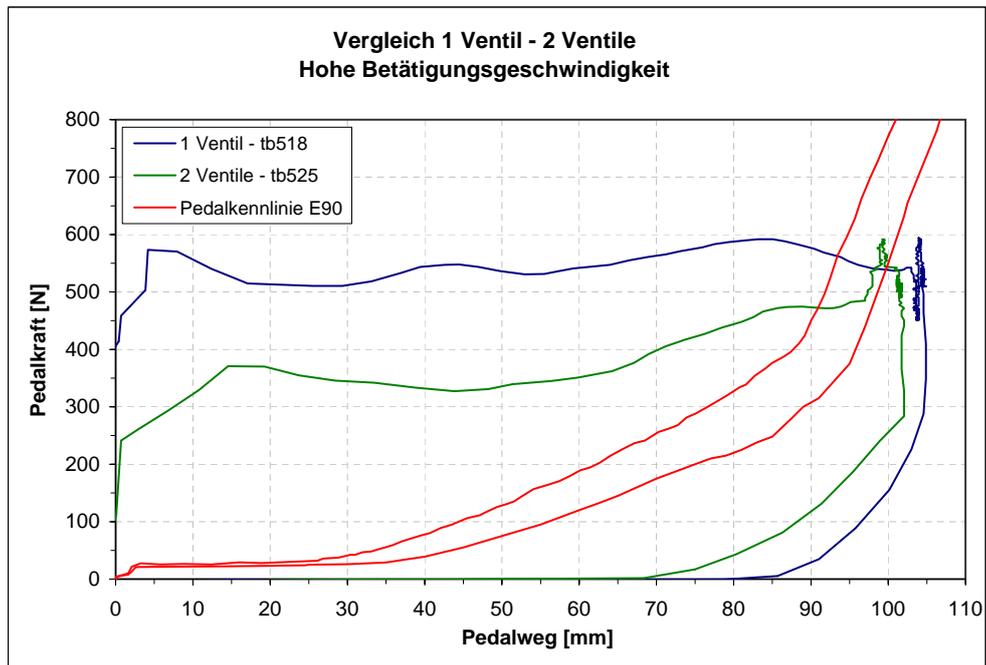


Abbildung 5.11.: Vergleichsmessung 1 Ventil - 2 Ventile mit hoher Betätigungsgeschwindigkeit

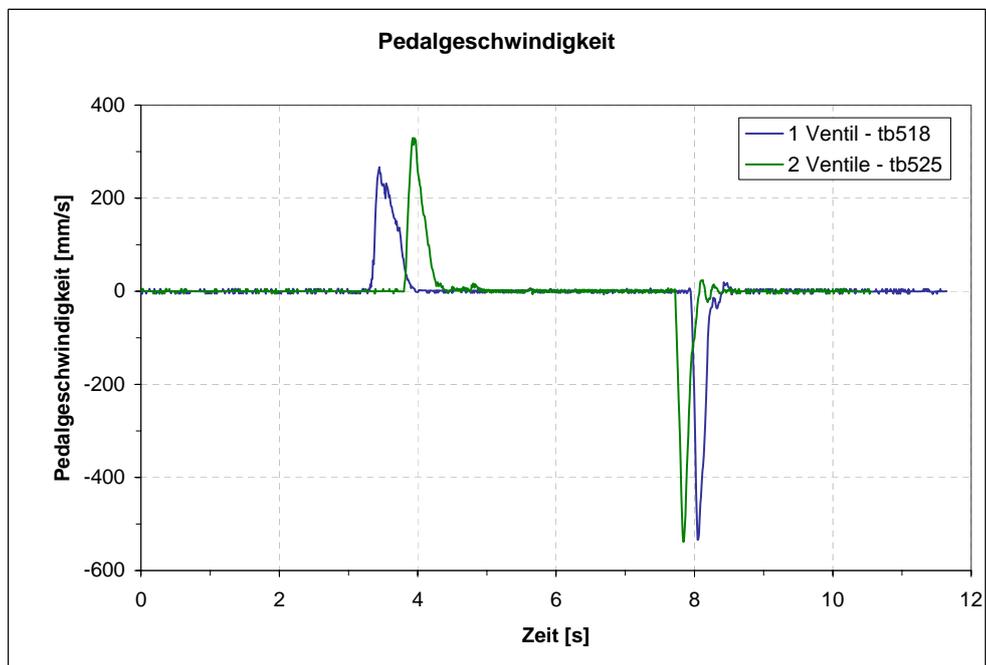


Abbildung 5.12.: Betätigungsgeschwindigkeiten bei der Vergleichsmessung

Reibung

Hinsichtlich der Reibung, die die statische Hysterese bei langsamer (quasistatischer) Betätigung verursacht, kann unterschieden werden in:

Kolbenreibung: Dabei tritt Reibung durch den Kontakt der Führungsringe und der Dichtung mit der Zylinderwand auf.

Für die eingesetzten Dichtungen liegen von Seiten des Dichtungsherstellers keine Angaben über die zu erwartenden Reibkräfte vor, die experimentelle Ermittlung der Reibkräfte ist zu aufwendig. Dennoch wird vermutet, dass die Dichtungsreibung bei höheren Drücken beträchtlichen Anteil an der Hysterese hat. Die wichtigsten Einflüsse für die Dichtungsreibung sind die Materialpaarung und Oberflächenbeschaffenheit, das Fluid und der Systemdruck. Zusätzlich ist die Reibung von der Relativgeschwindigkeit abhängig. Gehäusewerkstoff und Hydraulikfluid sind nicht veränderbar, die Zylinderoberflächen sind mit hoher Oberflächengüte gefertigt. Der Systemdruck, der mit der Einbauvorspannung die Anpresskraft der Dichtlippe verursacht, kann nicht beeinflusst werden. Eine wirksame Verringerung der Dichtungsreibung kann daher nur durch den Einsatz einer anderen Dichtung erfolgen. Da im Zeitraum der Erprobung keine Alternative zu den eingesetzten Dichtungen verfügbar ist, kann die Dichtungsreibung nicht beeinflusst werden.

Bei der Reibpaarung Führungsringe-Aluminiumzylinder ist eine Verringerung der Reibung durch Änderungen auf Seiten der Führungsringe zweckmäßig. Dazu ist eine Vergrößerung der Spielpassung oder die Verwendung eines anderen Werkstoffes möglich.

Federreibung: Beim Federpaket tritt innere und äußere Reibung auf. Die innere Reibung der eingesetzten Federelemente ist vernachlässigbar, die Höhe der äußeren Reibung an den Führungselementen ist schwierig abschätzbar. Eine Kontrollzerlegung zeigt deutliche Reibspuren an Feder 2, weshalb eine genauere Untersuchung der Reibung an den Führungselementen erfolgt.

Reibung sonstiger Bauteile: In den Lagerstellen des Pedals und der Pedalstange tritt Reibung auf. Aufgrund der Leichtgängigkeit aller Bauteile wird der Anteil dieser Reibungskräfte als sehr gering beurteilt.

Federreibung:

Zur Ermittlung der Auswirkung der Federreibung wird die Führung der Feder 2 (siehe Abbildung 4.13) entfernt. Wie der Vergleich der Messungen mit und ohne Führung in Abbildung 5.13 zeigt, führt dies zu keiner Verkleinerung der Hysterese. Die gemessene Pedalkraft liegt entgegen den Erwartungen höher als mit Führung. Da auch der maximale Pedalweg bei nahezu identischer Pedalkraft geringer ist, wird diese Abweichung teilweise auf die Messungenauigkeit der Winkelmessung zurückgeführt. Insgesamt hat die Reibung der Federn

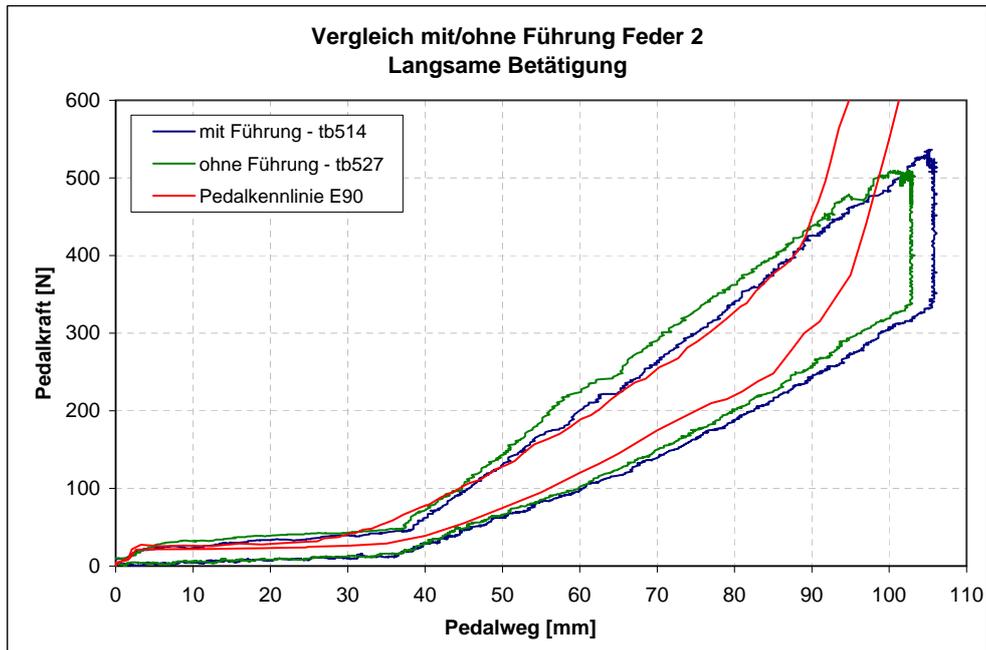


Abbildung 5.13.: Vergleichsmessung mit und ohne Führung Feder 2

offenbar nur sehr geringe Auswirkungen auf die Hysterese der Pedalkennlinie, eine genaue Ermittlung ist mit der zur Verfügung stehenden Messtechnik nicht möglich. Für die weiteren Messungen wird das Federpaket zur Verringerung der Reibung beim Einbau geschmiert.

Reibung der Führungsringe:

Als weitere Maßnahme zur Verringerung der Hysterese werden die Führungsringe von Simulator- und Pedalkolben überschleift, um eine bessere Leichtgängigkeit der Kolben in den Zylinder zu erzielen. Zusätzlich werden die Kolben bei der Montage gefettet. Bereits beim Einbau der Kolben mit bearbeiteten Führungsringen zeigt sich, dass diese mit geringerem Widerstand bewegt werden können. Wie Abbildung 5.14 zeigt, führt diese Maßnahme zu einer deutlich geringeren Hysterese gegenüber dem Ausgangszustand. Ferner sei angemerkt, dass die Führungsringe bei den Messungen in Neuzustand sind, sodass nach einer Einlaufphase ein weiteres Absinken der Reibung und damit eine Verringerung der Hysterese zu erwarten ist.

5.3.3. Inbetriebnahme des Wegsensors

Nachdem der Prüfstand für den *Tyco*-Wegsensor adaptiert wurde, kann der Pedalweg über die Messung des Pedalkolbenweges ermittelt werden. Wie Abbildung 5.15 zeigt, weist die Pedalkennlinie bei der Wegmessung mit dem Wegsensor auch bei höheren Betätigungs-

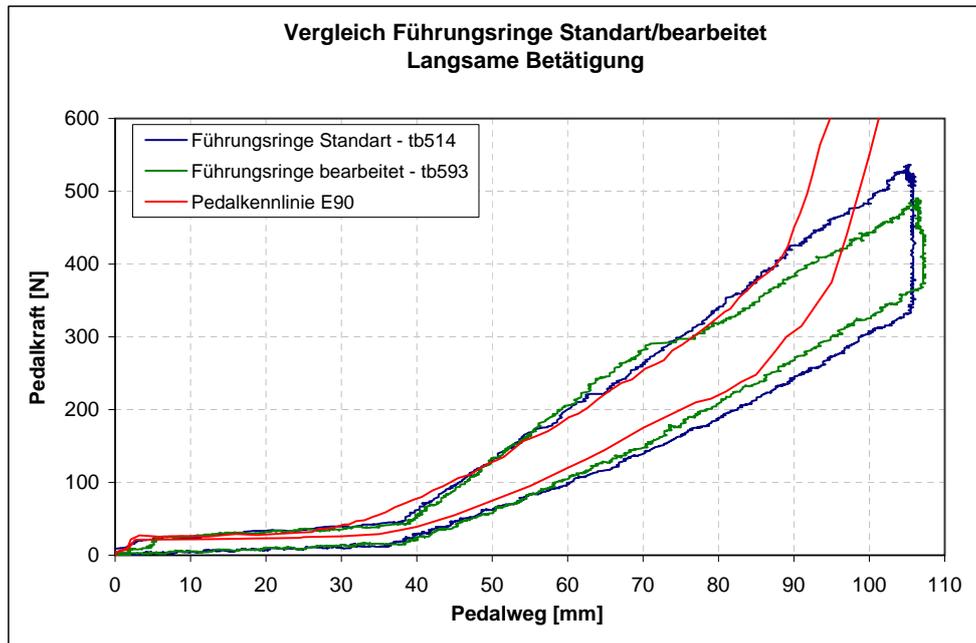


Abbildung 5.14.: Vergleichsmessung Führungsringe Standart mit Führungsringen bearbeitet

kräften einen plausiblen Verlauf auf, während bei der Messung mit dem Winkelsensor der Pedalweg trotz ansteigender Kraft abnimmt. Zudem ergibt die Messung mit dem Wegsensor eine geringere Hysterese, die weitgehend jener der Vorgabekennlinie entspricht. Lediglich im unteren Kennlinienbereich tritt eine höhere Hysterese auf.

Abschließend zeigt Abbildung 5.16 die mit dem Wegsensor bei unterschiedlichen Betätigungsgeschwindigkeiten gemessenen Pedalkennlinien, in Abbildung 5.17 sind die Pedalgeschwindigkeiten bei den Messungen dargestellt. Bei Pedalgeschwindigkeiten bis ca. 75mm/s kann eine brauchbare Näherung der Vorgabekennlinie erzielt werden, wie die Messungen „tb594“, „tb595“ und „tb596“ zeigen. Bei hoher Geschwindigkeit weicht die Pedalkennlinie des Simulators stark von der Vorgabe ab, wie die Messung „tb602“ zeigt. Ursache hierfür ist der zu geringe Durchfluss und der damit verbundene Strömungswiderstand des eingesetzten Ventils.

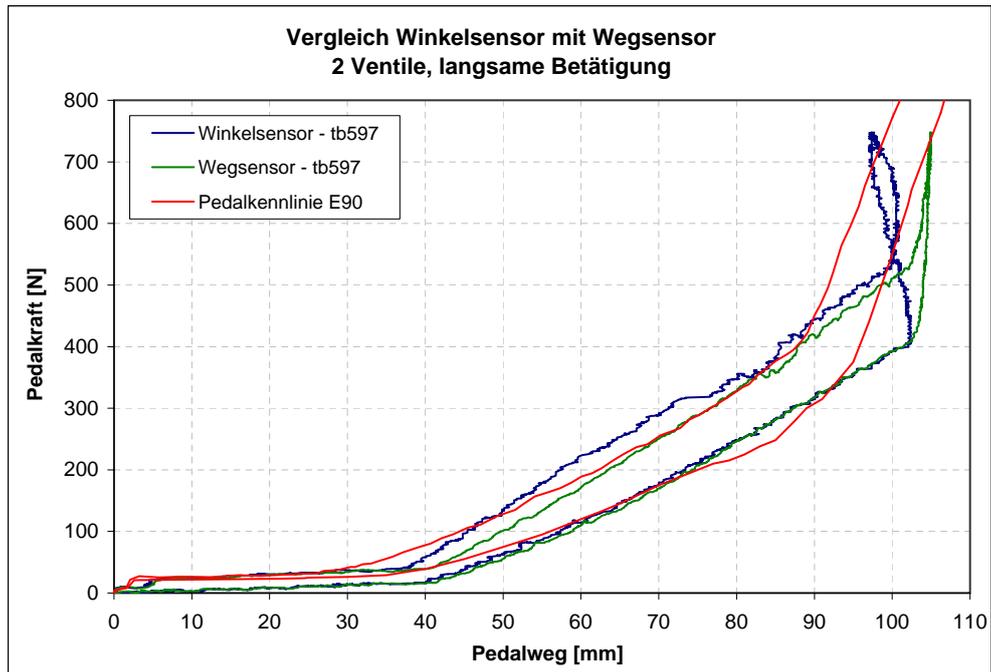


Abbildung 5.15.: Vergleich der mit Weg- und Winkelsensor gemessenen Pedalkennlinien

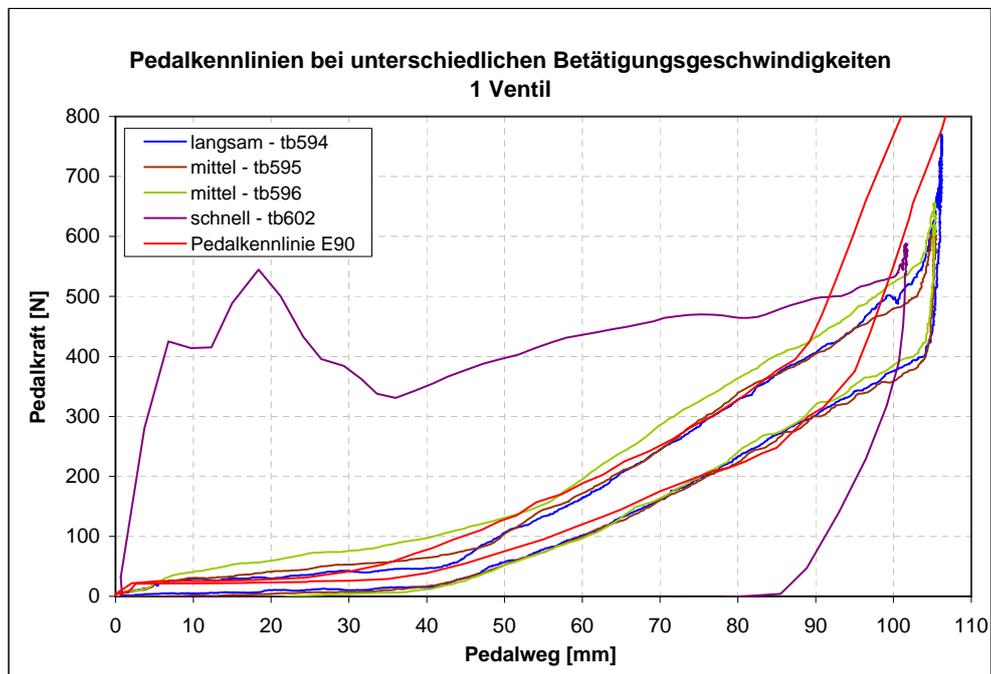


Abbildung 5.16.: Vergleich von Pedalkennlinien bei unterschiedlichen Betätigungsgeschwindigkeiten

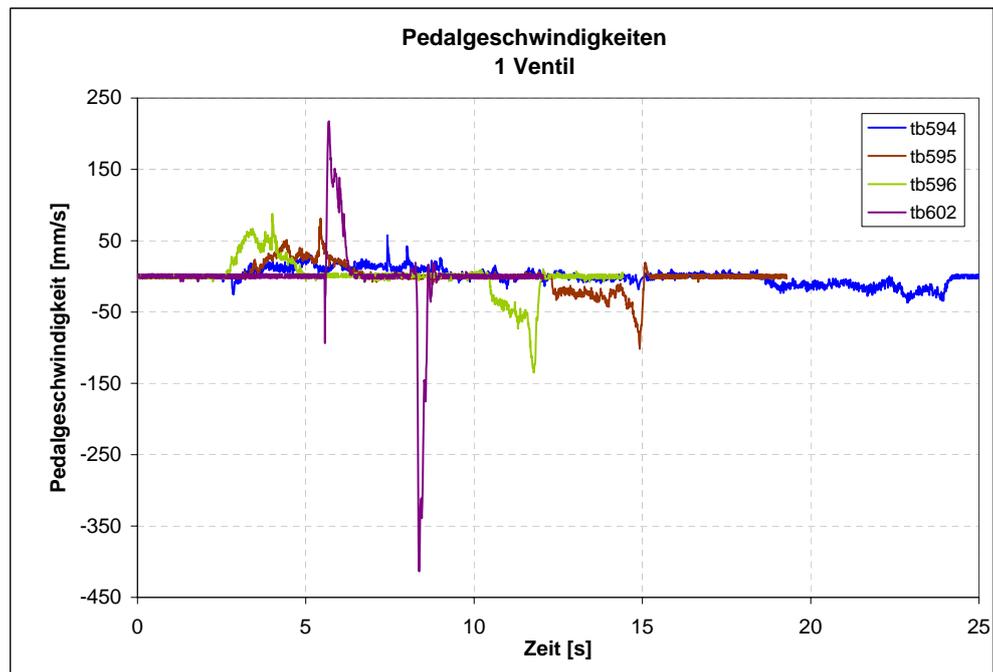


Abbildung 5.17.: Pedalgeschwindigkeiten

6. Simulation

Wie die Erprobung im vorigen Abschnitt zeigt, stellen die Ventile im Simulator die wesentliche Einschränkung für hohe Betätigungsdynamik dar und führen zu stark von der Vorgabekennlinie abweichenden Pedalkennlinien. Durch Simulation des dynamischen Verhaltens des Hydrauliksystems soll die erforderliche Größe der Ventile bestimmt werden. Die Simulation wird mit *AMESim* durchgeführt, einem Programm für die dynamische Simulation technischer Systeme.

6.1. Simulationsmodell

Der zeitliche Pedalkraftverlauf stellt die Eingangsgröße des Simulationsmodelles dar. Damit wird der Pedalweg berechnet, sodass als Ergebnis die Pedalkennlinie als Kraft-Weg-Zusammenhang vorliegt. Um einen direkten Vergleich der Simulationsergebnisse mit den Messergebnissen zu ermöglichen, werden gemessene Pedalkraftverläufe als Eingangsgröße herangezogen.

Das Simulationsmodell wird nur aus den für die Erzeugung der Pedalkennlinie im Normalbetriebsmodus relevanten Teilen des Pedalkraftsimulators aufgebaut. Folglich werden die gesamte Durchtriebseinheit mit Durchtriebsventil, der Behälter und das Behälterventil nicht modelliert. Somit ergibt sich das in Abbildung 6.1 dargestellte, vereinfachte Modell des Pedalkraftsimulators. Die Hydraulikkolben werden entsprechend der realen Ausführung mit einem Durchmesser von 25mm modelliert, die Kolbenmassen werden durch jeweils eine am Kolben angeordnete Masse berücksichtigt. Die Massen des Pedals und der Pedalstange werden zu einer Masse zusammengefasst. Für das Federpaket werden die Federraten und Federwegsbegrenzungen von den in der Erprobung eingesetzten Federn übernommen, die Massen der Federteller werden durch jeweils eine Masse zwischen den einzelnen Federn abgebildet.

Die Reibungs- und Strömungswiderstände im System bestimmen im Wesentlichen das dynamische Verhalten. Um eine fundierte Aussage über das Verhalten bei hohen Pedalbetätigungsgeschwindigkeiten zu ermöglichen, ist die genaue Nachbildung dieser Widerstände erforderlich. Zur Modellierung der Kolbenreibung wird am Pedal- und am Simulatorkolben jeweils ein Reibungsmodell angeordnet. Die Strömungswiderstände werden im Simulationsmodell durch eine Ventil erzeugt. Zur Abbildung des realen Aufbaues des Hydrauliksystems wird in den Verbindungen der Kolben mit dem Ventil jeweils ein Hydraulikvolumen entsprechend den Volumina der Verbindungsleitungen im Gehäuse des Pedalkraftsimulators angeordnet.

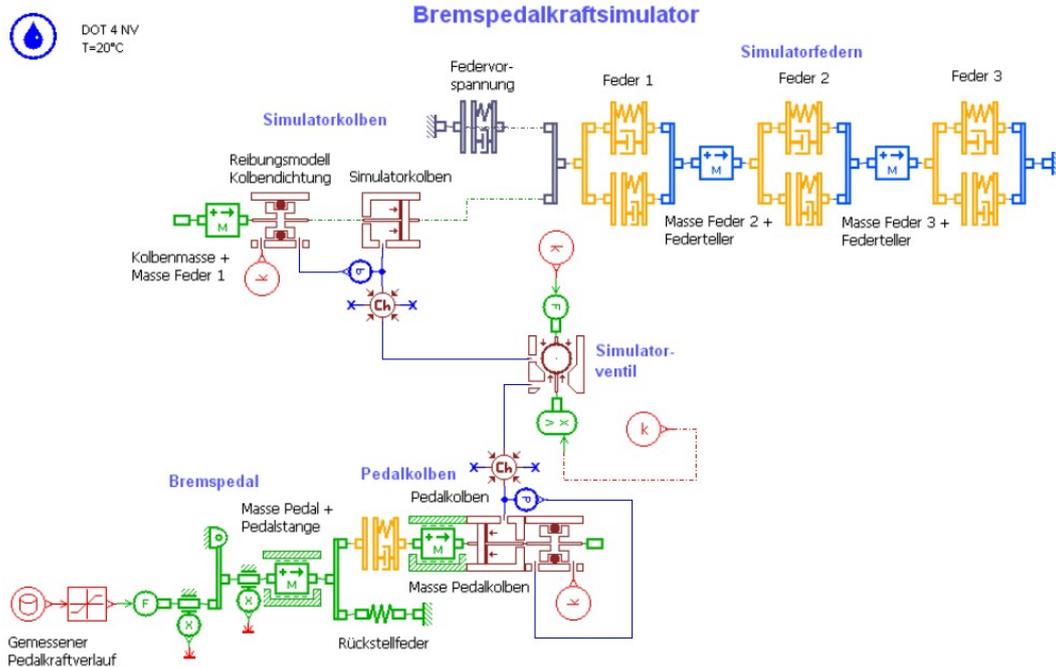


Abbildung 6.1.: AMESim-Modell des Pedalkraftsimulators

6.2. Parameterbestimmung

Für die verbauten Dichtungen liegen seitens des Herstellers keine Angaben über die auftretenden Reibkräfte vor. Für die Ventile liegen keine Angaben über den Durchfluss vor, lediglich die geometrischen Abmessungen können aus Zusammenbauzeichnungen ermittelt werden. Eine rechnerische Ermittlung der Reibungs- und Strömungswiderstände ist daher mit hoher Unsicherheit behaftet. Die Ermittlung der Parameterwerte für das Ventilmodell und die Reibungsmodelle erfolgt daher iterativ auf Basis der Messergebnisse. Dazu wird unter Vorgabe des Kraftverlaufes aus der Messung die Pedalkennlinie mit dem Simulationsmodell berechnet. Die Modellparameter werden dann derart angepasst, dass die simulierte Pedalkennlinie möglichst genau der gemessenen Pedalkennlinie entspricht.

Zur Verringerung der Systemkomplexität wird eine schrittweise Vorgehensweise angewendet. Zunächst werden die Reibungsparameter bei langsamer Betätigung ermittelt. Dazu wird ein vereinfachtes Simulationsmodell ohne Ventil verwendet. Danach werden mit dem vollständigen Modell die Parameterwerte für das Ventil bei höherer Betätigungsgeschwindigkeit ermittelt.

Reibungsparameter

Die an Pedal- und Simulatorkolben auftretende Kolbenreibung wird mit jeweils einem Reibungsmodell für Dichtungsreibung modelliert, das die gesamte auftretende Reibung durch

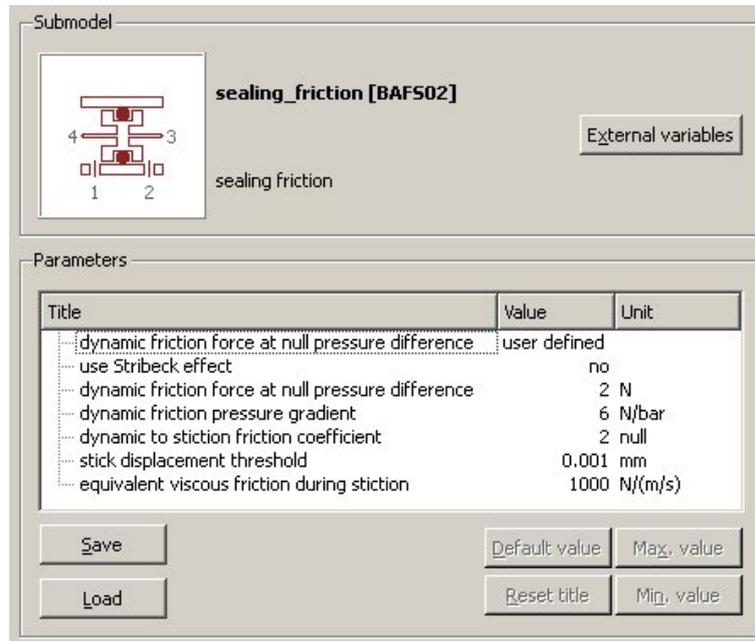


Abbildung 6.2.: Parameter der Reibungsmodelle

die Dichtung und die Führungsringe darstellt. Aufgrund der nahezu identischen Reibsituation an beiden Kolben werden gleich große Reibungswiderstände angenommen, sodass zwei gleiche Reibungsmodelle mit den gleichen Parameterwerten verwendet werden. Das verwendete Reibungsmodell modelliert die Dichtungsreibung als Haft- und Gleitreibung und in Abhängigkeit des Differenzdruckes an der Dichtung. Abbildung 6.2 zeigt die Parameter des Reibungsmodelles und die ermittelten Werte. Wie Abbildung 6.3 zeigt, wird mit diesen Werten sehr gute Übereinstimmung der simulierten mit der gemessenen Pedalkennlinie erzielt.

Ventilparameter

Das Simulatorventil wird entsprechend der Bauweise des realen Ventils durch ein Ventilmodell für ein Sitzventil mit Kegelsitz modelliert. Für die Modellparameter werden die geometrischen Abmessungen des NC-Ventils übernommen, wie Abbildung 6.4 zeigt.

Abbildung 6.5 zeigt die simulierte und die gemessene Pedalkennlinie bei mittlerer Betätigungsgeschwindigkeit. Die mit dem Simulationsmodell berechnete Pedalkennlinie stimmt weitgehend mit der gemessenen Kennlinie überein. Die gemessene Kennlinie weist beim Übergang zum Lösen einen ansteigenden Pedalweg trotz Verringerung der Pedalkraft auf, was auf die Ungenauigkeit der Winkelmessung zurückzuführen ist, siehe Abschnitt 5.3.1. Zu einem späteren Zeitpunkt wurden die Pedalkennlinien mit dem Wegsensor gemessen, der eine genauere Pedalwegermittlung ermöglicht, siehe Abbildung 5.15. Im Vergleich zu diesen Kennlinien erreicht das Simulationsmodell sehr gute Übereinstimmung.

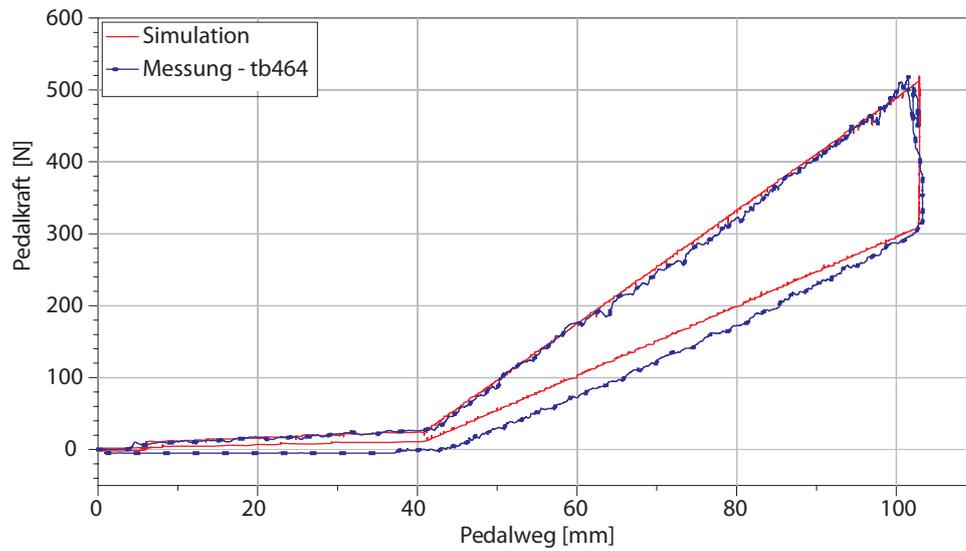
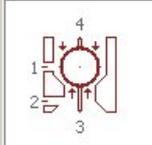


Abbildung 6.3.: Simulierte und gemessene Pedalkennlinie bei langsamer Betätigung

Submodel



bao8 [BAP23]
ball poppet with conical seat

External variables

Parameters

Title	Value	Unit
index of hydraulic fluid	0	
seat diameter (hole)	0.9 mm	
seat semi-angle (between 0 and 90)	30 degree	
ball diameter	1.6 mm	
rod diameter (opposite to seat)	1.6 mm	
rod diameter (seat side)	0 mm	
maximum flow coefficient	0.7 null	
critical flow number	100 null	
opening (underlap) corresponding to zero displacement	0 mm	
opening for minimum area	0 mm	
opening for maximum area	10 mm	
jet force coefficient	0 null	
volume at port 1 corresponding to zero lift	0 cm**3	
volume at port 2 corresponding to zero lift	0 cm**3	

Save Load Default value Max. value Reset title Min. value

Abbildung 6.4.: Ventilparameter

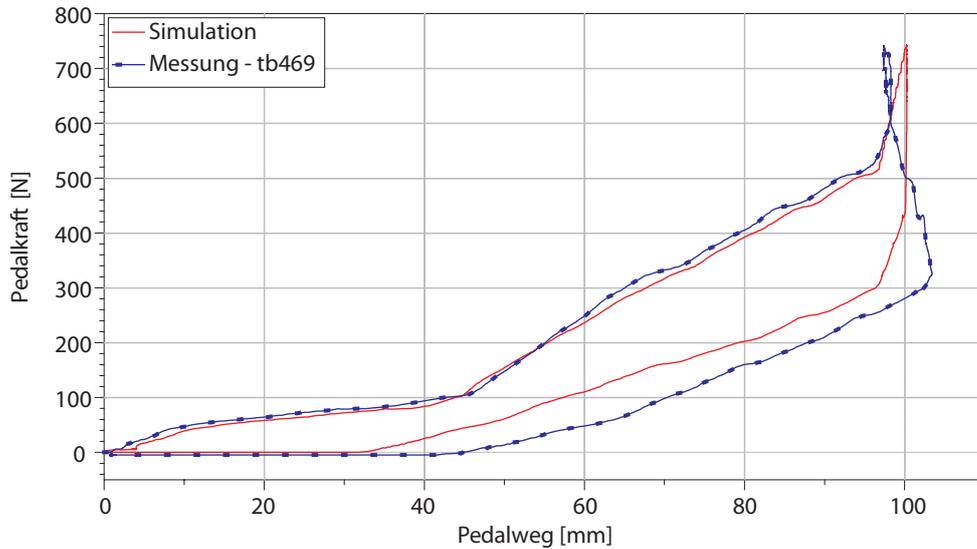


Abbildung 6.5.: Simulierte und gemessene Pedalkennlinie bei mittlerer Betätigungsgeschwindigkeit

Den Vergleich von simulierter und gemessener Pedalkennlinie bei schneller Betätigung zeigt Abbildung 6.6. Die Kennlinien stimmen hinsichtlich des charakteristische Verlaufes und der Hysterese sehr gut überein. Der negative Pedalweg am Beginn der gemessenen Kennlinie kann auf die Ungenauigkeit der Winkelmessung aufgrund der Nachgiebigkeit des Prüfstandsgestelles zurückgeführt werden, siehe Abschnitt 5.3.1). Die simulierte Kennlinie entspricht in diesem Bereich wahrscheinlich sehr gut dem realen Verhalten. Insgesamt wird das Simulationsmodell für Aussagen über das dynamische Verhalten des Systems als sehr gut geeignet erachtet.

6.3. Simulationsergebnisse

6.3.1. Variation des Ventildurchmessers

Für einen zufriedenstellenden Verlauf der Pedalkennlinie bei hoher Betätigungsdynamik ist die Verwendung eines größeren Simulatorventils notwendig. Zur Ermittlung der erforderlichen Ventilgröße werden mit dem Simulationsmodell ausgehend von den im Pedalkraftsimulator verbauten Ventilen unterschiedliche Größen untersucht. Dazu werden die Parameter des Ventilmodelles, die die geometrischen Abmessungen des Ventils beschreiben, variiert. Tabelle 6.1 zeigt die sechs Parametersätze für sechs unterschiedlich große Ventile. Darin stellen die Ventile NO und NC die im Pedalkraftsimulator verbauten Ventile dar. Die Abmessungen der übrigen Ventile sind fiktive Werte, die durch Skalierung der realen Ventile ermittelt wurden.

Abbildung 6.7 zeigt das Simulationsergebnis bei hoher Betätigungsgeschwindigkeit, der

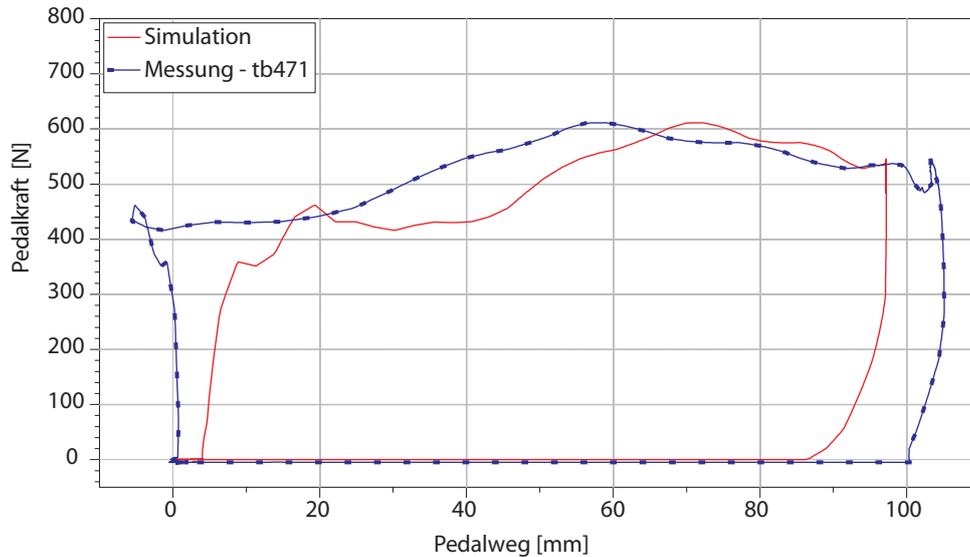


Abbildung 6.6.: Simulierte und gemessene Pedalkennlinie bei hoher Betätigungsgeschwindigkeit

Tabelle 6.1.: Parametervariation für das Simulatorventil

Parameter	Ventile					
	NC	NO	2mm	3mm	5mm	10mm
Sitzdurchmesser [mm]	0,90	1,00	2,00	3,00	5,00	10,00
Kugeldurchmesser [mm]	1,60	1,60	3,00	4,50	7,50	15,00
Öffnungshub [mm]	0,40	0,40	1,00	1,50	2,50	5,00

zeitliche Pedalkraftverlauf basiert dabei auf Messung „tb471“ (vgl. Abbildung 6.6). Die größeren Ventile führen zu einer Verbesserung des Pedalkennlinienverlaufes, die Pedalkennlinien nähern sich zunehmend der Referenzkennlinie an. Unter Berücksichtigung der hohen Betätigungsgeschwindigkeit kann bereits ab einem Ventildurchmesser von 3mm eine brauchbare Pedalkennlinie erzielt werden, die Steigerung des Durchmessers auf 5mm führt zu einer weiteren Verbesserung. Wie die Pedalkennlinie mit dem Ventildurchmesser von 10mm zeigt, bringt eine weitere Erhöhung der Ventilgröße nur eine geringfügig bessere Näherung der Referenzkennlinie. Aus diesem Ergebnis geht hervor, dass die Referenzkennlinie mit vertretbaren Baugrößen der Ventile bei derart hohen Betätigungsgeschwindigkeiten nicht genau nachgebildet werden. Für die weiteren Untersuchungen werden daher die Ventilgrößen 3mm und 5mm herangezogen.

6.3.2. Variation der Betätigungsgeschwindigkeit

Um genauere Aussagen über die erforderliche Ventilgröße treffen zu können, werden die Auswirkungen unterschiedlicher Betätigungsgeschwindigkeit untersucht. Dazu werden die bei-

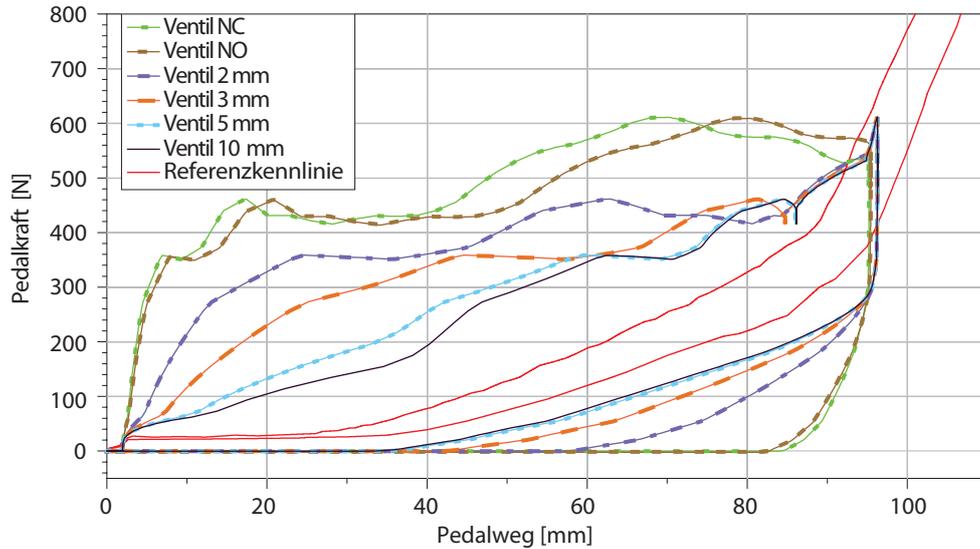


Abbildung 6.7.: Simulierte Pedalkennlinien mit unterschiedlichen Ventildurchmessern bei hoher Betätigungsgeschwindigkeit

den Ventile 3mm und 5mm mit den entsprechenden Parametern aus dem vorigen Abschnitt herangezogen. Die Betätigungskraft als Rampe von 0 bis 500N vorgegeben, wie Abbildung 6.8 zeigt. Die Variation der Betätigungsgeschwindigkeit wird durch die unterschiedlichen Anstiegs- und Abfallzeiten von 1s, 0.5s, 0.2s und 0.1s erreicht, die Kraftgradienten liegen damit bei 500N/s, 1000N/s, 2500N/s und 5000N/s.

Abbildung 6.9 zeigt die simulierte Pedalkennlinien bei verschiedenen schnellem Anstieg der Betätigungskraft für das Ventil mit dem Sitzdurchmesser 3mm. Die Pedalkennlinien bei den Pedalkraftgradienten von 500N/s und 1000N/s entsprechen weitgehend den Kennlinien bei sehr langsamer Betätigung (Kraftanstieg mit 100N/s), lediglich im unteren Kennlinienbereich (Pedalweg < 0.04m) ist eine Abweichung der Kennlinien um bis zu 35N erkennbar. Bei den Kraftgradienten von 2500N/s ist vor allem im unteren Kennlinienbereich eine deutliche Veränderung gegenüber der langsamen Betätigung erkennbar, die maximale Abweichung liegt bei ca. 75N. Bei 5000N/s liegt das Kraftniveau der Pedalkennlinie um bis zu 130N höher als bei langsamer Betätigung.

In Abbildung 6.10 dargestellt sind die simulierte Pedalkennlinien bei dem Ventil mit einem Sitzdurchmesser von 5mm. Bei den Pedalkraftanstiegen von 500N/s und 1000N/s entsprechen die Pedalkennlinien weitgehend der Pedalkennlinie bei langsamer Betätigung, die maximale Abweichung liegt bei ca. 18N. Beim Pedalkraftgradienten von 2500N/s beträgt die größte Abweichung von der Kennlinie bei langsamer Betätigung ca. 40N, beim Kraftgradienten von 5000N/s beträgt die maximale Abweichung ca. 75N.

Wie der Vergleich dieser Ergebnisse zeigt, entsprechen die Pedalkennlinien mit dem Ventildurchmesser von 5mm bei zunehmender Betätigungsgeschwindigkeit deutlich besser der Kennlinie bei langsamer Betätigung, als mit dem Ventil 3mm. Die Pedalkennlinie des Ven-

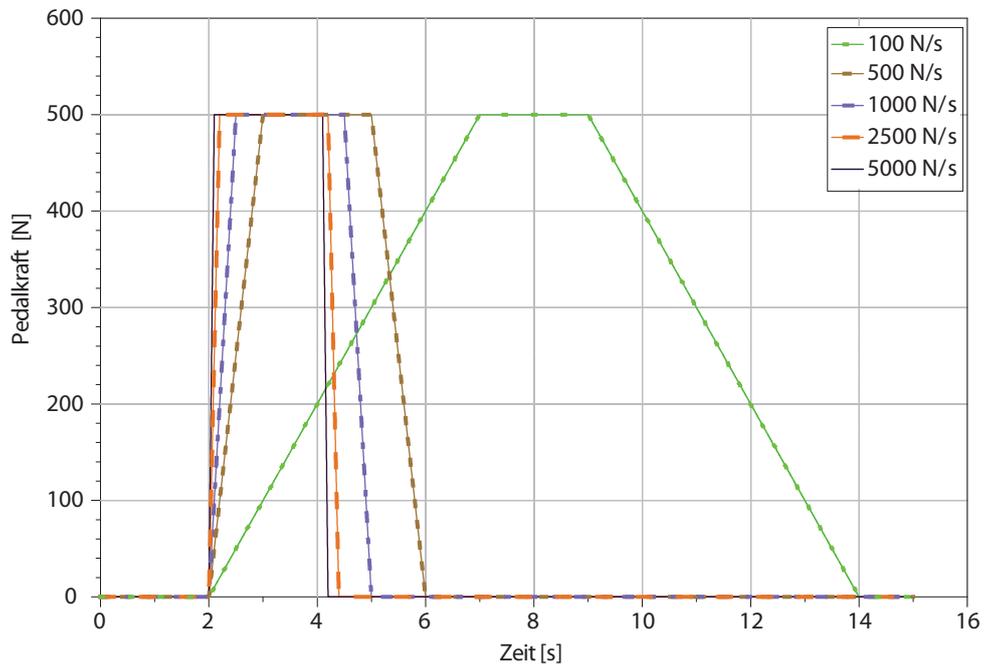


Abbildung 6.8.: Verläufe der Betätigungskraft

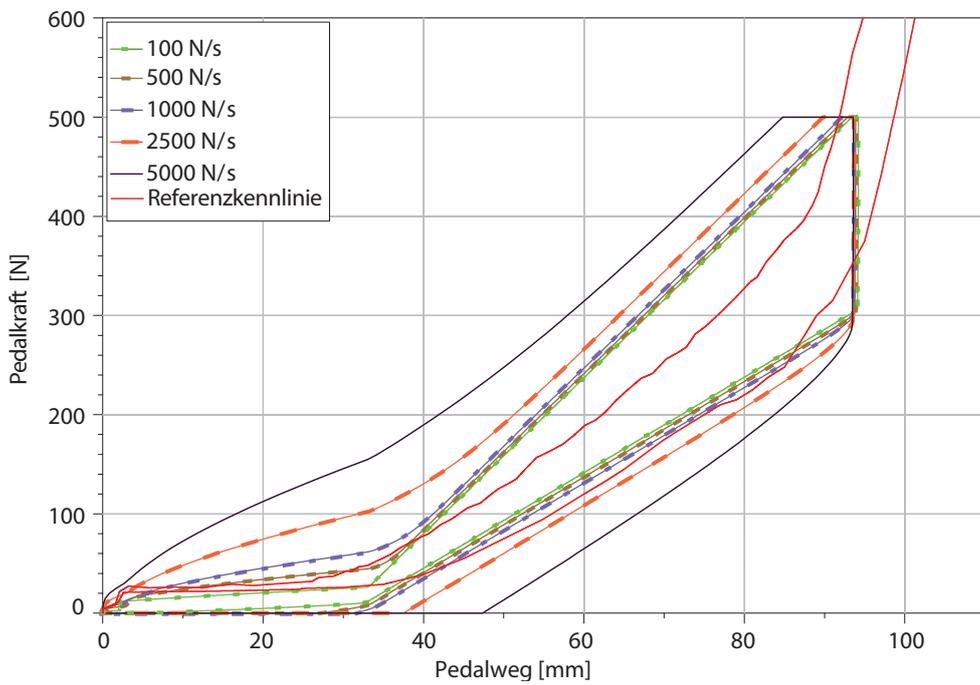


Abbildung 6.9.: Simulierte Pedalkennlinien bei Ventildurchmesser 3mm

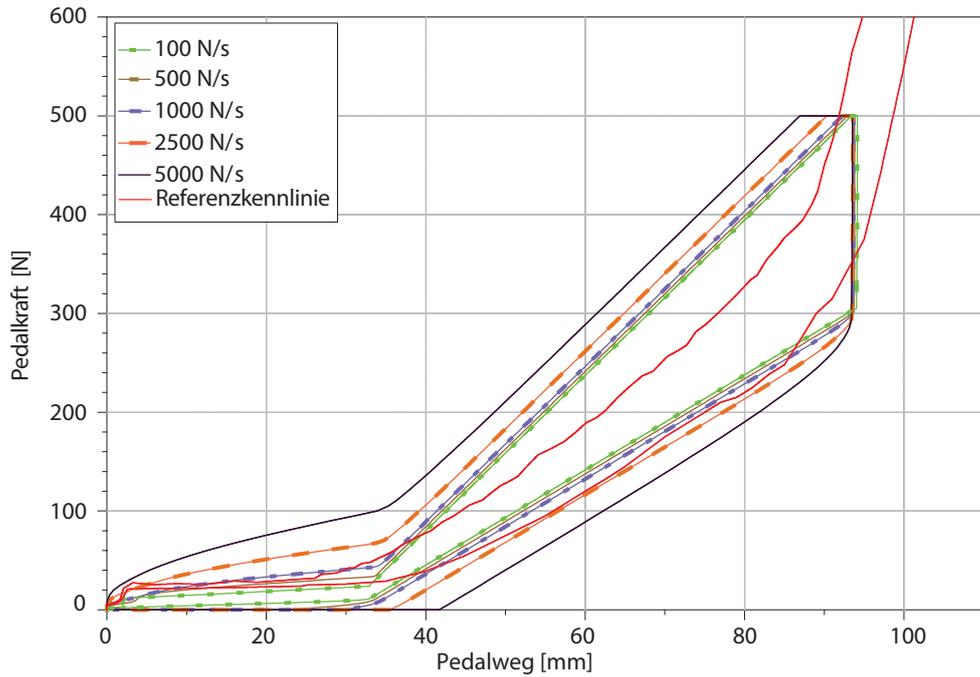


Abbildung 6.10.: Simulierte Pedalkennlinien bei Ventildurchmesser 5mm

tils 5mm mit dem Kraftgradienten von 5000N/s entspricht dabei in etwa der Pedalkennlinie des Ventils 3mm mit dem Kraftgradienten 2500N/s. Die Betrachtung der Pedalgeschwindigkeiten zeigt, dass mit dem Pedalkraftgradienten von 5000N/mm eine Pedalgeschwindigkeit von ca. 640mm/s erzielt wird, beim Kraftgradienten von 2500N/s liegt die Pedalgeschwindigkeit bei ca. 318mm/s. Bei diesen für die Bremspedalbetätigung sehr hohen Betätigungsgeschwindigkeiten kann die auftretende Veränderung der Pedalkennlinie als zulässig beurteilt werden. Da im Betrieb zu erwarten ist, dass eine Pedalgeschwindigkeit von 600mm/s nicht erreicht wird, kann die Ventilgröße von 3mm als ausreichend beurteilt werden. Die Verwendung des Ventils mit Sitzdurchmesser 3mm ist auch im Hinblick auf eine möglichst geringe Baugröße des Pedalkraftsimulators zweckmäßig.

7. Fazit

7.1. Zusammenfassung

Brake-by-wire Systeme weisen aufgrund der rein elektrischen Ankopplung der Betätigungseinrichtung an das restliche Bremssystem zahlreiche Vorteile gegenüber konventionellen Bremssystemen auf. Regeleinriffe können ohne Rückwirkung auf das Bremspedal erfolgen, in Hybrid- und Elektrofahrzeugen wird Rekuperation mit einem hohen Komfortniveau ermöglicht. Es ergeben sich wesentlich höhere Freiheitsgrade für die Gestaltung der Bremsanlage. In konventionellen Bremsanlagen erhält der Fahrer bei Betätigung der Bremse eine Kraftrückwirkung aufgrund der Kopplung des Bremspedals mit dem Hydrauliksystem der Bremsanlage. Dieser Kraft-Weg-Zusammenhang ermöglicht es, die Bremse zu dosieren und den Bremsvorgang zu regeln. In Brake-by-wire Systemen findet aufgrund der Entkopplung keine Kraftübertragung zwischen Bremssystem und Pedal statt.

Es ist daher notwendig, einen Bremspedalkraftsimulator zu verbauen. Dieser Simulator vermittelt dem Fahrer die zur Dosierung erforderliche Kraft-Weg-Kennlinie des Bremspedals. Der Bremswunsch des Fahrers wird dabei aus der Pedalbetätigung ermittelt. Aufgrund der Entkopplung kann die Pedalkennlinie optimal an die Bedürfnisse des Fahrers im Hinblick auf eine komfortable, sichere und effiziente Bedienung des Bremssystems angepasst werden. In der vorliegenden Arbeit wurde der Prototyp eines Bremspedalkraftsimulators für ein elektrohydraulisches Brake-by-wire System entwickelt. Dieser Prototyp wurde ausgehend von bestehenden Konzepten konstruiert, aufgebaut, am Prüfstand erprobt und funktional optimiert.

Bestehende Konzepte für den Bremspedalkraftsimulator wurden in einer Nutzwertanalyse bewertet. Anhand des Bewertungsergebnisses wurde das elektrohydraulische Konzept für die weitere Entwicklung ausgewählt. In diesem Konzept wird die Pedalcharakteristik durch Federelemente erzeugt. Weiters sieht das Konzept eine hydraulische Rückfallebene vor, die eine Betätigung des Bremssystems auch bei einer Störung oder einem Ausfall der elektrischen Versorgung ermöglicht. Dabei wird im Vergleich zu gegenwärtig in Serienfahrzeugen verbauten Systemen ein höheres Komfort- und Sicherheitsniveau erreicht. Das Konzept wurde funktional verbessert und die Funktion experimentell verifiziert.

In der konkreten Umsetzung des Konzeptes wurde der Prototyp des Bremspedalkraftsimulators konstruiert, der sich durch seine kompakte Bauweise und den einfachen, für die Erprobung optimierten Aufbau auszeichnet. Das Packagingkonzept erlaubt den universellen Einsatz in unterschiedlichen Fahrzeugen, durch den modularen Aufbau ist die Anpassung an die jeweilige Einbauumgebung mit geringem Aufwand möglich. Zur Erfassung des Brems-

wunsches des Fahrers wird die Bremspedalbewegung mit einem Wegsensor ermittelt. Dieser Sensor ist in den Bremspedalkraftsimulator integriert, sodass keine Änderungen am Pedalwerk des Fahrzeuges notwendig sind. Mit dem Simulator wird die Pedalkennlinie eines Serienfahrzeuges nachgebildet. Das hierzu erforderliche Federpaket wurde berechnet und aus drei Einzelfedern zusammengestellt. Die konstruktive Anordnung der Federn bietet zahlreiche Einstellmöglichkeiten, sodass die Pedalkennlinie in weiten Bereichen verändert werden kann. Des weiteren wurden die für die Fertigung des Prototypen notwendigen Werkstattzeichnungen erstellt und sämtliche für den Aufbau erforderlichen Komponenten ausgewählt.

Der Prototyp des Bremspedalkraftsimulators wurde zur Erprobung an einem Prüfstand aufgebaut, der die Fahrzeugumgebung näherungsweise nachgebildet. Der Pedalkraftsimulator kann über ein am Prüfstand angebrachtes Bremspedal betätigt werden. Im Zuge der Inbetriebnahme konnte der grundlegende Funktionsnachweis erbracht werden. Anschließend wurden Messungen der vom Simulator erzeugten Pedalkennlinie durchgeführt. Dazu wird das Bremspedal des Prüfstandes betätigt und die Pedalkraft und der Pedalweg gemessen. Wie die Messergebnisse zeigen, wird die vorgegebene Pedalkennlinie mit dem gewählten Federpaket sehr gut nachgebildet. Durch eine Überarbeitung der Führungen der Hydraulikkolben konnte das Reibungsverhalten des Systems wesentlich verbessert werden. Die zwischen Betätigung und Lösen des Bremspedals auftretende Hysterese der Pedalkennlinie konnte damit deutlich verringert werden. Aus den Messergebnissen geht weiters hervor, dass eine sehr schneller Betätigung des Bremspedals (Notbremsung) zu einer deutlichen Veränderung der vom Simulator erzeugten Pedalkennlinie führt. Dieses Verhalten ist auf die im Simulator verbauten Hydraulikventile zurückzuführen. Die Ventile stellen aufgrund ihres kleinen Querschnittes (Durchmesser 0,9mm) einen hohen Strömungswiderstand dar und führen dadurch zu einer hohen Dämpfung des Systems. Da für diese Anwendung keine Ventile mit größerem Querschnitt verfügbar waren, konnte das dynamische Verhalten nicht weiter verbessert werden.

Abschließend wurde mit dem Programm *AMESim* ein Simulationsmodell des Bremspedalkraftsimulators erstellt. Mit diesem Modell wurden die Auswirkungen unterschiedlicher Ventilquerschnitte auf die erzeugte Pedalkennlinie untersucht. Die Parameter des Simulationsmodelles wurden durch Abgleich mit den Messergebnissen ermittelt. Dadurch wird eine sehr gute Übereinstimmung der simulierten mit den gemessenen Pedalkennlinien erzielt. Wie die Simulationsergebnisse zeigen, führen bei hoher Betätigungsdynamik größere Ventildurchmesser zu wesentlich besseren Kennlinienverläufen. Unter Berücksichtigung des zur Verfügung stehenden Bauraumes wird ein Ventil mit einem Strömungsdurchmesser von 3mm als optimale Lösung zur Erzielung eines zufriedenstellenden Kennlinienverlaufes bei ausreichender Betätigungsdynamik beurteilt.

Der in der vorliegenden Arbeit entwickelte Bremspedalkraftsimulator dient als Technologieträger für die weitere Entwicklung von Pedalkraftsimulationseinheiten bei Magna Steyr Fahrzeugtechnik. Er kann im weiteren Entwicklungsprozess in ein Versuchsfahrzeug verbaut und unter realen Fahrbedingungen erprobt werden.

7.2. Ausblick

Pedalkennlinie

Zur Verbesserung der Betätigungsdynamik ist der Verbau von Ventilen mit größerem Strömungsquerschnitt die wichtigste Maßnahme. Wie die Simulationsergebnisse zeigen, kann mit einem Durchmesser des Strömungsquerschnittes von 3mm bereits eine deutliche Verbesserung erzielt werden. Dies führt zur Verringerung der hydraulischen Verluste und damit zu einer Verringerung der dynamischen Hysterese der Pedalkennlinie. Die statische Hysterese kann durch eine Verringerung der Reibungswiderstände verkleinert werden. Wichtigste Maßnahme dazu ist die Verwendung von reibungsoptimierten Dichtungen. Diese Dichtungen sollten grundsätzlich eine geringere Einbauvorspannung aufweisen, die jedoch die Dichtwirkung nicht verschlechtert. Weiters kann die Kolbenreibung verringert werden, indem die Zylinderflächen von Kolben und Gehäuse beispielsweise mittels Hartanodisieren beschichtet werden. Dies führt zu einer Verbesserung der Gleiteigenschaften, erfordert jedoch eine Neukonstruktion der Kolben. Wie die Erprobung zeigt, führt die Federwegsbegrenzung von Feder 1 zu einer subjektiv deutlich spürbaren Veränderung der Pedalkennlinie. Dies geht auch aus den Messergebnissen hervor. Es wird daher vorgeschlagen, ein Dämpfungselement am Federanschlag anzubringen, das einen stetigen Übergang in den Bereich höherer Kennliniensteifigkeit gewährleistet.

Automatisierung der Betätigung

Wie die Messergebnisse zeigen, hat die Betätigungsgeschwindigkeit Auswirkungen auf die erzeugte Pedalkennlinie. Mit der bislang bei den Messungen angewendeten Fußbetätigung ist die Erzielung reproduzierbarer und vergleichbarer Messergebnisse schwierig zu bewerkstelligen. Daher wird die Verwendung einer automatisierten Pedalbetätigungseinrichtung vorgeschlagen, mit der die Messergebnisse objektiviert werden und die Reproduzierbarkeit sichergestellt ist. Dies ist insbesondere für die Beurteilung von Verbesserungsmaßnahmen vorteilhaft. Der Einsatz eines solchen „Bremsroboters“ ist auch zur Objektivierung der Messungen in der Fahrzeugerprobung zweckmäßig.

Integration in das Bremssystem

Für die Erprobung unter realen Fahrbedingungen in einem Versuchsfahrzeug ist der Bremspedalkraftsimulator zunächst in das Brake-by-wire System zu integrieren. Die Einbindung in die Regelstruktur und die grundlegende Abstimmung der Software kann am Prüfstand erfolgen. Für die Abstimmung der Betätigungscharakteristik ist zunächst die Nachbildung der Charakteristik der konventionellen Bremsanlage des Versuchsfahrzeuges sinnvoll. Darauf aufbauend kann die weitere Verbesserung hinsichtlich eines optimierten Bremspedalgefühles erfolgen. Dies kann durch Änderungen an der Software als auch durch Veränderung der Pedalkennlinie bewerkstelligt werden.

Energieverbrauch

Aufgrund der dauernden Bestromung der Ventile im normalen Betrieb weist der Bremspedalkraftsimulator einen Dauerenergieverbrauch verbunden mit thermischer Belastung der Ventile auf. Zur Verbesserung wird eine Betriebsstrategie vorgeschlagen, in der die Ventile nur bei den Schaltvorgängen mit der nominalen Spannung versorgt werden und im Dauerbetrieb die Versorgungsspannung abgesenkt wird. Weiters ist ein intermittierender Betrieb der Ventile denkbar, bei dem die Ventile nur während der Bremsbetätigung bestromt werden. Dies setzt jedoch eine entsprechend schnelle Sensierung der Pedalbetätigung und kurze Schaltzeiten der Ventile voraus. Die Energieeffizienz des Bremspedalkraftsimulators könnte dadurch wesentlich verbessert werden.

Literaturverzeichnis

- [1] BAYER, B., A. BÜSE, B. PILLER, P. RIETH, S. SCHMITT, B. SCHMITTNER und J. VÖLKEL: *Elektromechanische Bremssysteme*, Kap. 19, S. 271–286. Handbuch Fahrerassistenzsysteme. Vieweg+Teubner, Wiesbaden, 1. Aufl., 2009.
- [2] BILL, K. H.: *Grundlagen elektrisch betriebener Pkw-Bremssysteme*, Kap. 16, S. 247–265. Bremsenhandbuch Grundlagen, Komponenten, Systeme, Fahrdynamik. Vieweg, Wiesbaden, 2. Aufl., 2004.
- [3] BURCKHARDT, M.: *Auslegung der Bremsanlage bei Scheibenbremsen an beiden Achsen*, Kap. 5, S. 151–186. Fahrwerktechnik: Bremsdynamik und Pkw-Bremsanlagen. Vogel, Würzburg, 1. Aufl., 1991.
- [4] BURCKHARDT, M.: *Übertragungseinrichtungen*, Kap. 11, S. 333–362. Fahrwerktechnik: Bremsdynamik und Pkw-Bremsanlagen. Vogel, Würzburg, 1. Aufl., 1991.
- [5] BURCKHARDT, M.: *Fahrzeugverhalten*, Kap. 2, S. 51–72. Fahrwerktechnik: Bremsdynamik und Pkw-Bremsanlagen. Vogel, Würzburg, 1. Aufl., 1991.
- [6] BURCKHARDT, M.: *Hauptbremszylinder, Verstärker und Druckversorgung*, Kap. 10, S. 299–332. Fahrwerktechnik: Bremsdynamik und Pkw-Bremsanlagen. Vogel, Würzburg, 1. Aufl., 1991.
- [7] BUSCHMANN, G.: *Elektromechanisch betriebene Bremsen*, Kap. 18, S. 278–282. Bremsenhandbuch Grundlagen, Komponenten, Systeme, Fahrdynamik. Vieweg, 2. Aufl., 2004.
- [8] BUSCHMANN, G. und J. REMFREY: *Aufbau und Komponenten von Bremsanlagen*, Kap. 7, S. 86–119. Bremsenhandbuch Grundlagen, Komponenten, Systeme, Fahrdynamik. Vieweg, Wiesbaden, 2. Aufl., 2004.
- [9] DECKER, K.-H. und K. KABUS: *Federn*, Kap. 14, S. 312–361. Maschinenelemente Funktion, Gestaltung und Berechnung. Carl Hanser, München, 17. Aufl., 2009.
- [10] DIETZ, P., B.-R. HÖHN, M. KASSNER, H. KERLE, H. MERTENS, H. PEEKEN, J. RUGE, K. THOMAS, H. WINTER, H. WOHLFAHRT und H. WÖSLE: *Mechanische Konstruktionselemente*, Kap. G. Dubbel Taschenbuch für den Maschinenbau. Springer, Berlin Heidelberg New York, 18. Aufl., 1997.
- [11] EBNER, T.: *Regelwerke und Prüfverfahren*, Kap. 27, S. 375–384. Bremsenhandbuch Grundlagen, Komponenten, Systeme, Fahrdynamik. Vieweg, Wiesbaden, 2. Aufl., 2004.

- [12] EICHHORN, U. und K. H. FUHRMANN: *Fahrzeugtechnische Anforderungen*, Kap. 3, S. 17–37. Bremsenhandbuch Grundlagen, Komponenten, Systeme, Fahrdynamik. Vieweg, Wiesbaden, 2. Aufl., 2004.
- [13] ENGEL, H. G.: *Elektrohydraulisch betätigte Bremsen*, Kap. 17, S. 268–277. Bremsenhandbuch Grundlagen, Komponenten, Systeme, Fahrdynamik. Vieweg, Wiesbaden, 2. Aufl., 2004.
- [14] FIBRO GMBH, Hassmersheim: *Hauptkatalog Normalien: Federn*, 2010.
- [15] FMVSS FEDERAL MOTOR VEHICLE STANDARD AND REGULATIONS: *Standard No. 116; Motor vehicle brake fluids.*, 2001.
- [16] HAKEN, K.-L.: *Fahrdynamik - Fahrleistungen begrenzt durch Kraftschluss*, Kap. 11, S. 213–278. Grundlagen der Kraftfahrzeugtechnik. Carl Hanser, München, 2007.
- [17] HENNLICH GMBH & CO KG, Schärding: *Druckfedern Federstahl Maßblätter*, 2010.
- [18] HYDRAFORCE HYDRAULICS LTD, Birmingham: *Solenoid Valve SV08-40 Datenblatt*, 2010.
- [19] KYOWA ELECTRONIC INSTRUMENTS CO., LTD., Tokyo: *LP-B Pedalling-Force Transducer Instruction Manual*, 1999.
- [20] MATEK, W., D. MUHS, H. WITTEL und M. BECKER: *Elastische Federn*, Kap. 10, S. 249–290. Maschinenelemente: Normung Berechnung Gestaltung. Vieweg, Braunschweig/Wiesbaden, 13. Aufl., 1995.
- [21] MERCEDES-BENZ USA: *Sensotronic Brake Control*, 2002.
- [22] MITSCHKE, M.: *Bremmung*, Bd. A: Antrieb und Bremsung d. Reihe *Dynamik der Kraftfahrzeuge*, Kap. 6, S. 138–195. Springer, Berlin, 3. Aufl., 1995.
- [23] MITSCHKE, M., H. BRAUN, A. CZINCZEL, A. GÖKTAN und S. SYTA: *Anthropotechnische Optimierung von Pkw-Bremsen Teil I Optimierung der Kraft-Weg-Charakteristik am Bremspedal*. Techn. Ber., Robert Bosch GmbH, 1987.
- [24] MÜLLER CO-AX AG, Forchtenberg: *Coaxial Ventil Type KB 15 Datenblatt D3.02-10/2008*, 2008.
- [25] MÜLLER CO-AX AG, Forchtenberg: *Lateralventil Type KBS 15 Datenblatt D3.03-01/2008*, 2008.
- [26] NOVOTECHNIK MESSWERTAUFNEMER OHG, Ostfildern: *Winkelsensor Baureihe RFC 4800 Serie 700 redundant Datenblatt*, 2007.
- [27] PICKENHAHN, J. und T. STRAUB: *Auslegung und Simulation von Pkw-Bremsanlagen*, Kap. 6, S. 62–85. Bremsenhandbuch Grundlagen, Komponenten, Systeme, Fahrdynamik. Vieweg, Wiesbaden, 2. Aufl., 2004.

- [28] REICHEL, H.-R.: *Brake-by-Wire*, Kap. 14, S. 197–212. Elektronische Bremssysteme Vom ABS zum Brake-by-Wire. Expert, Renningen, 2. Aufl., 2003.
- [29] REICHEL, H.-R.: *Die konventionelle Bremsanlage*, Kap. 1, S. 7–29. Elektronische Bremssysteme Vom ABS zum Brake-by-Wire. Expert, Renningen, 2. Aufl., 2003.
- [30] REMFREY, J., S. GRUBER und N. OCVIK: *Hydraulische Pkw-Bremssysteme*, Kap. 18, S. 250–270. Handbuch Fahrerassistenzsysteme. Vieweg+Teubner, Wiesbaden, 1. Aufl., 2009.
- [31] RIETH, P.: *Zur Geschichte der Kraftfahrzeugbremse*, Kap. 1, S. 1–9. Bremsenhandbuch Grundlagen, Komponenten, Systeme, Fahrdynamik. Vieweg, Wiesbaden, 2. Aufl., 2004.
- [32] ROBERT BOSCH GMBH: *High Pressure Sensor DS2, K1 Original Equipment Information*, 1999.
- [33] RÖPER, R. und D. FELDMANN: *Fluidische Antrieb*, Kap. H. Dubbel Taschenbuch für den Maschinenbau. Springer, Berlin Heidelberg New York, 18. Aufl., 1997.
- [34] SENDLER, J., K. AUGSBURG, R. FETTER und F. AULER: *Analyse des Gewöhnungsverhaltens von Normalfahrern in Bezug auf die Bremspedalcharakteristik*. In: *brake.tech*, 2006.
- [35] SENDLER, J., R. TRUTSCHEL, K. AUGSBURG, N. P. SCHUMANN und H. C. SCHOLLE: *Bewertungs- und Entwicklungsmethoden zur Pedal- und Bremsencharakteristik*. ATZ Automobiltechnische Zeitschrift, 111:568–574, 2009.
- [36] STEINEL NORMALIEN AG, Villingen-Schwenningen: *Katalog Federelemente*, 2010.
- [37] STRAUB, T. und R. SUGINAKA: *Bremspedalgefühl - Gegenüberstellung von objektiven Messwerten, subjektiven Fahreindrücken eines konventionellen Bremssystems und einer Brake-by-Wire Bremsanlage*, Kap. 3, S. 67–86. Subjektive Fahreindrücke sichtbar machen II Korrelation zwischen objektiver Messung und subjektiver Beurteilung von Versuchsfahrzeugen und -komponenten. Expert, Renningen, 1. Aufl., 2002.
- [38] TOYOTA FREY AUSTRIA GES.M.B.H, Wien: *Prius III Modelltraining, Toyota Akademie*, 2009.
- [39] TYCO ELECTRONICS CORPORATION, Harrisburg, USA: *Datenblatt Standard Active Sensor PLCD 50*, 2008.
- [40] UN-ECE, Genf: *Einheitliche Bedingungen für die Genehmigung von Personenkraftwagen hinsichtlich der Bremsen*, 1998.
- [41] VAHS, D. und R. BURMESTER: *Der Produktinnovationsprozess*, Kap. 4, S. 132–294. Innovationsmanagement Von der Produktidee zur erfolgreichen Vermarktung. Schäffer-Poeschel, Stuttgart, 3. Aufl., 2005.

- [42] VERBAND DER TECHNISCHEN ÜBERWACHUNGS-VEREINE E.V. (Hrsg.): *AD 2000-Merkblatt B 0*. Carl Heymanns Verlag, Köln, 2000.
- [43] WOHINZ, J. W.: *Vorlesungsskriptum Betriebliches Innovationsmanagement*. Institut für Industriebetriebslehre und Innovationsforschung, Technische Universität Graz, 2008.
- [44] ZANGEMEISTER, C.: *Das Auswahlproblem und allgemeine Lösungsgrundsätze*, Kap. 2, S. 34–54. Nutzwertanalyse in der Systemtechnik Eine Methodik zur multidimensionalen Bewertung und Auswahl von Projektalternativen. Wittemannsche Buchhandlung, München, 2. Aufl., 1971.

Abbildungsverzeichnis

2.1. Schematischer Aufbau von PKW-Bremsanlagen	5
2.2. Ungeregeltes PKW-Bremssystem, modifiziert nach [8]	6
2.3. Aufbau eines elektrohydraulischen Bremssystems [30]	10
2.4. Systemlayout und Komponenten eines EMB [1]	11
2.5. Betätigungseinheit des SBC Bremssystems [21]	15
2.6. Betätigungseinheit des Toyota Prius III [38]	16
2.7. Simulator des Toyota Prius III [38]	17
2.8. Pedal- und Verzögerungskennlinie eines Serienfahrzeuges	19
2.9. Parameter zur Beschreibung der Pedalkennlinie, modifiziert nach [34]	20
2.10. Optimale Pedalkennlinie nach [23]	22
2.11. Pedalkennlinie des elektrohydraulischen Bremssystems von TRW [37]	23
2.12. Bremspedalkennlinie BMW E90	26
3.1. Elektrohydraulisches Konzept	28
3.2. Fail-safe Modus des elektrohydraulischen Konzeptes	30
3.3. Elektromechanisches Konzept	33
3.4. Fail-safe Modus des elektromechanischen Konzeptes	34
3.5. Modifiziertes elektrohydraulisches Konzept	37
3.6. Prüfstands Aufbau für die Konzepterprobung	46
3.7. Prüfstands Aufbau für das modifizierte Konzept	47
3.8. Funktionsprinzip des Pedalkraftsimulators im Normalbetrieb	49
3.9. Anordnung der Federn	52
3.10. Kennlinienbereiche der Simulatorkennlinie für die Schraubenfederberechnung	53
3.11. Federkennlinie des Schraubenfederpaketes	55
3.12. Kennlinienbereiche der Simulatorkennlinie für die Tellerfederberechnung . .	56
3.13. Tellerfedersäule	58
3.14. Kennlinie der Tellerfedersäule	58
3.15. Messungen Grundkonzept mit Schraubenfedern	60
3.16. Messungen Grundkonzept mit Tellerfedern	61
3.17. Messungen modifiziertes Konzept mit Schraubenfedern	62
3.18. Messungen modifiziertes Konzept mit Tellerfedern	62
3.19. Messung Druckabfall am 4/2-Wegeventil durch Leckage	63
4.1. Verbesserungen am elektrohydraulischen Konzept	64
4.2. Bremspedal BMW E90	66
4.3. Hydraulikdruck als Funktion von Kolbendurchmesser und Pedalkraft	67
4.4. Bremsdruck und Verzögerung für BMW E90 3,3i	69

4.5. Simulatorkennlinie für die Federberechnung	72
4.6. Vorgegebene und installierte Pedalkennlinie	77
4.7. Aufbau des Pedalkraftsimulators	78
4.8. Baugruppe Simulator	79
4.9. Simulatorgehäuse	80
4.10. Flüssigkeitsströme im Simulatorgehäuse	81
4.11. Betätigungseinheit	82
4.12. Betätigungsventil	82
4.13. Simulationseinheit	83
4.14. Wegsensor Tyco PLCD 50 mit Ringmagnet	86
4.15. Durchtriebseinheit	87
5.1. Prüfstandskonzept für die Prototyperprobung	89
5.2. Pedalkraftsimulator	90
5.3. Prüfstand für die Prototyperprobung	91
5.4. Pedalkennlinien bei Variation der Federvorspannung	92
5.5. Pedalkennlinien bei Variation der Betätigungsgeschwindigkeit	93
5.6. Pedalkraftverläufe	94
5.7. Vergleich von NC-Ventil und NO-Ventil	95
5.8. Parallelschaltung von Simulator- und Durchtriebsventil	96
5.9. Vergleichsmessung 1 Ventil - 2 Ventile mit mittlerer Betätigungsgeschwindigkeit	96
5.10. Betätigungsgeschwindigkeiten bei der Vergleichsmessung	97
5.11. Vergleichsmessung 1 Ventil - 2 Ventile mit hoher Betätigungsgeschwindigkeit	98
5.12. Betätigungsgeschwindigkeiten bei der Vergleichsmessung	98
5.13. Vergleichsmessung mit und ohne Führung Feder 2	100
5.14. Vergleichsmessung Führungsringe Standart mit Führungsringen bearbeitet	101
5.15. Vergleich der mit Weg- und Winkelsensor gemessenen Pedalkennlinien	102
5.16. Vergleich von Pedalkennlinien bei unterschiedlichen Betätigungsgeschwindigkeiten	102
5.17. Pedalgeschwindigkeiten	103
6.1. AMESim-Modell des Pedalkraftsimulators	105
6.2. Parameter der Reibungsmodelle	106
6.3. Simulierte und gemessene Pedalkennlinie bei langsamer Betätigung	107
6.4. Ventilparameter	107
6.5. Simulierte und gemessene Pedalkennlinie bei mittlerer Betätigungsgeschwindigkeit	108
6.6. Simulierte und gemessene Pedalkennlinie bei hoher Betätigungsgeschwindigkeit	109
6.7. Simulierte Pedalkennlinien mit unterschiedlichen Ventildurchmessern bei hoher Betätigungsgeschwindigkeit	110
6.8. Verläufe der Betätigungskraft	111
6.9. Simulierte Pedalkennlinien bei Ventildurchmesser 3mm	111
6.10. Simulierte Pedalkennlinien bei Ventildurchmesser 5mm	112

A.1. Zusammenstellungszeichnung Bremspedalkraftsimulator Prototyp	XI
A.2. Zusammenbauzeichnung Bremspedalkraftsimulator Prototyp	XII

Tabellenverzeichnis

2.1. Auslegungsempfehlungen für die Pedal- und Bremsencharakteristik nach [35]	23
3.1. Prioritätenmatrix zur Gewichtung der Kriterien	41
3.2. Kriteriengewichte	42
3.3. Bewertungsschema	43
3.4. Zieltragsmatrix	44
3.5. Bewertungen und Nutzwerte der Konzepte	45
3.6. Einteilung der Kennlinienbereiche für die Schraubenfederberechnung	52
3.7. Ausgewählte Federn	54
3.8. Einteilung der Kennlinienbereiche für die Tellerfederberechnung	56
3.9. Ausgewählte Tellerfedern	57
4.1. Kennlinienbereiche der Simulatorkennlinie	72
4.2. Bereiche der Simulatorkennlinie bei Berücksichtigung der Rückstellfeder	73
4.3. Federvarianten für Feder 1	74
4.4. Federvarianten für Feder 2	74
4.5. Federvarianten für Feder 3	74
6.1. Parametervariation für das Simulatorventil	109
A.1. Stückliste Bremspedalkraftsimulator Prototyp	IX

A. Anhang

Abbildung A.1 zeigt die Zusammenstellungszeichnung des Bremspedalkraftsimulators, in Tabelle A.1 ist die Stückliste dazu dargestellt.

Tabelle A.1.: Stückliste Bremspedalkraftsimulator Prototyp

lfd.-Nr.	Teil-Nr.	Bezeichnung	Stk.
1	PT_PFS_001	Gehäuse	1
2	PT_PFS_002	Pedalkolben Variante 1	1
3	PT_PFS_005	Simulatorkolben	1
4	PT_PFS_006	Gehäuse Durchtrieb	1
5	PT_PFS_007	Kolben Durchtrieb	1
6	PT_PFS_008	Federgehäuse	1
7	PT_PFS_009	Spritzwandflansch	1
8	PT_PFS_010	Abdeckung Magnetventile	1
9	PT_PFS_011	Kegelpfanne	1
10	PT_PFS_012	Pedalstange Variante 1	1
11	PT_PFS_014	Gabelendstück	1
12	PT_PFS_015	Schubstange Durchtrieb	1
13	PT_PFS_016	Verschlusschraube	1
14	PT_PFS_001_01	Magnetventil NC mit Spule	2
15	PT_PFS_001_02	Magnetventil NO mit Spule	1
16	PT_PFS_002_01	Kolbendichtung PS01-25-15-5 EPDM	3
17	PT_PFS_002_02	Betätigungsventil (Girling)	1
18	PT_PFS_007_02	Zylinderstift ISO 2338 A 6x24	1
19	PT_PFS_001_05	Bremsflüssigkeitsbehälter	1
20	PT_PFS_001_06	Halter für Bremsflüssigkeitsbehälter	1
21	PT_PFS_001_07	Einschraubadapter für Schlauch	1
22	PT_PFS_001_08	Schlauch Di=5	
23	PT_PFS_001_09	Hohlschraube M10x1	2
24	PT_PFS_001_11	Alu-Banjo gerade 3/8 x D-03	2
25	PT_PFS_001_12	Schlauch Serie 600 D-03	
26	PT_PFS_001_10	Entlüfternippel 1/4x28	2
27	PT_PFS_001_15	Entlüfternippel M7	1
28	PT_PFS_001_14	Adapter für Entlüfternippel M8	1
29	PT_PFS_008_01	Zylinderkopfschraube M6x100	2
30	PT_PFS_001_19	Zylinderkopfschraube M5x12	3

A. Anhang

lfd.-Nr.	Teil-Nr.	Bezeichnung	Stk.
31	PT_PFS_001_18	Zylinderkopfschraube DIN6912 M6x20	10
32	PT_PFS_001_20	Zylinderkopfschraube M4x12	2
33	PT_PFS_008_02	Zylinderstift D=5m6 L=10	3
34	PT_PFS_001_03	Linearsensor Tyco PLCD50	1
35	PT_PFS_002_03	Ringmagnet 23x12x4	1
36	PT_PFS_002_04	Sicherungsring DIN471 - 12x1	1
37	PT_PFS_001_04	Drucksensor	1
38	PT_PFS_014_01	Pedalbolzen	1
39	PT_PFS_007_01	Gelenkkopf Gr.6	1
40	PT_PFS_009_02	Faltenbalg 121002-0216	1
41	PT_PFS_009_01	Hülse für Faltenbalg	1
42	PT_PFS_001_13	Dichtring Kupfer Di=10mm	4
43	PT_PFS_001_16	Gewindestift M4x6	5
44	PT_PFS_001_17	Gewindestift M6x6	2
45	PT_PFS_017_01	Schraubenfeder Hennlich 48/1/5	1
46	PT_PFS_017_02	Schraubenfeder Fibro 241.16.20.044	1
47	PT_PFS_017_06	Kunststofffeder Fibro 244.1.25.7	1
48	PT_PFS_017_07	Federteller Feder 48/1/5	1
49	PT_PFS_017_09	Federauflage für Fibro Federn	1
50	PT_PFS_001_22	Dichtring Di=6mm	2
51	PT_PFS_017_11	Federunterlage Feder1	1
52	PT_PFS_017_12	Federunterlage	1
53	PT_PFS_017_13	Federscheiben Fibro	
54	PT_PFS_017_14	Zylinderkopfschraube M6x50 DIN6912	1
55	PT_PFS_017_16	Mutter M6	1
56	PT_PFS_017_15	Zylinderkopfschraube M6x8 DIN6912	1
57	PT_PFS_016_01	Verschlusschraube Di20	1
58	PT_PFS_002_05	Führungsring PTFE b=5mm	4
59	PT_PFS_007_03	Führungsring PTFE b=3mm	2
60	PT_PFS_001_05	Mutter M5	1

