

Konzeption, Konstruktion und Realisierung einer Messeinrichtung zur parametrischen Steifigkeitserfassung einer Motorrad Bremse

Wissenschaftliche Arbeit zur Erlangung des Grades

Master of Science (M. Sc.)

an der Fakultät für Maschinenwesen der Technischen Universität München

Betreut von Univ.-Prof. Dr.-Ing. Markus Lienkamp

Andreas Eisele, M. Sc.

Lehrstuhl für Fahrzeugtechnik

Eingereicht von Simon Phan, B. Sc.

Wackersberger Str. 33

81371 München

Matrikelnummer: 03668588

Ausgegeben am 04.10.2017

Eingereicht am 30.04.2018

Aufgabenstellung

Konzeption, Konstruktion und Realisierung einer Messeinrichtung zur parametrischen Steifigkeitserfassung einer Motorrad Bremse

Das Bremssystem eines Motorrads stellt die zentrale Baugruppe zur Fahrzeuglängsführung im Bereich der Verzögerungen dar. Es handelt sich dabei um eine haptische Mensch-Maschinen-Schnittstelle, die nicht nur große sicherheitsrelevante Funktionen abdecken, sondern auch ergonomischen Ansprüchen genügen muss. Dem Nutzer soll dadurch eine sichere Fahrzeugführung ermöglicht werden. Die subjektive Wahrnehmung des Kraft-Weg-Verlaufs, dem sog. „Druckpunkt“ der Bremsenbetätigung in Kombination mit der sich einstellenden Verzögerung stellt dabei ein zentrales Merkmal der wahrgenommenen Fahrdynamik, Sicherheit und Zuverlässigkeit des Motorrads dar. Durch den Wegfall eines Bremskraftverstärkers bei Motorrädern ist das Feedback des Bremssystems für den Nutzer direkter erlebbar als bei aktuellen PKW-Bremskonzepten. Diese Zusammenhänge gilt es mithilfe einer Messeinheit zu erfassen, um dadurch Elastizitäten durch beispielsweise System-, Produktions- oder Montagefehler objektiv erfassbar zu machen. Die Steifigkeit des Bremssystems von neu produzierten Motorrädern soll dadurch vermessen werden.

Die Durchführung der Studienarbeit findet dabei sowohl am Lehrstuhl für Fahrzeugtechnik (FTM) als auch beim Industriepartner in München statt.

Folgende Arbeitspakete umfasst die zu vergebende Studienarbeit:

- Literaturrecherche zur Steifigkeit von Motorradbremsen mit Fokus auf deren Messbarkeit
- Konzeption und Auslegung eines geeigneten Messkonzeptes am realen Bremssystem des Fahrzeugs
- Konstruktion der Messeinrichtung mithilfe von CAD
- Umsetzung und Fertigung der Komponenten
- Durchführen einer geeigneten Fehlerrechnung
- Erstellung eines geeigneten Konzepts zur Ansteuerung und Signalaufzeichnung inkl. Inbetriebnahme der Sensorik und Aktorik.

Die Ausarbeitung soll die einzelnen Arbeitsschritte in übersichtlicher Form dokumentieren. Der Kandidat/Die Kandidatin verpflichtet sich, die Masterarbeit selbständig durchzuführen und die von ihm verwendeten wissenschaftlichen Hilfsmittel anzugeben.

Die eingereichte Arbeit verbleibt als Prüfungsunterlage im Eigentum des Lehrstuhls und darf Dritten nur unter Zustimmung des Lehrstuhlinhabers zugänglich gemacht werden.

Ausgabe: 04.10.2017

Abgabe: 30.04.2018

Prof. Dr.-Ing. M. Lienkamp

Betreuer: Andreas Eisele, M. Sc.

Geheimhaltungsverpflichtung

Herr/Frau: **Phan, Simon**

Im Rahmen der Angebotserstellung und der Bearbeitung von Forschungs- und Entwicklungsverträgen erhält der Lehrstuhl für Fahrzeugtechnik der Technischen Universität München regelmäßig Zugang zu vertraulichen oder geheimen Unterlagen oder Sachverhalten industrieller Kunden, wie z.B. Technologien, heutige oder zukünftige Produkte, insbesondere Prototypen, Methoden und Verfahren, technische Spezifikationen oder auch organisatorische Sachverhalte.

Der Unterzeichner verpflichtet sich, alle derartigen Informationen und Unterlagen, die ihm während seiner Tätigkeit am Lehrstuhl für Fahrzeugtechnik zugänglich werden, strikt vertraulich zu behandeln.

Er verpflichtet sich insbesondere

- derartige Informationen betriebsintern zum Zwecke der Diskussion nur dann zu verwenden, wenn ein ihm erteilter Auftrag dies erfordert,
- keine derartigen Informationen ohne die vorherige schriftliche Zustimmung des betreffenden Kunden an Dritte weiterzuleiten,
- keine Fotografien, Zeichnungen oder sonstige Darstellungen von Prototypen oder technischen Unterlagen hierzu anzufertigen,
- auf Anforderung des Lehrstuhls für Fahrzeugtechnik oder unaufgefordert spätestens bei seinem Ausscheiden aus dem Lehrstuhl für Fahrzeugtechnik alle Dokumente und Datenträger, die derartige Informationen enthalten, an Lehrstuhl für Fahrzeugtechnik zurückzugeben.

Eine besondere Sorgfalt gilt im Umgang mit digitalen Daten:

- Kein Dateiaustausch über Dropbox, Skydrive o.ä.
- Keine vertraulichen Informationen unverschlüsselt über Email versenden.
- Wenn geschäftliche Emails mit dem Handy synchronisiert werden, darf dieses nicht in die Cloud (z.B. iCloud) synchronisiert werden, da sonst die Emails auf dem Server des Anbieters liegen.
- Die Kommunikation sollte nach Möglichkeit über die (my)TUM-Mailadresse erfolgen. Diese Emails dürfen nicht an Postfächer anderer Emailprovider (z.B.: gmail.com) weitergeleitet werden.

Die Verpflichtung zur Geheimhaltung endet nicht mit dem Ausscheiden aus dem Lehrstuhl für Fahrzeugtechnik, sondern bleibt 5 Jahre nach dem Zeitpunkt des Ausscheidens in vollem Umfang bestehen.

Der Unterzeichner willigt ein, dass die Inhalte seiner Studienarbeit in darauf aufbauenden Studienarbeiten und Dissertationen mit der nötigen Kennzeichnung verwendet werden dürfen.

Datum: 04.10.2017

Unterschrift: _____

Erklärung

Ich versichere hiermit, dass ich die von mir eingereichte Abschlussarbeit selbstständig verfasst und keine anderen als die angegebenen Quellen und Hilfsmittel benutzt habe.

Garching, den 30.04.2018

Simon Phan, B. Sc.

Inhaltsverzeichnis

Abkürzungsverzeichnis	XI
Formelzeichen	XIII
1 Einleitung.....	1
1.1 Aufbau der Arbeit	2
2 Grundlagen und Stand der Wissenschaft.....	3
2.1 Terminologie.....	3
2.2 Bremssystem und –komponenten.....	4
2.2.1 Überblick Gesamtsystem	4
2.2.2 Betätigungseinrichtungen und Übersetzungen im Bremssystem	5
2.2.3 Systemfunktion beim Bremsvorgang	14
2.3 Objektivierung der Hebel- und Bremscharakteristik.....	15
2.3.1 Messgrößen und Diagramme	15
2.3.2 Einfluss der Betätigungsgeschwindigkeit.....	18
2.3.3 Steifigkeit der Bremse und Druckpunkt	19
2.3.4 Einfluss von Luft.....	23
2.3.5 Bekannte Messeinrichtungen und -methoden	26
2.3.6 Systemanalyse von Bremssystemen.....	30
2.4 Busprotokolle	31
2.4.1 CAN	31
2.4.2 CANopen	32
2.5 Dehnungsmessstreifen	33
2.5.1 Wheatstonesche Brückenschaltung	33
2.6 Messabweichungen und -unsicherheiten	35
3 Methodische Durchführung.....	39
4 Planung.....	43
4.1 Verwendungszweck.....	43
4.2 Definition der Leistungsdaten	44
4.2.1 Betätigungskräfte	44
4.2.2 Weg/Hub	47
4.2.3 Betätigungsgeschwindigkeit	48

4.2.4	Bremsdruck.....	49
4.2.5	Messunsicherheit	49
4.3	Sicherheit	50
4.3.1	Risikobeurteilung.....	51
4.4	Sonstiges	51
5	Konzeption.....	53
5.1	Funktionsstruktur	53
5.2	Messgrößen aufzeichnen	54
5.2.1	Objektivierung der Messgrößen	54
5.2.2	Kraftsensorik	56
5.2.3	Wegsensorik	57
5.3	Bewegung erzeugen	58
5.3.1	Aktorik.....	58
5.3.2	Kräfte leiten.....	59
5.4	Montage am Fahrzeug.....	60
5.4.1	Geometrische Studie der Betätigungseinrichtungen.....	60
5.5	Syntheseanalyse: Bildung von Lösungsvarianten.....	64
5.5.1	Restriktionen und Verträglichkeitsprüfung	65
5.5.2	Vorne	66
5.5.3	Hinten	68
5.6	Nutzwertanalyse der Prinzipvarianten	72
5.7	Detaillierung und Modularisierung.....	73
5.8	Konzept für Ansteuerung und Messung.....	75
5.9	Produktarchitektur.....	76
6	Entwurf und Ausarbeitung	77
6.1	Modul 0 – Referenzwegmessung.....	77
6.2	Modul 1 – Montage	78
6.2.1	Vorne	79
6.2.2	Hinten	80
6.2.3	Schnittstelle SH12 – Klemmung und Verstellung.....	81
6.3	Modul 2 – Mechanischer Grundaufbau	82
6.3.1	Vorne	83
6.3.2	Hinten	83
6.4	Modul 3 – Aktorik/Führung/Kraftmessung.....	84
6.4.1	Vorne	86
6.4.2	Hinten	89

6.5	Modul 4 – Hebelbetätigung	90
6.5.1	Vorne	90
6.5.2	Hinten	94
6.6	Gesamtentwurf.....	96
6.6.1	Vorne	96
6.6.2	Hinten	97
6.7	Theoretische Betrachtung der Messunsicherheit	99
6.7.1	Vorne	99
6.7.2	Hinten	103
6.8	Realisierung.....	106
7	Zusammenfassung und Ausblick	107
	Abbildungsverzeichnis	i
	Tabellenverzeichnis	vii
	Literaturverzeichnis	ix
	Anhang.....	xv

Abkürzungsverzeichnis

ABS	Antiblockiersystem
AC	Alternating Current
AD	Analog-Digital
BE	Betätigungseinrichtung
CAD	Computer Aided Design
CAN	Controller Area Network
DA	Digital-Analog
DC	Direct Current
DMS	Dehnungsmessstreifen
EMV	Elektromagnetische Verträglichkeit
FBA	Fußbremsarmatur
FEM	Finite Elemente Methode
F&E	Forschung und Entwicklung
HBA	Handbremsarmatur
HBZ	Hauptbremszylinder
ME	Messeinrichtung
MH	Modul Hinten
MMS	Mensch-Maschine-Schnittstelle
MV	Modul Vorne
PDO	Process Data Object
PE	Produktentwicklung
Pkw	Personenkraftwagen
SDO	Service Data Object
SN	Schnüffellochbohrung
USB	Universal Serial Bus
VDI	Verein Deutscher Ingenieure
ZV	Zentralventil

Formelzeichen

Formelzeichen	Einheit	Beschreibung
A_{mc}	m^2	Kolbenfläche Geberzylinder
A_{sc}	m^2	Kolbenfläche Nehmerzylinder
B	–	Brückenfaktor
c	$\frac{N}{mV}$	Skalierungsfaktor DMS
c	$\frac{N}{m}$	Federsteifigkeit
C_{0r}	N	Statische radiale Tragzahl
D_{mc}	m	Durchmesser Geberzylinder
D_{sc}	m	Durchmesser Nehmerzylinder
$\frac{dV_i}{dp_{hydr}}$	$\frac{m^3}{N/m^2}$	Volumenverlustkoeffizient
E	Pa	Elastizitätsmodul
F	N	Kraft
F_c	N	Federkraft
F_G	N	Gewichtskraft
F_{hydr}	N	Hydraulische Kraft
F_{lev}	N	Hebelkraft
F_{mc}	N	Kolbenkraft
F_{mech}	N	Mechanische Kraft
F_N	N	Normalkraft
F_R	N	Reibkraft
F_x	N	Reifen Längskraft
F_z	N	Reifen Vertikalkraft
h_{cog}	m	Schwerpunkthöhe
i_{calip}	–	Faktor Bremssatteltyp
i_{hydr}	–	Hydraulisches Übersetzungsverhältnis
$i_{hydrMech}$	–	Hydraulisch-mechanisches Übersetzungsverhältnis
i_{mech}	–	Mechanisches Übersetzungsverhältnis
i_{wh}	–	Übersetzungsverhältnis Bremsscheibe/Radlängskraft
i_{tot}	–	Gesamtübersetzungsverhältnis
I	kgm^2	Trägheitsmoment
k	–	k-Faktor DMS
k	–	Konstante Webersches Gesetz

Formelzeichen

Formelzeichen	Einheit	Beschreibung
K	Pa	Kompressionsmodul
l_1	m	Virtueller Hebelarm Kolben Geberzylinder
l_2	m	Virtueller Hebelarm Bremshebel
l_f	m	Schwerpunktabstand Vorderrad
l_r	m	Schwerpunktabstand Hinterrad
l_{wb}	m	Radstand (engl.: wheel base)
M	N m	Drehmoment
M_{lev}	N m	Hebelmoment
n_{digits}	–	Zählwert in Digits
n_{sc}	–	Anzahl Nehmerzylinder (im Bremssattel)
n_{calip}	–	Anzahl Bremssättel
n	–	Variable
N	–	Nutzwert
p_0	Pa	Normaldruck
p_{hydr}	Pa	Bremsdruck
P_{Or}	N	Äquivalente radiale Lagerbelastung
r_{BHR}	m	Radius Bremshebelrolle
$r_{disc,eff}$	–	Effektiver Bremsscheibendurchmesser
r_{dyn}	–	Dynamischer Reifenhalbmesser
R		Reiz (Einheit abhängig von phys. Größe)
R	Ω	Widerstand
ΔR		Wahrnehmbarer Unterschied (Einheit abhängig von phys. Größe)
res_x		Auflösung der Messgröße x (Einheit abhängig von phys. Größe)
s	m	Weg
s_{lev}	m	Hebelweg
S_0	–	Sicherheit
u	mm	Verformung
U_A	V	Ausgangsspannung
U_M	V	Messspannung
U_B	V	Brückenspannung
v_{lev}	$\frac{m}{s}$	Hebelgeschwindigkeit
V	m^3	Volumen
ΔV	m^3	Volumenaufnahme, -änderung, -verlust
w	m	Durchbiegung
α_{lev}	$^\circ$	Hebelwinkel
β	$\frac{1}{Pa}$	Pressziffer
ϵx		Messabweichung der Messgröße x (Einheit abhängig von phys. Größe)
ϵ	–	Längsdehnung
η_{mc}	–	Wirkungsgrad Betätigungseinrichtung
η_{tot}	–	Wirkungsgrad Bremse Gesamtsystem

Formelzeichen	Einheit	Beschreibung
κ	$\frac{1}{\text{Pa}}$	Kompressibilität
μ_{disc}	–	Reibwert Brems Scheibe/Bremsbeläge
μ_{tyre}	–	Reibwert Reifen/Fahrbahn
ν	–	Poissonzahl
σ	–	Spannung

Index	Beschreibung
x_{abs}	Absolutwert
x_{disc}	Bezogen auf Brems Scheibe
x_{eff}	Effektivwert
x_{f}	Vorne (engl.: front)
x_{hydr}	Hydraulische Größe
x_{inst}	Momentaner Wert (engl.: instantaneous)
x_{lev}	Größe am Bremshebel
x_{max}	Maximalwert
x_{mc}	Größe am Geberzylinder (engl.: master cylinder)
x_{mech}	Mechanische Größe
x_{min}	Minimalwert
x_{pad}	Größe am Bremsbelag
x_{r}	Hinten (engl.: rear)
x_{rel}	Relativwert
x_{sc}	Größe am Nehmerzylinder (engl.: slave cylinder)
x_{sysran}	Systematische Messabweichung mit statistischem Verhalten
x_{tot}	Gesamtwert

Präfix	Beschreibung
Δx	Differenzwert
ϵx	Messabweichung der Messgröße x

1 Einleitung

„Wenn der Motor kaputtgeht oder das Fahrwerk nicht richtig funktioniert, wird ein Motorrad langsamer, bleibt schlimmstenfalls stehen, aber der Fahrer ist sicher. Wenn aber am Ende der Geraden die Bremse versagt, hat der Fahrer ein richtig fettes Problem“ [1] LORENZO BORTOLOZZO im Interview mit motorradonline.de.

Das Zitat verdeutlicht in einfachen Worten die immense sicherheitskritische Bedeutung des Bremssystems für die Fahrzeugführung. Da es im Straßenverkehr ungleich zu den meisten Rennstrecken keine Auslaufzonen gibt, sind die Konsequenzen einer inkorrekt funktionierenden Bremse umso fataler. Egal, ob es sich um einen professionellen Rennfahrer oder einen Straßenverkehrsteilnehmer handelt, die einwandfreie Funktion der Bremse ist eine notwendige Bedingung für Vertrauen in das Fahrzeug. Ein Vertrauensverlust führt auch automatisch zu einer Missbilligung des Kunden und ist daher aus Sicht des Herstellers unbedingt zu vermeiden. In diesem Zusammenhang steht der *Druckpunkt* als zentraler Schlüsselbegriff zur Charakterisierung von Hebelgefühlen. Eine objektivere Beschreibung dessen ist das Kraft-Weg-Verhalten bzw. die Steifigkeit der Bremsbetätigung. Aufgrund des nicht vorhandenen Bremskraftverstärkers wird dieses Verhalten primär von den vorhandenen Nachgiebigkeiten der Bremskomponenten bestimmt. Der schwerwiegendste Einflussfaktor ist im System befindliche ungelöste Luft. Aufgrund der hohen Kompressibilität führen bereits kleinste Mengen zu verlängerten Leerwegen und einem undefiniertem Druckpunkt. Es liegt auf der Hand, dass zum Verständnis des Systems eine objektive Erfassung der Steifigkeit essentiell ist, um die subjektiven Wahrnehmungen in technische Kennwerte zu überführen.

In der vorliegenden Arbeit werden daher Messeinrichtungen für die parametrische Steifigkeitserfassung von Motorrad Bremsen entwickelt. Die damit gewonnenen Erkenntnisse können zur Analyse von Fehlverhalten durch bspw. System-, Produktions- oder Montagefehler genutzt werden. Weiterhin können verschleiß- oder betriebsbedingte Veränderungen des Systemverhaltens im Verlauf der Nutzung untersucht werden, die hilfreiche Beiträge für die Fahrzeugentwicklung bereitstellen. Im Optimalfall können damit Ursachen auf Systemebene zugeordnet werden. Die Verwendung einer solchen Messeinrichtung, im Gegensatz zu fahrzeugspezifischem Messequipment, schafft zudem die fahrzeugübergreifende Vergleichbarkeit der Messergebnisse. Vergleiche zwischen verschiedenen Fahrzeugen ermöglichen die Identifikation und Abgrenzung von vorteilhaften Hebelcharakteristiken anhand von Benchmarks. Letztlich erlauben experimentelle Messungen die Validierung und Parametrierung von theoretischen Berechnungen und Simulationen.

Eine grundlegende Herausforderung bei der Konstruktion der Messeinrichtungen stellen dabei die unterschiedlichen Ausprägungen der Betätigungseinrichtungen dar. Sie bilden die Mensch-Maschine-Schnittstellen (MMS) und sind in Form der Hand- und Fußbremsarmatur vorhanden. Mittlerweile sind diese nicht mehr nur noch durch funktionale und ergonomische Aspekte geprägt, sondern enthalten etliche Designmerkmale. Insbesondere die hintere Betätigung weist große Variationen in der konstruktiven Gestaltung des Bremshebels, der

Pedalfläche und der dazugehörigen Mechanik auf, was die Auslegung passender Anschlussgeometrien erschwert. Unterschiedliche Rahmenkonstruktionen und teilweise verdeckte Hauptbremszylinder behindern dies zusätzlich. Vermutlich sind gerade aus diesen Gründen kaum Methoden zur objektiven Vermessung der Hinterradbremse bekannt.

Zuletzt ist hervorzuheben, dass vor allem Messungen mit manueller Betätigung durchgeführt werden. Die erzielten Messergebnisse sind damit abhängig von der Expertise, Sorgfalt und Wiederholgenauigkeit des prüfenden Ingenieurs. Eine automatische Betätigung, wie sie bei den Messeinrichtungen umgesetzt werden soll, erhöht die Reproduzierbarkeit der Messergebnisse erheblich.

1.1 Aufbau der Arbeit

Im ersten Teil der Arbeit (Kapitel 2) werden zunächst die Betätigungseinrichtungen analysiert. Dabei sind insbesondere die im System vorhandenen Übersetzungen von Interesse, weil diese für die Umrechnung zwischen verschiedenen Systemgrenzen, bspw. vom Bremshebel auf den Arbeitskolben des Hauptbremszylinders, nötig sind. Im Anschluss wird der Stand der Wissenschaft zur Objektivierung der Hebelcharakteristik betrachtet. Ein Großteil der Inhalte entstammt Beobachtungen aus der industriellen Praxis, aufgrund mangelnder Literaturquellen zu diesem Thema im Motorradbereich. Aus diesem Grund werden Forschungsarbeiten an Pkw miteinbezogen. Abschließend werden weitere Grundlagen, die zum Entwurf benötigt werden, erläutert.

Das Kapitel 3 beschreibt das angewandte methodische Vorgehen, weshalb dieses hier nur am Rande beschrieben sei. Es wird die Entwicklungsmethodik nach VDI Richtlinie 2221 verfolgt, welche die Entwicklung grob in vier Phasen gliedert. Diese werden von den nachfolgenden Kapiteln behandelt.

Kapitel 4 enthält die Planungsphase, in welcher die Aufgabenstellung weiterführend geklärt und in Form einer Produktspezifikation festgehalten wird. Diese beinhaltet alle Anforderungen in Form einer Anforderungsliste.

In Kapitel 5 werden die Konzepte der Messeinrichtungen erstellt und bewertet. Das jeweils zum Feinentwurf ausgewählte Konzept wird in Module gegliedert. Es wird außerdem das Konzept zur Ansteuerung und Signalaufzeichnung detailliert.

Entwurf und Ausarbeitung entsprechen der dritten und vierten Phase der Entwicklungsmethodik und werden in Kapitel 6 behandelt. Die Module werden mittels Berechnungen und Simulation detailliert und im CAD konstruktiv umgesetzt. Basierend auf den Berechnungen werden die theoretischen Messunsicherheiten der Messgrößen berechnet.

Abschließend wird in Kapitel 7 eine Zusammenfassung mit dem Ausblick auf zukünftige Arbeiten zum Thema gegeben.

Die Realisierung der Messeinrichtungen erfolgt größtenteils durch nicht sichtbare Arbeiten wie Teilebeschaffung, Fertigungscoordination, Qualitätssicherung und kleinere Inbetriebnahmen, weshalb diese nur kurz in Abschnitt 6.8 ausgeführt werden. Aufgrund diverser externer Verzögerungen konnten die Einheiten im Rahmen der Arbeit nicht vollständig aufgebaut werden.

2 Grundlagen und Stand der Wissenschaft

Das Kapitel behandelt die für die Arbeit benötigten Grundlagen hinsichtlich des Bremssystems, Busprotokollen, Dehnungsmessstreifen und Messabweichungen sowie den Stand der Wissenschaft der Objektivierung der Hebel- und Bremscharakteristik von Motorrädern.

2.1 Terminologie

Um einen einheitlichen Wortgebrauch und damit das korrekte Textverständnis sicherzustellen, werden in diesem Abschnitt die Definitionen und die Verwendung relevanter Begriffe geklärt.

Betätigungseinrichtung (engl.: control) Als *Betätigungseinrichtung* wird das Bauteil oder die Baugruppe bezeichnet, die das erste Maschinenglied der Mensch-Maschine-Schnittstelle (MMS) bildet und vom Menschen mit der Hand oder dem Fuß betätigt wird. Es sind damit der Hand- und Fußbremshebel (kurz: *Handhebel* und *Fußhebel*) inkl. der Peripherie des beim Motorrad gemeint.

Bremshebelgefühl und Hebel- und Bremscharakteristik, Bremsgefühl (engl.: brake lever feel, brake characteristic, brake feel) TRUTSCHEL definiert das *Bremspedalgefühl* und die *Pedal- und Bremscharakteristik* als „die subjektive Wahrnehmung des Fahrers und [...] die objektiven Schnittstelleneigenschaften der Bremsanlage und des Fahrzeugs. Wird nur die Pedalhaptik bzw. nur auf die Bremswirkung angesprochen, werden die Begriffe ‚Pedalcharakteristik‘ bzw. ‚Bremscharakteristik‘ verwendet.“ [2, S. 2]. Diese Definitionen werden für die Begriffe *Bremshebelgefühl* (kurz: *Hebelgefühl*) sowie *Hebel- und Bremscharakteristik* übernommen. Wird gezielt auf die vordere oder hintere Bremsanlage Bezug genommen, wird dies durch die Voranstellung von *Hand* oder *Fuß* verdeutlicht. Der Begriff *Bremsgefühl* wird übergreifend für das Bremspedal- und Bremshebelgefühl bei Pkw und Motorrad verwendet.

Druckpunkt (engl.: pressure point, bite point) Der Druckpunkt einer Bremse ist die Position entlang des Bremshebelwegs, an der bei einer Betätigung ein signifikant mess- und fühlbarer Kraftanstieg am Bremshebel zu verzeichnen ist und sich bei einem bewegten Fahrzeug zusätzlich eine Verzögerung einstellt. (Eigene Definition, Unterabschnitt 2.3.3.

Formelzeichen und Indizes Indizes werden in dieser Arbeit durch Abkürzungen der englischsprachigen Bezeichnungen repräsentiert, z.B. f für front, r für rear, mc für master cylinder, ped für pedal usw. Alle verwendeten Formelzeichen und Indizes sind im Abkürzungsverzeichnis aufgeführt.

2.2 Bremssystem und –komponenten

Die primäre Funktion des Bremssystems besteht darin, das Fahrzeug sicher und effizient zu verzögern. Daneben sind Ergonomie und Haptik aufgrund der engen Verbindung zwischen Fahrer und Fahrzeug speziell beim Motorrad von hoher Wichtigkeit. Sicherheitsfunktionen wie das ABS rücken immer stärker in den Vordergrund und werden motorradspezifisch, z.B. in Form des Kurven-ABS [3], weiterentwickelt. Anders als bei Pkw erfolgt die Verstärkung der Betätigungskräfte ohne Bremskraftverstärker, weshalb das Nutzererlebnis stark von den Komponenteneigenschaften bestimmt wird.

Nach einem Überblick des Gesamtsystems werden daher die Betätigungseinrichtungen als erstes Glied der Mensch-Maschine-Schnittstelle genauer betrachtet. Es werden verschiedene Bauarten von Geberzylindern beschrieben, die Übersetzungsverhältnisse im Bremssystem hergeleitet sowie ein allgemeiner Formelsatz zur Umrechnung auf verschiedene Systemgrenzen formuliert. Letztlich werden die Vorgänge auf Systemebene bei einem Bremsvorgang detailliert aufgeschlüsselt.

2.2.1 Überblick Gesamtsystem

Abbildung 2-1 zeigt das Bremssystem eines Motorrads bestehend aus den Komponenten:

- Handbremsarmatur (HBA) bzw. Fußbremsarmatur (FBA)
- Bremsleitungen, Bremsschläuchen und Verbindungselementen
- Bremssätteln mit Belägen
- Bremsscheiben
- Bremsflüssigkeit.

Da es sich um ein Fahrzeug mit Antiblockiersystem (ABS) handelt, sind die folgenden Komponenten vorhanden:

- Druckmodulator
- Drehzahlerfassung (Sensoren und Encoderringe).

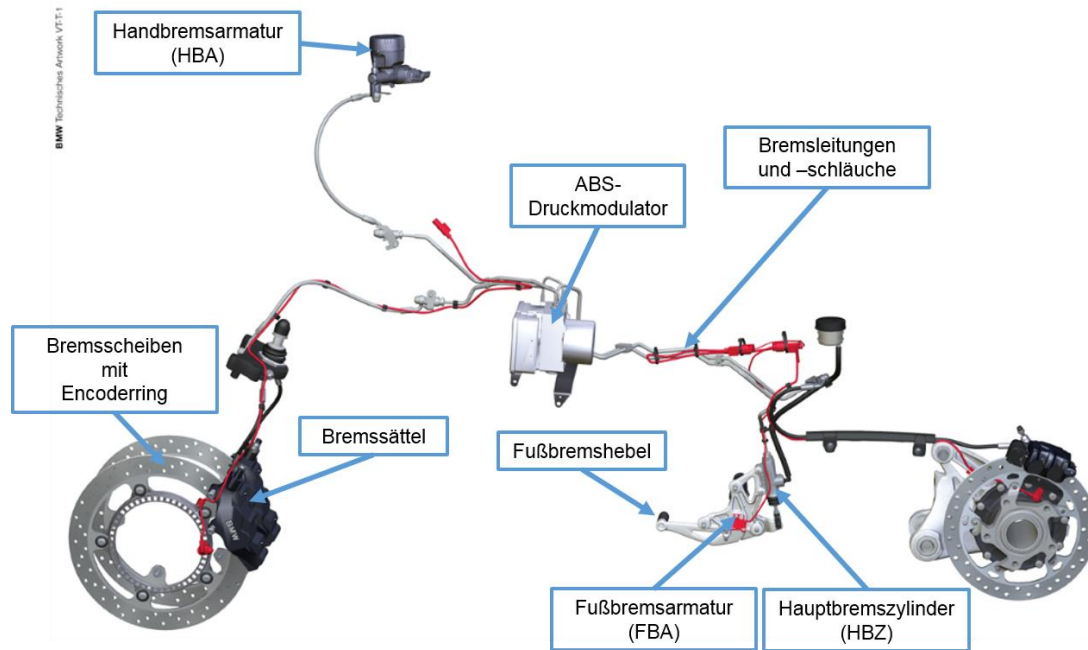


Abbildung 2-1 Überblick der Komponenten eines Motorrad Bremssystems mit ABS [4, S. 5].

Bei Bremssystemen mit ABS, wie es seit 2017 vom Gesetzgeber für jedes neu zugelassene Fahrzeug vorgeschrieben wird [5], wird der Bremskreis in einen Steuer- und einen Regelkreis aufgeteilt. Zum Steuerkreis zählen die Betätigungseinrichtungen in Form der Handbremsarmatur und dem Hauptbremszylinder mit Fußbremshebel sowie die Übertragungseinrichtungen in Form von Bremschläuchen und -leitungen bis zum Druckmodulator. Auf dieser Seite steuert der Fahrer den Druck im Bremssystem. Solange keine ABS-Regelung stattfindet, entspricht der Druck im Steuerkreis dem des Regelkreises. Wird jedoch eine Regelung vom ABS eingeleitet, verändert sich der Druck im Regelkreis entsprechend dem Sollwert des Druckmodulators. Die Veränderung des Bremsdrucks wird durch das Ansteuern von Magnetventilen und einer hydraulischen Hochdruckpumpe erzielt. Zum Regelkreis gehören die Übertragungseinrichtungen hinter dem Druckmodulator sowie die Bremssättel mit Belägen und Bremsscheiben. Auf die Vorgänge bei ABS-Regelungen wird in dieser Arbeit nicht weiter eingegangen, weil der Anwendungsbereich der Messeinrichtungen eine aktive Regelung des ABS ausschließt. In [6, S. 249-262] sind die Abläufe von ABS-Regeleingriffen sowie die Funktion und der Aufbau verschiedener ABS-Systeme detailliert aufgeführt.

Technische Richtlinien

Die EU Richtlinie 93/14/EWG definiert die gültigen Gesetze für Bremssysteme in Krafträdern und regelt die zu erreichenden Fahrzeugverzögerungen bei verschiedenen Bedingungen. Vorschriften zu den Betätigungseinrichtungen werden in der Richtlinie ECE R60 definiert. Einen Überblick über den Inhalt der Richtlinien gibt RINDLE in [7, 28-30].

2.2.2 Betätigungseinrichtungen und Übersetzungen im Bremssystem

Im Folgenden werden die Betätigungseinrichtungen (BE) des Bremssystems näher betrachtet. Der Fokus liegt auf den verschiedenen Bauarten von Geberzylindern und den daraus resultierenden Unterschieden in der Hebelcharakteristik. Die restlichen Komponenten des

Bremssysteme werden nicht näher erläutert. Eine detaillierte Beschreibung lässt sich in [7, S. 8-20] finden.

Die HBA und FBA sind beide Bestandteil einer hydraulischen Betätigung. Sie beinhalten die sogenannten Geberzylinder, auch Hauptbremszylinder (HBZ) oder Hauptzylinder genannt, die in einer hydraulischen Betätigung die druckerzeugenden Elemente darstellen. Über die Bremsleitungen und –schläuche wird der Druck an die Nehmerzylinder weitergeleitet, die sich in den Bremszangen befinden. Die hydraulischen Drücke werden dabei durch Kolben in den Zylindern erzeugt und übertragen.

Um den Bremsbelagverschleiß, Bauteiltoleranzen und temperaturbedingte Ausdehnungen auszugleichen, wird im unbetätigten Zustand Bremsflüssigkeit aus einem Ausgleichsbehälter nachgeführt. Die Nachführung der Flüssigkeit wird über eine oder mehrere Ausgleichsbohrungen ermöglicht. Konstruktiv lassen sich verschiedene Bauformen für die Ausgleichsbohrung unterscheiden. Im Folgenden werden die drei Bauformen Schnüffellochbohrung (SN), Zentralventil (ZV) und Plunger und deren Unterschiede kurz erklärt.

Abbildung 2-2 zeigt einen Tandemhauptbremszylinder wie er bei Pkw aufgrund der Forderung von zwei unabhängig voneinander funktionierenden Bremskreisläufen verbaut ist. Um diese Forderung zu realisieren sind zwei Geberzylinder hintereinander angeordnet. Links ist die Ausgleichsbohrung als Zentralventil und rechts als Schnüffelloch ausgeführt. Wird die Kolbenstange (14), hier integriert in den Bremskolben, betätigt, bewegt sich diese nach links. Dadurch überfährt die Primärmanschette die Schnüffellochbohrung (11) und verschließt den Druckraum (3), sodass hydraulischer Druck über den Anschluss (2) in die Leitung übertragen wird. Die Sekundärmanschette (22) dichtet den Raum hinter dem Druckraum ab. Die Nachlaufbohrung (12) hat einen größeren Durchmesser und kann Flüssigkeit auch bei schneller Betätigung nachführen. Im Gegensatz zur Schnüffellochbohrung wird beim Zentralventil keine Bohrung von der Primärmanschette überfahren. Der Ausgleich erfolgt durch eine zentrische Bohrung im Schwimmkolben (6), die als Ventil ausgeführt ist. Die Bohrung wird mit dem Ventilstift (18) mit Dichtung durch die Ventildfeder (4) verschlossen, wenn die Bremse betätigt wird. Im unbetätigten Zustand drückt der Ventilstift gegen den Zylinderstift (7) und hält das Zentralventil offen. Der HBZ mit Zentralventil wurde für ABS Bremssysteme entwickelt, weil es bei Regeleingriffen dazu kommen kann, dass die Primärmanschette die Ausgleichsbohrung bei hohem Druck überfährt. Dies kann die Primärmanschette in die Bohrung drücken, diese beschädigen und damit zum Versagen der Bremse führen [8, S. 56]. HBZ mit SN kommt aufgrund der hohen Stückzahlen von Fahrzeugen mit ABS nur noch eine geringe Bedeutung zu.

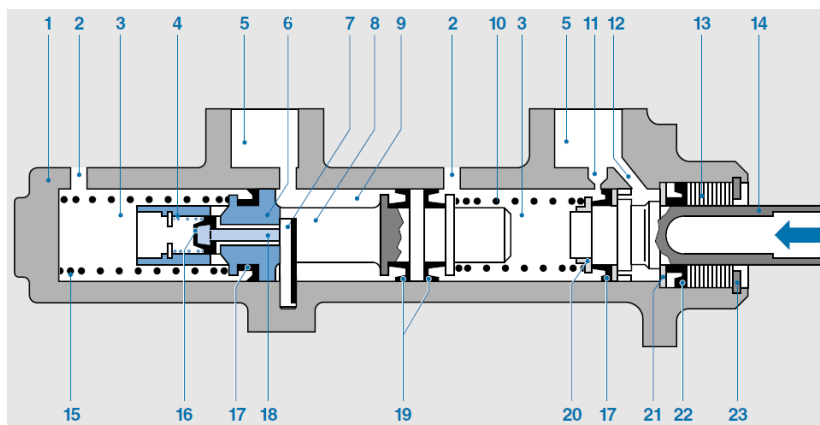


Abbildung 2-2 Tandemhauptbremszylinder beim Pkw mit Ausführung der Ausgleichsbohrung als Zentralventil links (18) und Schnüffellochbohrung rechts (11) [8, S. 56].

Die zusätzliche Ventolfeder des ZV ist in gemessenen Kraft-Weg- bzw. Kraft-Winkel-Kennlinien sichtbar, wodurch es sich offensichtlich von der SN unterscheiden lässt (Abbildung 2-3). Über den Kraftanstieg lässt sich der Punkt an dem das ZV schließt detektieren. Das Schließen der SN ist aus der Kraft-Weg-Kennlinie nicht sicher zu erkennen. Eine Möglichkeit zur Detektion wird in Unterabschnitt 2.3.6 genannt. Die Kraft-Weg-Kennlinie wird in Abschnitt 2.3 ausführlicher behandelt.

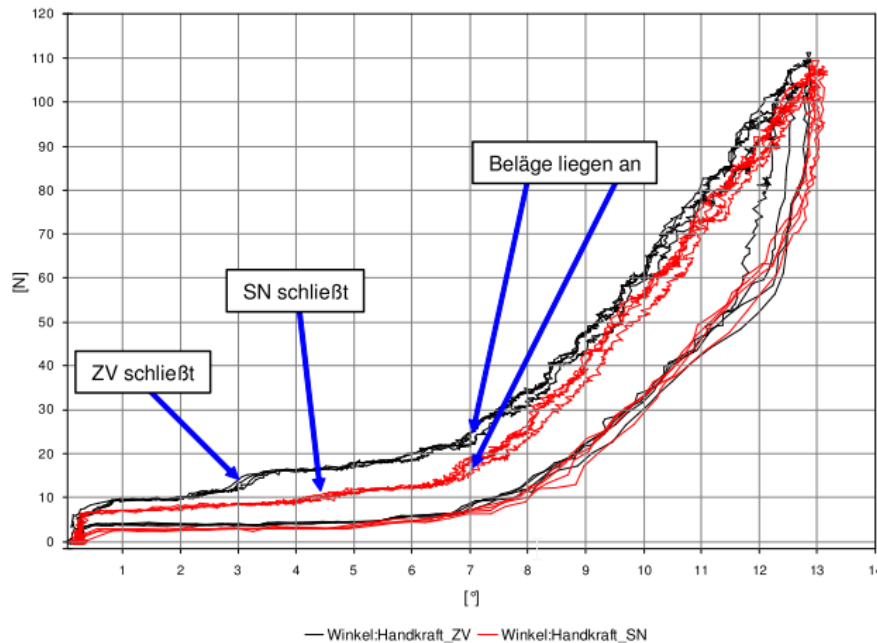


Abbildung 2-3 Hebelkraft-Hebelwinkel-Kennlinien für Hauptbremszylinder mit Zentralventil (ZV) und Schnüffellochbohrung (SN) [7, S. 50].

Abbildung 2-4 zeigt eine Ausführung mit Plungerzylinder, die ebenfalls tauglich für ABS sind [6, S. 156]. Bei Plungerzylindern dient die Kolbenstange selbst als Kolben, weshalb sie auch Tauchkolben genannt werden. Die Kolbenstange weist auf Ihrem Umfang Ausfräsungen oder Bohrungen auf, die wie bei der Schnüffellochbohrung durch Überfahren der Primärmanschette den Druckraum abdichten. Die Primärmanschette ist, anders als bei SN und ZV, im Gehäuse platziert.

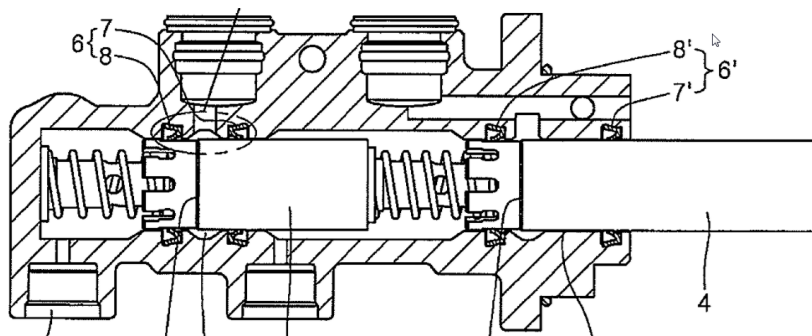


Abbildung 2-4 Tandemhauptbremszylinder beim Pkw mit Plungerkolben [9].

Vordere Betätigungseinrichtung: Die Handbremsarmatur

Bei der HBA bestimmt der Fahrer über die aufgebrachte Handkraft den hydraulischen Druck im vorderen Bremskreislauf, sofern keine ABS-Regelung aktiv ist. Die Handkraft wird dabei in den Bremshebel eingeleitet und gegen den umgriffenen Lenker abgestützt.



Abbildung 2-5 Radiale und axiale Bauweise bei Handbremsarmaturen.

Die Bauweise unterscheidet sich zwischen radialen, schrägradialen und axialen Handbremsarmaturen (Abbildung 2-5, schrägradial nicht abgebildet). Bei axialen HBA verläuft die Achse des Hydraulikzylinders parallel zum Lenker. Bei radialen HBA ist der Hydraulikzylinder rechtwinklig angeordnet und bei schrägradialen entsprechend in einem Winkel zwischen axialer und radialer Bauweise. Radiale HBA können bei korrekter Auslegung steifer ausgeführt werden, benötigen in der Regel aber mehr Bauraum vor dem Lenker [6, S. 235].

Die Anbindung des Bremshebels an die HBA erfolgt in der Regel durch eine Passschraube. Betätigt wird der Kolben des Geberzylinders je nach Bauweise über eine Kolbenstange oder eine Nockenkulisse. Eine Kolbenfeder im Geberzylinder bewirkt die Rückstellung des Bremshebels. Eine Griffweitenverstellung erlaubt es den Abstand zwischen Bremshebel und Lenker anzupassen.

Aufgrund der Hebelverhältnisse an der Handarmatur wirkt die Handkraft um ein Vielfaches verstärkt auf den Kolben des Geberzylinders. Ausgedrückt wird dies mit einem Übersetzungsverhältnis. Dazu wird zunächst ein Kraftangriffspunkt am Bremshebel definiert. Da der Bremshebel rotiert, ist die Definition eines festen Kraftangriffspunkts am Bremshebel unpraktisch. Es wird daher die *40 mm-Linie* eingeführt, die lotrecht in einem Abstand von 40 mm zum Radius der Handanlage am Griffgummi auf der Griffachse steht (Abbildung 2-6). Dies entspricht näherungsweise dem geometrischen Mittelpunkt einer Betätigung mit vier Fingern. Der Kraftangriffspunkt befindet sich stets im Schnittpunkt des Bremshebels mit der 40 mm-Linie. Dabei unterliegt die tatsächliche Position des definierten Kraftangriffspunkts am Fahrzeug theoretisch der tatsächlichen Position des Griffgummis und der HBA. Es ist daher nur sinnvoll, dieses Maß theoretisch im CAD zu quantifizieren.

Der Abstand vom Drehpunkt des Bremshebels zur 40 mm-Linie entspricht dem Hebelarm l_2 . Der Abstand vom Drehpunkt zum Kolben des Geberzylinders entspricht dem Hebelarm l_1 . Das Übersetzungsverhältnis kann mittels eines Momentengleichgewichts hergeleitet werden und ist definiert als:

$$i_{\text{mech}} = \frac{l_2}{l_1}. \quad (2.1)$$

Es ist abhängig von der jeweiligen Ausprägung der HBA und aufgrund der Kinematik der Bremshebelmechanik nicht linear über dem Hebelweg. Bei einer Anlenkung mit Nocke liegt der Betätigungspunkt bspw. nicht permanent in der Kolbenachse. Eine Kolbenstange verändert dagegen ihren Winkel. Gl. (2.1) stellt somit nur eine Näherung dar, die aufgrund der geringen Winkeländerungen für überschlägige Berechnungen ausreichend ist. Typische Werte liegen bei ca. $i_{\text{mech},f} = 4 \dots 5$. Der Index f wird für engl. front verwendet. Geringe Übersetzungen erzeugen ein steifes Hebelgefühl bei dem die Verzögerung primär über die Hebelkraft gesteuert wird, wohingegen hohe Übersetzungen eine stärkeres Ansprechen der Bremse begünstigen, wodurch die Regelung verstärkt über den Hebelweg erfolgt. Mithilfe des Übersetzungsverhältnisses kann die Handkraft am Bremshebel F_{lev} entlang der 40 mm-Linie in die Kraft am Kolben des Geberzylinders F_{mc} unter Vernachlässigung der Hebelreibung umgerechnet werden:

$$F_{\text{mc},f} = F_{\text{lev}} i_{\text{mech},f} \quad (2.2)$$

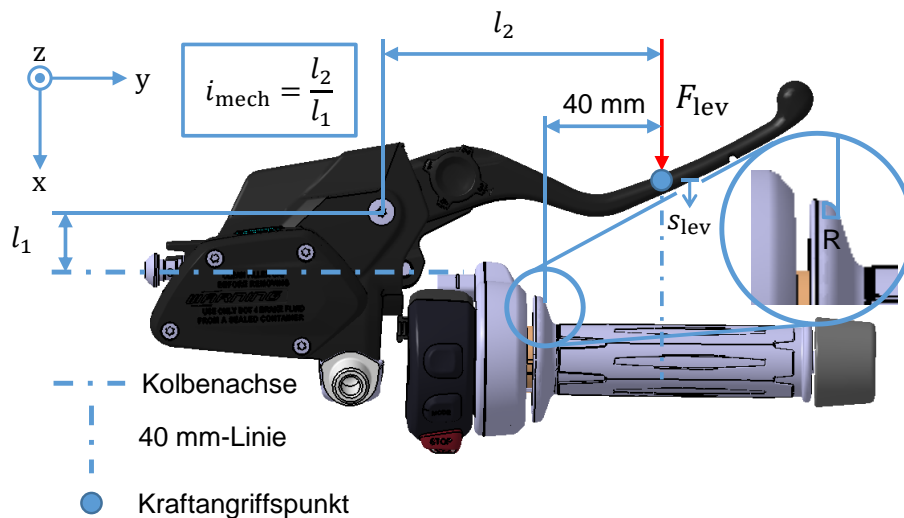


Abbildung 2-6 Hebelverhältnis an der Handbremsarmatur mit Definition des Kraftangriffspunkt über die eingeführte 40-mm-Linie sowie des genäherten Übersetzungsverhältnisses i_{mech} .

Um den Kraftanteil $F_{\text{hydr},\text{mc},f}$ am Geberzylinderkolben zu erhalten, der in hydraulischen Druck umgesetzt wird, werden die Kräfte der Kolbenfeder $F_{\text{c},\text{mc},f}$ und die Reibungen der Dichtmanschetten sowie des Hebels $F_{\text{R},\text{mc},f}$ subtrahiert. Sie werden als $F_{\text{mech},f}$ zusammengefasst und sind auf die 40 mm-Linie bezogen. Mit deren Berücksichtigung ergibt sich die hydraulische Kraftkomponente der Betätigung am Bremshebel:

$$F_{\text{mech},f} = F_{\text{c},\text{mc},f} + F_{\text{R},\text{mc},f} \quad (2.3)$$

$$F_{\text{hydr},\text{mc},f} = \underbrace{(F_{\text{lev},f} - F_{\text{mech},f})}_{F_{\text{lev},\text{hydr},f}} i_{\text{mech},f} = F_{\text{lev},\text{hydr},f} i_{\text{mech},f} \quad (2.4)$$

Hintere Betätigungseinrichtung: Die Fußbremsarmatur

Die Fußbremsarmatur besteht aus einer Anordnung von Fußbremshebel, auch Bremspedal genannt, mit Kolbenstangenmechanik und Geberzylinder. Zur MMS gehört außerdem die Fußraste. Aufgrund des konstruktiven Freiraumes durch die Aufspaltung der Komponenten, existieren viele verschiedene Ausprägungen für die hintere Bremsbetätigung. Die Komponenten sind direkt am Rahmen oder über eine Fußrastenanlage, die am Rahmen verschraubt ist, befestigt. Abbildung 2-7 zeigt einen häufig zu findenden Aufbau.

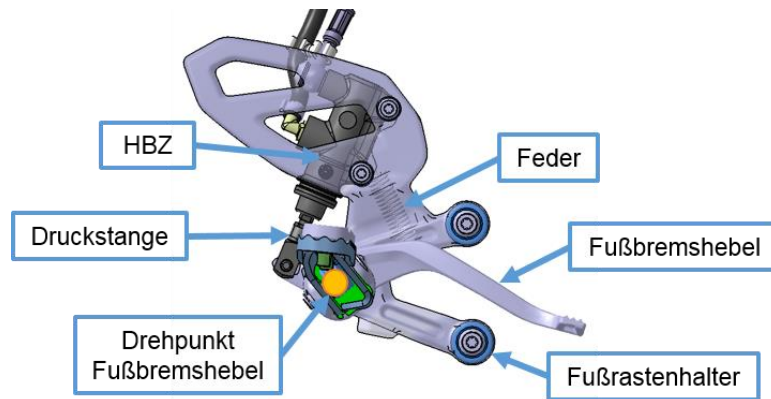


Abbildung 2-7 Fußbremsanlage in häufig zu findender Bauform mit ihren Komponenten.

Aus ergonomischen Gründen liegt der Drehpunkt des Fußhebels bei der abgebildeten Bremsanlage im Mittelpunkt des Fußrastenhalters. Dies ist nicht immer der Fall, was Konsequenzen für die Messeinrichtung hat. Der Fußbremshebel wird durch eine zusätzliche Feder vorgespannt, um die Gewichtskraft auszugleichen und die Dosierbarkeit zu erhöhen.

Analog zur HBA kann auch an der Fußbremse ein mechanisches Übersetzungsverhältnis (Gl. (2.1)) definiert werden (Abbildung 2-8). Verschiedene Pedalformen erschweren das Festlegen eines einheitlichen Betätigungspunkts für die Fußkraft, weshalb der Flächenschwerpunkt der Pedalfläche verwendet wird.

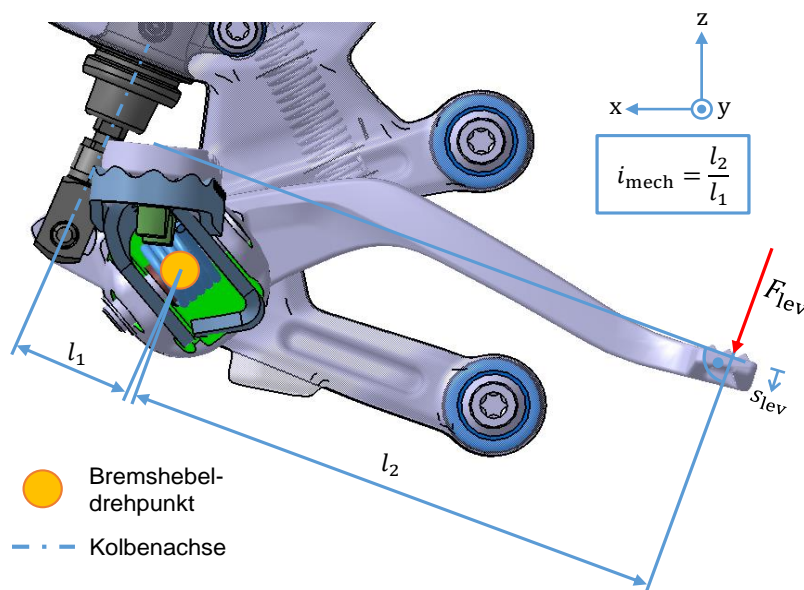


Abbildung 2-8 Hebelverhältnis an der Fußbremsanlage mit Definition des genäherten Übersetzungsverhältnisses $i_{mech,r}$. Definition des Hebelarms l_2 unter Berücksichtigung der Fußauflage auf der Fußraste.

Bei der Definition des Hebelarms l_2 erscheint es sinnvoll die Auflage des Fußes auf der Raste zu berücksichtigen. Zur Bestimmung wird daher parallel zu einer Verbindungslinie zwischen der Mitte der Fußraste und dem Pedalflächenschwerpunkt der Abstand zum Drehpunkt des Fußhebels gemessen. Auch das hier vorliegende Übersetzungsverhältnis ist aufgrund der Kolbenstangenkinematik nicht linear und genähert.

Um den Kraftanteil $F_{\text{hydr,mc,r}}$ am Kolben zu erhalten, der in hydraulischen Druck umgesetzt wird, werden wie bei der HBA die Kräfte der Kolbenfeder $F_{\text{c,mc,r}}$ und die Reibung der Dichtmanschetten sowie des Hebels als $F_{\text{R,mc,r}}$ abgezogen. Es ist zudem nötig, die Federkraft $F_{\text{c,lev,r}}$ der Fußbremshebelfeder und die Kraft durch das Pedaleigengewicht $F_{\text{G,lev,r}}$ zu berücksichtigen. Die Kräfte sind auf den Betätigungspunkt am Pedal bezogen und werden als $F_{\text{mech,r}}$ zusammengefasst.

$$F_{\text{mech,r}} = F_{\text{c,mc,r}} + F_{\text{R,mc,r}} + F_{\text{c,lev,r}} - F_{\text{G,lev,r}} \quad (2.5)$$

$$F_{\text{hydr,mc,r}} = \frac{(F_{\text{lev,r}} - F_{\text{mech,r}})}{F_{\text{lev,hydr,r}}} i_{\text{mech,r}} = F_{\text{lev,hydr,r}} i_{\text{mech,r}} \quad (2.6)$$

Gesamtübersetzung mit Berücksichtigung der Bremssättel

Die unterschiedliche Ausprägung der Bremssättel hinsichtlich ihrer Anzahl, der Bauart und der Anzahl der Nehmerzylinder spielt eine wichtige Rolle bei der Grundauslegung der Bremse. Diese Punkte beeinflussen die Berechnung von Bremskräften und werden selbst in Fachliteratur oftmals nicht vollständig berücksichtigt [6, S. 243-245]. Im Folgenden wird daher ein allgemein gültiger Formelsatz zur Umrechnung auf verschiedene Systemgrenzen angegeben.

Die Bremsanlage als hydraulische Betätigung nutzt das Prinzip der hydraulischen Presse [10, S. 53-54]. Dem Prinzip liegt zugrunde, dass der Druck konstant ist und die wirkenden Kräfte im Verhältnis der Kolbenflächen transformiert werden. Unter Berücksichtigung der verschiedenen Bremssattelausprägungen lautet die insgesamt auf die Bremsscheiben wirkende Normalkraft:

$$F_{\text{N,disc,tot}} = p_{\text{hydr}} A_{\text{sc}} n_{\text{sc}} n_{\text{calip}} i_{\text{calip}} \quad (2.7)$$

Dabei ist A_{sc} die Fläche eines Bremssattelkolben bzw. Nehmerzylinders, n_{sc} die Anzahl der Nehmerzylinder je Bremssattel und n_{calip} die Anzahl der Sättel. $i_{\text{calip}} \in \{1,2\}$ berücksichtigt die Unterscheidung zwischen Fest- und Schwimmsattel. Wenn es sich um Schwimmsättel handelt, ist aufgrund der Kraftübertragung auf die kolbenlose Seite des Bremssattels ein Faktor von $i_{\text{calip}} = 2$ notwendig. Ein Zweikolben-Schwimmsattel entspricht z.B. einem Vierkolben-Festsattel. Wird in Gl. (2.7) der hydraulische Druck mit der hydraulischen Kraft $F_{\text{hydr,mc}}$ und der Fläche des Geberzylinders A_{mc} substituiert, erhält man:

$$F_{\text{N,disc,tot}} = F_{\text{hydr,mc}} \frac{A_{\text{sc}}}{A_{\text{mc}}} n_{\text{sc}} n_{\text{calip}} i_{\text{calip}} \quad (2.8)$$

mit $i_{\text{calip}} \in \{1, 2\}$ für {Festsattel, Schwimmsattel}.

Die Normalkraft pro Belag entspricht:

$$F_{N,\text{pad}} = \frac{F_{N,\text{disc,tot}}}{2 \cdot n_{\text{sc}}} \quad (2.9)$$

Mit der Berechnung der Kolbenflächen über deren Durchmesser kann der Quotient vereinfacht werden. Es wird außerdem die allgemeine Definition für das hydraulische und mit Gl. (2.1) für das hydromechanische Übersetzungsverhältnis eingeführt.

$$F_{N,\text{disc,tot}} = (F_{\text{lev}} - F_{\text{mech}}) \underbrace{i_{\text{mech}} \frac{D_{\text{sc}}^2}{D_{\text{mc}}^2} n_{\text{sc}} n_{\text{calip}} i_{\text{calip}}}_{i_{\text{hydrMech}}} \quad (2.10)$$

$$i_{\text{hydr}} = \frac{D_{\text{sc}}^2}{D_{\text{mc}}^2} n_{\text{sc}} n_{\text{calip}} i_{\text{calip}} \quad (2.11)$$

$$i_{\text{hydrMech}} = i_{\text{mech}} i_{\text{hydr}} \quad (2.12)$$

Mit dem Momentengleichgewicht am Rad (Abbildung 2-9) und dem Reibgesetz wird letztlich die Längskraft F_x am Rad berechnet. Es wird eine weitere Übersetzung i_{wh} zwischen Bremse und Radkräften definiert.

$$\begin{aligned} F_x r_{\text{dyn}} &= F_{R,\text{disc,tot}} r_{\text{disc,eff}} \\ \Leftrightarrow F_x &= F_{R,\text{disc,tot}} \frac{r_{\text{disc,eff}}}{r_{\text{dyn}}} = F_{N,\text{disc,tot}} \underbrace{\mu_{\text{disc}} \frac{r_{\text{disc,eff}}}{r_{\text{dyn}}}}_{i_{\text{wh}}} \end{aligned} \quad (2.13)$$

$$i_{\text{wh}} = \mu_{\text{disc}} \frac{r_{\text{disc,eff}}}{r_{\text{dyn}}} \quad (2.14)$$

Dabei ist $r_{\text{disc,eff}}$ der effektive Reibradius der Bremsscheibe, r_{dyn} der dynamische Radradius und μ_{disc} der Reibkoeffizient zwischen Bremsscheibe und –belag.

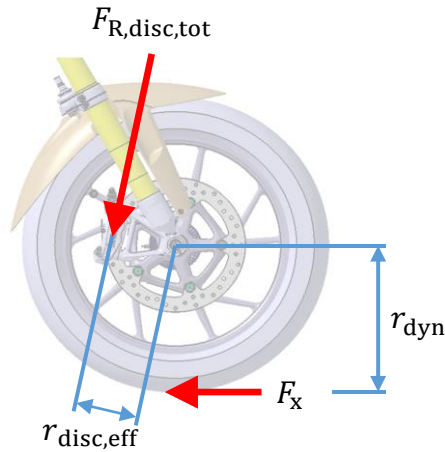


Abbildung 2-9 Momentengleichgewicht am Rad zwischen gesamter Reibkraft der Bremsanlage an den Bremsscheiben und Reifenlängskraft im Radaufstandspunkt.

Wird Gl. (2.10) in Gl. (2.13) substituiert, lässt sich die Gesamtübersetzung i_{tot} definieren, die Umrechnungen zwischen Betätigungs- und Radkräften erlaubt.

$$F_x = (F_{\text{lev}} - F_{\text{mech}}) \underbrace{i_{\text{mech}} i_{\text{hydr}} i_{\text{wh}}}_{i_{\text{tot}}} \quad (2.15)$$

$$i_{\text{tot}} = i_{\text{mech}} i_{\text{hydr}} i_{\text{wh}} \quad (2.16)$$

Die Größen an den Betätigungseinrichtungen lassen sich zusammenfassend auf drei Systemgrenzen beziehen:

1. Bremshebel
2. Geberzylinderkolben
3. Geberzylinderkolben, hydraulische Komponente.

Angelehnt an die Systemgrenzen kann zwischen „Fahrsicht“ und „Systemsicht“ unterschieden werden. Für Beurteilungen des Hebelgefühls sind die Größen am Bremshebel relevant. Zur Systemanalyse werden dagegen die Größen am Geberzylinder benötigt.

Wirkungsgrade im Bremssystem

Basierend auf den Übersetzungen können Wirkungsgrade für verschiedene Systemgrenzen der Bremse berechnet werden. Diese geben Aufschluss darüber, wie groß die Verluste aufgrund von Reibungen und Volumenaufnahmen innerhalb des Systems sind. Der Wirkungsgrad der Betätigungseinrichtung kann folgendermaßen berechnet werden:

$$\eta_{\text{mc}} = \frac{p_{\text{hydr,mc}} A_{\text{mc}}}{F_{\text{lev}} i_{\text{mech}}} \quad (2.17)$$

Der Wirkungsgrad für das Gesamtsystem lautet analog:

$$\eta_{\text{tot}} = \frac{p_{\text{hydr,sc}} A_{\text{sc}}}{F_{\text{lev}} i_{\text{tot}}} \quad (2.18)$$

2.2.3 Systemfunktion beim Bremsvorgang

Bis es bei einer Betätigung der Bremse zu einer Verzögerung kommt, läuft im Bremssystem eine Abfolge von Vorgängen ab. Diese werden im Folgenden kurz näher beleuchtet. Es wird eine langsame Betätigung betrachtet, wodurch Strömungsverluste und dynamische Druckänderungen vernachlässigt werden können.

Abbildung 2-10 zeigt die Vorgänge im Bremssystem bei einer Bremsbetätigung ohne Berücksichtigung einer ABS-Regelung, die Einfluss auf die Hebelcharakteristik nehmen. Bevor der Bremshebel sich bewegt, sind die Reibungskräfte des Bremshebels, des Geberzylinderkolbens und der Manschetten sowie die Vorspannung der Kolbenfeder zu überwinden (Phase A).

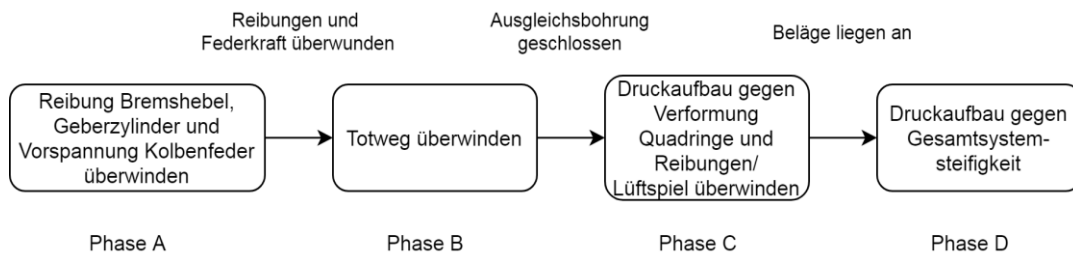


Abbildung 2-10 Flussdiagramm der Vorgänge im Bremssystem mit Einfluss auf die Hebelcharakteristik bei einer Bremsung ohne ABS-Regelung.

Anschließend bewegt sich der Kolben im Geberzylinder bis die Ausgleichsbohrung verschlossen wird und den Druckraum verschließt (Phase B). Dabei wird die Bremsflüssigkeit in den Ausgleichsbehälter geschoben, wodurch sich dessen Flüssigkeitsniveau erhöht. Die Betätigungskraft steigt aufgrund der Kompression der Kolbenfeder linear an. Der Totweg ist durch die Position der Ausgleichsbohrung und den Abstand des Kolbens in Neutralstellung geometrisch definiert. Dieser beträgt ca. 1,5 mm. Dies entspricht etwa einem Hebelweg von $s_{lev} = 6 \text{ mm}$.

Sobald die Ausgleichsbohrung verschlossen ist, wird hydraulischer Druck aufgebaut. Die Gegenkraft für den Druckaufbau entsteht in Phase C z.B. durch die Verformung der Kolbendichtringe im Bremssattel, auch Quadringe genannt, die Reibkräfte der Beläge am Bremssattel sowie die Verschiebekräfte bei Schwimmsätteln [6, S. 96]. Die Quadringe sind zusammen mit der Dichtringnut so konstruiert, dass sie die Kolben beim Lösen der Bremse um einen definierten Weg zurückziehen. Dieser Weg wird als Lüftspiel und der Effekt selbst als Roll Back bezeichnet [6, S. 124]. Das Lüftspiel ist notwendig, damit kein Restbremsmoment im unbetätigten Zustand entsteht. Ein großes Lüftspiel führt zu langen Hebelwegen und ist daher unerwünscht [6, S. 127].

Wenn die Kolben der Bremssättel das Lüftspiel überwunden haben, legen sich die Beläge an die Bremsscheibe an (Phase D). Dabei führen nicht lineare Steifigkeiten im System zu einem fließenden Übergang während der ersten Phase des Druckaufbaus. Diese entstehen zum Beispiel durch das Ausdehnen und Anlegen der Primärmanschette, das Aufweiten der Leitungen und das Komprimieren der Bremsscheibe und der Beläge. Im Übergang befindet sich der Druckpunkt, welcher in Unterabschnitt 2.3.3 genauer betrachtet wird. Bei langen Übergängen zum linearen Steifigkeitsverhalten der Bremse wird umgangssprachlich von einer „weichen“ oder „schwammigen Bremse“ gesprochen. Das Gegenteil wird häufig mit „knackig“ oder „direkt“ beschrieben [11]. Auf den Übergang folgt ein lineares Verhalten der Steifigkeit, die Betätigungskraft verhält sich nahezu proportional zur Bremskraft am Rad.

Aufgrund der Reibungen im System kommt es beim Zurücknehmen der Bremsbetätigung zu einem Hystereseverhalten. Bei dynamischen Betätigungen kommt es zusätzlich zu strömungsmechanischen Drossel- und Reibungseffekten. Diese führen zu einer Erhöhung der benötigten Betätigungskraft und sind stark abhängig von der Strömungsgeschwindigkeit. Die Hysterese vergrößert sich daher um ein Vielfaches. Mehr dazu in Unterabschnitt 2.3.2.

2.3 Objektivierung der Hebel- und Bremscharakteristik

Im Rahmen der Literaturrecherche wurde deutlich, dass kaum Forschungsarbeit hinsichtlich des Bremshebelgefühls sowie der objektiven Erfassung der Hebelcharakteristik bei Motorrädern geleistet oder veröffentlicht ist. Die Publikationen behandeln vornehmlich das reale oder optimale Bremsverhalten des Fahrers. Auch in Fachbüchern konnte keine relevante Behandlung der Thematik gefunden werden.

Im Gegensatz dazu steht die recht umfangreiche und frühe Auseinandersetzung mit dem Thema im Pkw Bereich. Trotz der Anzahl an Publikationen scheint die Komplexität des Themas die Ableitungen klarer Empfehlungen und Vorgehensweisen zur erschweren. TRUTSCHEL gibt in seiner Dissertation von 2007 mit dem Titel „Analytische und experimentelle Untersuchung der Mensch-Maschine-Schnittstellen von Pkw- Bremsanlagen“ einen chronologisch [2, S. 3-5] sowie thematisch [2, S. 6-19] sortierten Überblick des damaligen Stands der Forschung. TRUTSCHELS Einschätzung zu diesem Zeitpunkt lautet:

„Der Fahrzeugforschung ist es bislang nicht gelungen, objektive Methoden zur zielgerichteten Gestaltung des Merkmals Bremspedalgefühl bereitzustellen. [...] Die Spezifikation der Pedal- und Bremscharakteristik orientiert sich an den Einschätzungen von Experten oder an branchenweit anerkannt guten Pedal- und Bremscharakteristiken.“ [2, S. 19].

Ein Großteil der beschriebenen Methoden basiert daher auf Beobachtungen aus der industriellen Praxis der Motorradentwicklung. Diese werden nachfolgend näher beschrieben. Weiterhin stehen die Steifigkeit der Bremse, der Druckpunkt und der Einfluss von ungelöster Luft im Bremssystem im Mittelpunkt der Betrachtungen.

2.3.1 Messgrößen und Diagramme

Basierend auf Beobachtungen im industriellen Umfeld decken sich die Methoden zur objektiven Beschreibung der Hebel- und Bremscharakteristik beim Motorrad mit denen im Pkw-Bereich [2, S. 6], [12, S. 2].

Es werden hauptsächlich Diagramme mit den folgenden Messgrößen bezogen aufs Motorrad verwendet:

- Hebelkraft F_{lev}
- Hebelweg s_{lev} und Hebelwinkel α_{lev}
- Bremsdruck p_{hydr}
- Fahrzeugverzögerung b_{veh}

Die abgeleiteten Diagramme sind (Hebelweg kann jeweils durch Hebelwinkel ersetzt werden):

- Hebelkraft über Hebelweg (F-s bzw. Kraft-Weg)
- Bremsdruck über Hebelweg (p-s bzw. Druck-Weg)
- Fahrzeugverzögerung über Hebelweg (b-s)
- Bremsdruck über Hebelkraft (p-F bzw. Druck-Kraft)
- Fahrzeugverzögerung über Hebelkraft (b-F)

In Publikationen zu Pkw werden gelegentlich die Größen Pedalarbeit und Pedalsteifigkeit verwendet. Soll-Charakteristiken werden in der Regel über Bereichsgrenzen, Zielbänder oder Grenzwerte an einzelnen Arbeitspunkten definiert [2, S. 6]. Das dynamische Verhalten wird mit objektiven Parametern wie der Ansprechzeit der Bremse (Berührung Pedal bis 10 % Druckendwert) und der Schwelldauer (ab 10 % bis 75 % Druckendwert) beschrieben. Der Betriebspunkt bei 10 % des Druckendwerts wird in einer Fachliteratur als Druckpunkt bezeichnet [13, S. 484].

Abbildung 2-11 zeigt die typischen Verläufe für Kraft-Weg- und Druck-Weg-Kennlinien erstellt aus einer Messung am stehenden Motorrad. Beide Kennlinien können allgemein in drei Bereiche gegliedert werden. Der erste Bereich ist gekennzeichnet durch einen linearen Verlauf mit geringer Steigung, der sich bis zum Ende des Leerwegs erstreckt. Es folgt der zweite Bereich mit progressivem Verlauf, an den sich wiederum der dritte Bereich mit linearer, aber signifikant höherer Steigung anschließt.

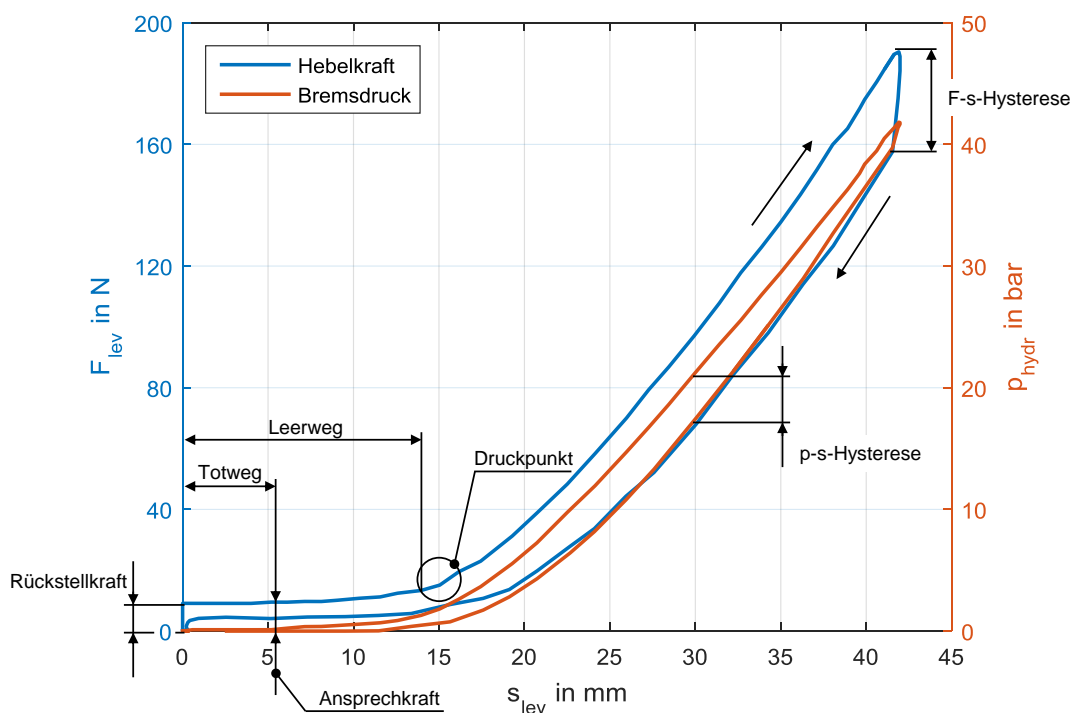


Abbildung 2-11 Typisches Kraft-Weg- und Druck-Weg-Diagramm (F-s- und p-s-Diagramm) mit charakteristischen Kennwerten erstellt aus einer Standmessung am Motorrad. Bezeichnungen teilweise gemäß [2, S. 7].

Zu Beginn der Bremsbetätigung muss die *Rückstellkraft* überwunden werden, bevor sich der Hebel bewegt. Die Rückstellkraft resultiert aus der Vorspannkraft der Kolbenfeder, der Losbrechkraft durch mechanische Reibungen am Bremshebel, dessen Mechanik und den

Kolbendichtmanschetten. Bis die Primärmanschette die Ausgleichsbohrung überfährt, erfolgt kein Druckaufbau, weshalb dieser Weg als *Totweg* bezeichnet wird. Der erste Druckaufbau erfolgt gegen Widerstände im Bremssattel (Unterabschnitt 2.2.3). Die dabei aufzubringende Kraft ist die *Ansprechkraft*. Mittels kombinierter Analyse der Messgrößen Kraft, Weg und Druck kann das Schließen der Ausgleichsbohrung detektiert werden. Der Hebelweg von der initialen Betätigung bis zum Beginn des progressiven mittleren Bereichs wird als *Leerweg* bezeichnet. Der Leerweg endet, wenn die Beläge an den Bremsscheiben anliegen. Die Bestimmung dieses Betriebspunkts ist mit einigen Unsicherheiten verbunden und wird daher meist nur mittels Interpretation des Kurvenverlaufs approximiert oder bei manueller Betätigung vom Ingenieur definiert. Im Beginn des progressiven Bereichs befindet sich der *Druckpunkt* (Unterabschnitt 2.3.3). Aufgrund der Systemreibungen entsteht bei Entlastung eine Hysterese. Sie ist ein Maß für die Systemreibung.

Abbildung 2-12 zeigt das p-F-Diagramm, wie es auch in [2, S. 8] vorgestellt wird. Die Ansprechkraft ist hier deutlich auf der Abszisse abzulesen. Die Systemreibung ist analog in Form einer Hysterese sichtbar. Es ist unklar, warum die Hysterese sich mit steigenden Kräften öffnet.

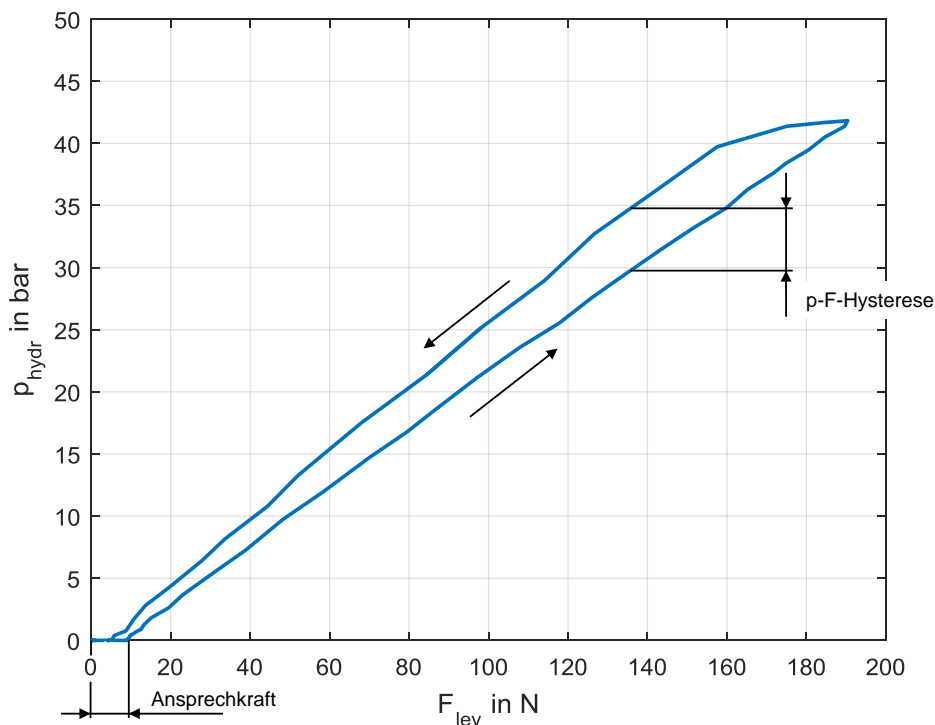


Abbildung 2-12 Kraft-Druck-Diagramm (p-F-Diagramm) mit Parametern erstellt aus einer Standmessung am Motorrad nach [2, S. 8].

Das b-F-Diagramm ist hier aus [6, S. 245] nur der Vollständigkeit halber entnommen und in Abbildung 2-13 für zwei verschiedene HBZ dargestellt. Die Hysterese ist nicht abgebildet. Sie verläuft wie im p-F-Diagramm gegen den Uhrzeigersinn. Da die Messeinrichtungen nur für Standmessungen bestimmt sind, haben Diagramme mit der Verzögerung keine weitere Relevanz für die Arbeit. Auf die Darstellung des daher b-s-Diagramms wird verzichtet.

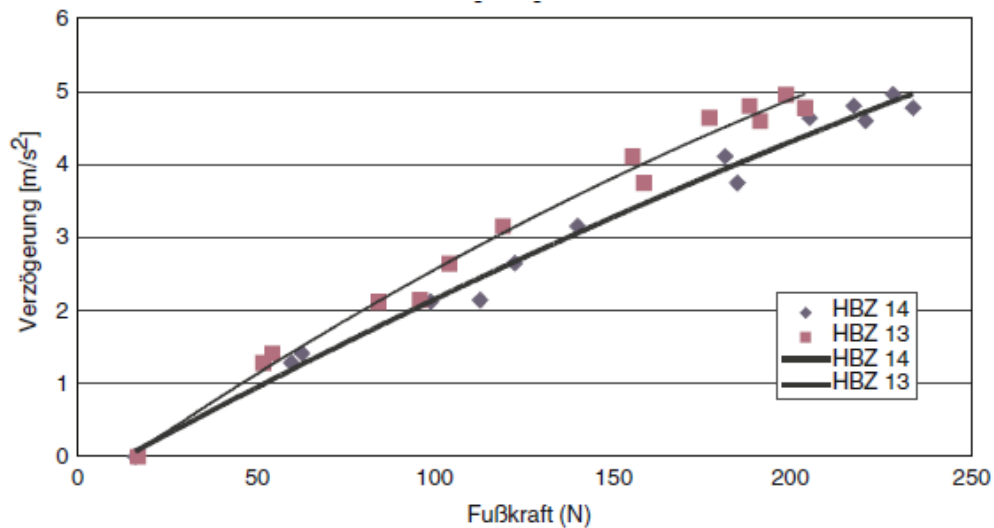


Abbildung 2-13 Fahrzeugverzögerung über Fußkraft (b-F-Diagramm) für verschiedene Hauptbremszylinder (HBZ) [6, S. 245].

2.3.2 Einfluss der Betätigungsgeschwindigkeit

Bei steigenden Betätigungsgeschwindigkeiten kommt es zu Drucküberhöhungen aufgrund von Drosselwirkungen an engen Querschnitten. Die Drucküberhöhungen äußern sich in einem starken Zuwachs der F-s- und p-s-Hysterese (Abbildung 2-14). Nach RINDLE [7, S. 61] werden diese auf den ABS-Druckmodulator zurückgeführt, wobei SCHULTIS den Effekt auch bei Fahrzeugen ohne ABS bei Betätigungsgeschwindigkeiten von mehr als $100 \frac{\circ}{s}$ beobachtet [14, S. 52]. Eine Umrechnung der Hebelwinkelgeschwindigkeiten auf die 40 mm-Linie ist in Tabelle 4.2 angegeben. Warum die Kennlinien der höheren Betätigungsgeschwindigkeiten die niedrigste Geschwindigkeit im dargestellten Diagramm durchlaufen, wird aus RINDLES Dokumentation nicht ersichtlich. Dies deutet auf einen veränderten Volumenverlust (Unterabschnitt 2.3.3) hin.

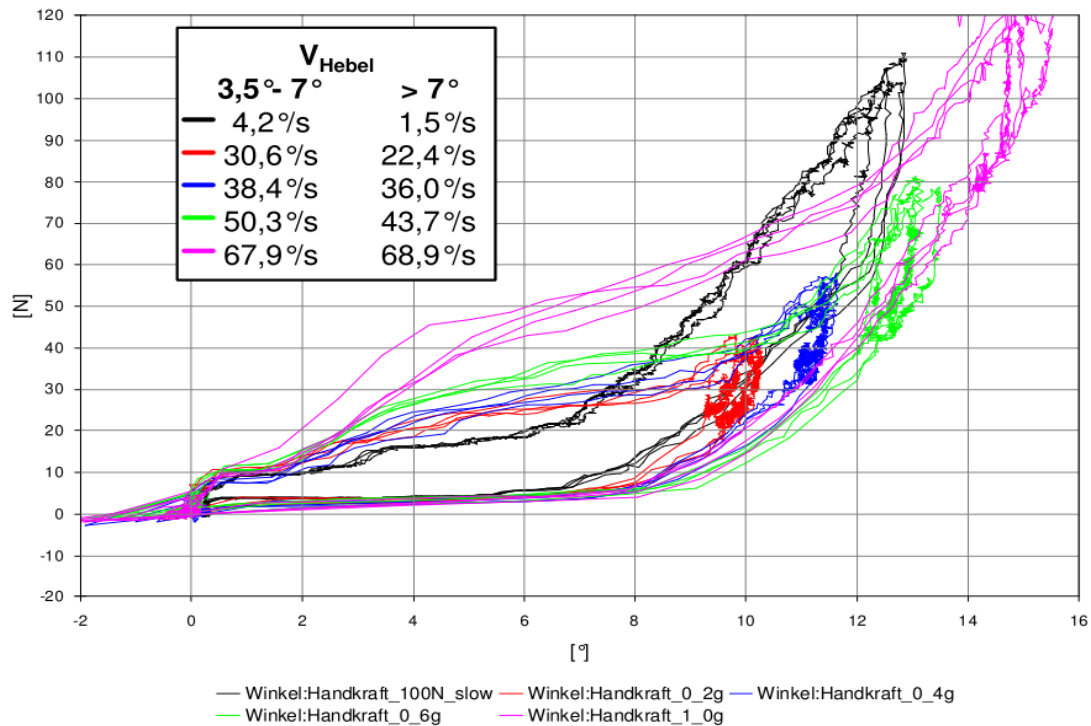


Abbildung 2-14 Handkraft-Winkel-Diagramm für verschiedene Betätigungsgeschwindigkeiten für ein Fahrzeug mit ABS [7, S. 62].

2.3.3 Steifigkeit der Bremse und Druckpunkt

Als Mensch-Maschine-Schnittstelle liefert die Bremse Rückmeldungen über ihren Betriebszustand und den Fahrzustand des Fahrzeugs. Wegen der zentralen Bedeutung für die Fahrsicherheit führt eine für den Fahrer von den Normbedingungen abweichende Rückmeldung der Bremse schnell zu einem Vertrauensverlust. Die Rückmeldung an den Betätigungseinrichtungen wird von der Hebelkraft in Kombination mit dem Hebelweg gebildet. Kraft-Dehnungs- bzw. Kraft-Weg-Zusammenhänge werden durch die physikalische Größe der Steifigkeit beschrieben. Eine passende Analogie bietet in diesem Fall das lineare Kraftgesetz, auch Hookesches Gesetz genannt. Dieses beschreibt linear-elastisches Steifigkeitsverhalten mit der Federsteifigkeit bzw. -konstante c und der Längenänderung s [15, S. 57]:

$$F = c s. \quad (2.19)$$

Weitere Symbole für die Federkonstante sind k und D . Idealiert enthält die Kraft-Weg-Kennlinie zwei Bereiche linearer Steigung. Diese können jeweils als und damit zwei lineare Federsteifigkeiten $c_{br} = \frac{\Delta F_{lev}}{\Delta s_{lev}}$ betrachtet werden. Der Steifigkeitssprung resultiert aus der Reihenschaltung, die sich beim Anlegen der Beläge an die Bremsscheibe ergibt. Wird die Steifigkeit des Bremshebels und seiner Mechanik vernachlässigt, dann ist die Systemsteifigkeit nur von den mit Druck beaufschlagten Komponenten abhängig.

Als Analogie zur Federsteifigkeit kann bei Volumina der Kompressionsmodul angesehen werden. Dieser ist wie nachfolgend definiert und entspricht dem Kehrwert der Kompressibilität κ bzw. der Pressziffer β [10, S. 24], [16, S. 22]:

$$K = - \frac{\Delta p_{\text{hydr}}}{\frac{\Delta V}{V}} = \frac{1}{\kappa} = \frac{1}{\beta}. \quad (2.20)$$

Die Volumenänderung ΔV ist proportional zum Kehrwert des Kompressionsmoduls. Je steifer das Volumen ist, desto größer ist daher der Betrag von K . Bzw. für die gleiche Volumenänderung ΔV ist eine höhere Druckdifferenz Δp_{hydr} nötig. Die Volumenänderung wird auch als Volumenaufnahme oder Volumenverlust bezeichnet. Für die Bremse stellt es das für einen bestimmten Druckaufbau zu verschiebende Flüssigkeitsvolumen im Geberzylinder dar. Die Volumenverluste entstehen durch die elastische Aufweitung unter Druck von innen und die Kompression durch Druck von außen. Die Volumenverluste sollten so gering wie möglich gehalten werden, um ein steifes Pedalgefühl zu erreichen und die Zeit für den Druckaufbau zu verringern [17, S. 169]. RINDLE [7, S. 28] gibt eine Auflistung der Volumenverluste im Bremssystem, welche in Abbildung 2-15 dargestellt ist. Die Werte für Druckmodulator und Bremsättel entstanden aus Messungen, die restlichen Werte wurden theoretisch berechnet nach BURCKHARDT [17, S. 169-177]. In der Regel stellen die Bremsättel und –beläge anteilig die größten Volumenverluste.

Einflussfaktoren	Serie		blind ohne ABS		blind mit ABS	
	Volumen-aufnahme [cm³]	Einfluss [%]	Volumen-aufnahme [cm³]	Einfluss [%]	Volumen-aufnahme [cm³]	Einfluss [%]
Bremsleitung	0,002	0	0,000	0	0,002	0
Bremsschlauch	0,198	9	0,178	60	0,202	47
Hauptbremszylinder	0,040	2	0,040	13	0,040	9
Sättel	1,140	54	-	-	-	-
Bremsbeläge	0,510	24	-	-	-	-
Bremsflüssigkeit	0,200	9	0,08	27	0,160	37
Druckmodulator	0,025	1	-	-	0,025	6
Gesamt	2,115	100	0,298	100	0,429	100

Abbildung 2-15 Volumenverluste der Komponenten im Motorrad Bremssystem bei $p_{\text{hydr}} = 40$ bar [7, S. 28].

Zur einfachen Berechnung des „Volumenhaushalts“ können Volumenverlustkoeffizienten:

$$\left. \frac{dV}{dp_{\text{hydr}}} \right|_i \text{ mit der Einheit } \frac{\text{m}^3}{\text{N}} \text{ definiert werden [17, S. 176].}$$

Diese entsprechen mechanischen Nachgiebigkeiten $\frac{1}{c}$. Da es sich bei den Nachgiebigkeiten im Bremssystem um eine Reihenschaltung handelt, können die Volumenverlustkoeffizienten zu einem Gesamtkoeffizient des Systems aufaddiert werden:

$$\sum_{i=1}^n \frac{dV_i}{dp_{\text{hydr}}} = \frac{dV_{\text{sys}}}{dp_{\text{hydr}}} \quad (2.21)$$

Das Verlustvolumen des Systems lässt sich damit berechnen zu:

$$\Delta V_{\text{tot}} = \frac{dV_{\text{sys}}}{dp_{\text{hydr}}} p_{\text{hydr}} \quad (2.22)$$

Dies entspricht wieder dem linearen Kraftgesetz, wobei gilt: $p_{\text{hydr}} \sim F$ und $\Delta V \sim s$. Wie bei Reihenschaltungen von Federn wirkt derselbe Druck auf alle Komponenten, wodurch die weichste Komponente die zu erreichende Steifigkeit limitiert. Der Gradient beim Druckaufbau ist daher ein Maß für die Gesamtsteifigkeit des Systems. Diese wird aber auch von den vorliegenden Übersetzungen bestimmt. Je geringer diese sind, desto steiler ist der Gradient. Dies bedeutet aber nicht automatisch, dass die Bremse bei Fahrt eine gute Bremsleistung erzielt.

Das richtige Steifigkeitsverhalten der Bremse ist eine wichtige Rückmeldung für den Fahrer. Ist die Steifigkeit zu gering, sind also lange Hebelwege bei geringen Hebelkräften vorhanden, wird im Allgemeinen von einer weichen Bremse gesprochen. Dies ist aufgrund der reduzierten Rückmeldung unangenehm für den Fahrer und verlängert zudem den Bremsweg [17, S. 169].

RINDLE [7, S. 49] nutzt die zwei Steifigkeitsgradienten im Kraft-Weg-Diagramm zur Beurteilung des Druckpunkts. Je kleiner der eingeschlossene Winkel ist, desto besser fühlbar ist demnach der Druckpunkt. Abbildung 2-16 veranschaulicht dies.

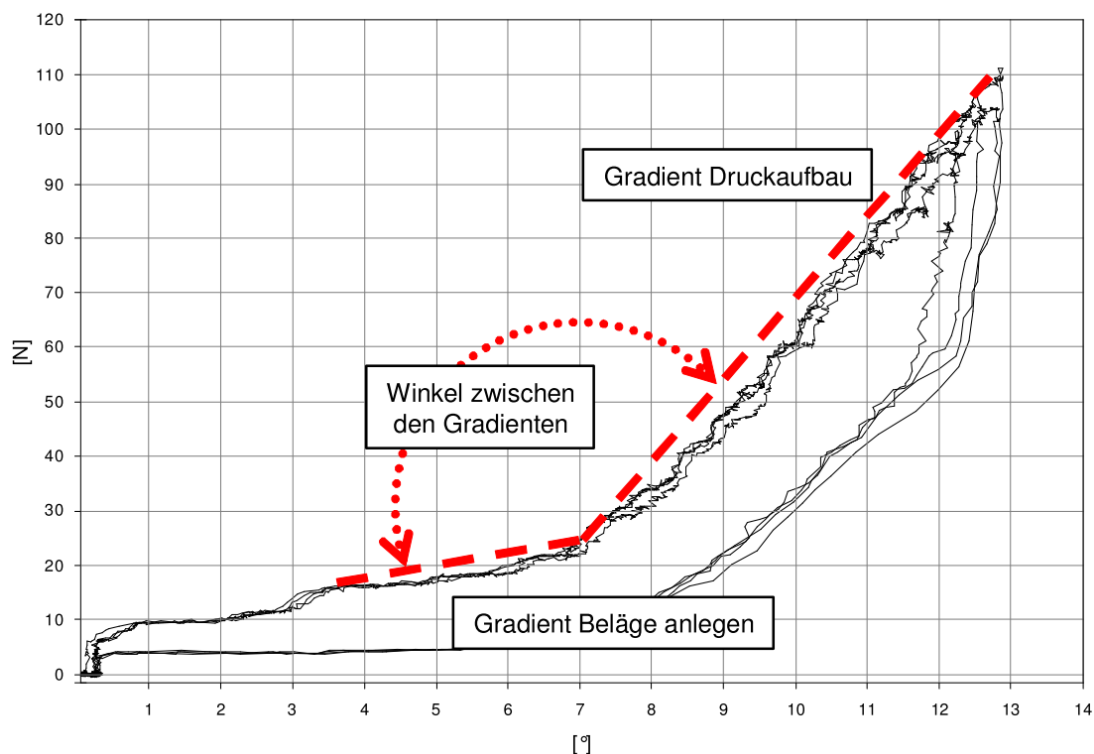


Abbildung 2-16 Hebelkraft-Hebelwinkel-Diagramm mit angetragenen Gradienten sowie dem dazwischen eingeschlossenen Winkel nach RINDLE [7, S. 49].

Grenzen der Methode ergeben sich, wenn der progressive Mittenbereich breit ist. Es ist dann unklar wie die Gradienten objektiv einzuzeichnen sind. Dies ist insbesondere bei Lufteintrag (Eindringen von Luft ins Bremssystem) der Fall.

Den Druckpunkt definiert er folgendermaßen:

„Der Druckpunkt ist der ‚Knick‘ in der Hebelkraft-Winkel-Kurve, bei dem die Beläge vollständig an der Bremsscheibe anliegen.“ [7, S. 48].

Er führt außerdem eine Definition auf, die aus einer weiteren Diplomarbeit in Zusammenarbeit mit BMW Motorrad stammt. In dieser ist der Druckpunkt wie folgt definiert:

„Durch einen Widerstand beim Ziehen des Bremshebels wahrnehmbare Stellung, die den Druckaufbau im System erfassbar/fühlbar macht.“ SCHULTIS [14, S. 38].

Einziges relevantes Ergebnis einer Suchmaschinensuche ist die folgende Definition:

„Als Druckpunkt ist im Bezug auf die Bremse, in einem Kraftfahrzeug oder Motorrad, die Stelle des Pedalweges definiert, an der ein Ansprechen der Bremse, als Reaktion auf die aufgebrachte Fußkraft, zu verzeichnen ist.“ RS-AT.DE [18].

Zusammen formen die drei Definitionen ein recht klares Bild darüber, was unter dem Druckpunkt zu verstehen ist. Jede für sich genommen ist jedoch nicht ausreichend, um ihn vollständig zu charakterisieren. RINDLE gibt eine Erklärung aus technischer Sicht, es fehlt allerdings der Bezug zum Hebelgefühl. SCHULTIS Definition ist zu weit gefasst, sodass theoretisch jeder Punkt entlang des Hebelwegs zutrifft, an dem ein Widerstand aufgrund des Druckaufbaus spürbar ist. Die letzte Definition beschränkt sich auf die Fahrzeugreaktion und gibt ebenfalls keine Aussage bzgl. des Hebelgefühls. Auf dieser Basis wird die folgende Definition für den Druckpunkt vorgeschlagen:

Der Druckpunkt einer Bremse ist die Position entlang des Bremshebelwegs, an der bei einer Betätigung ein signifikant mess- und fühlbarer Kraftanstieg am Bremshebel zu verzeichnen ist und sich bei einem bewegten Fahrzeug zusätzlich eine Verzögerung einstellt.

Je nach Ausprägung des Druckpunkts werden Beschreibungen wie „weich“, „schwammig“, „talgig“, „undefiniert“ oder „hart“, „knackig“, „definiert“ verwendet [11]. Interessant daran ist, dass der Druckpunkt trotz des Mangels an einer einheitlichen Definition sowie seinem subjektiven Charakter einer der zentralen Begriffe zur Charakterisierung von Motorradbremssystemen ist. Er wird vom Ingenieur meist subjektiv beurteilt. Auch seine Position entlang des Hebelwegs wird in der Regel in dieser Weise zugeordnet

Undefinierter Druckpunkt

Häufig wird bei der Beschreibung von weichen Bremsen von einem undefinierten Druckpunkt gesprochen. Die subjektive Wahrnehmung ist, dass dieser schlechter vom Menschen erfühlbar ist. Eine mögliche Erklärung für dieses Phänomen kann mit dem Weberschen Gesetz gegeben werden. Das Gesetz beschreibt, dass es einen gerade noch wahrnehmbaren Unterschied ΔR bezogen auf einen vorangehenden Reiz R gibt, der mit einem Sinnesorgan wahrgenommen werden kann (auch: differentielle Wahrnehmbarkeitsschwelle). Das Verhältnis k aus diesen Reizen ist konstant [19, S. 11].

$$k = \frac{\Delta R}{R} \quad (2.23)$$

Ein Beispiel dafür ist das Gewicht eines Gegenstands in der ruhenden Handfläche. Ein relativer Gewichtsunterschied von 2 % wird noch erkannt. Wird angenommen, dass der Mensch die

Bremsbetätigung nicht vollkommen kontinuierlich wahrnimmt, sondern in gewissem Maße diskret, dann ist es plausibel, dass bei breiten progressivem Mittenbereich in dem Kraft-Weg-Zusammenhang, wie er bei starkem Lufteintrag (Abbildung 2-18 und Abbildung 2-19) auftritt, kein ausgeprägter Druckpunkt mehr wahrgenommen werden kann. Der vorangehende Reiz unterscheidet sich zu geringfügig vom gerade spürbaren Reiz, sodass die differentielle Wahrnehmbarkeitsschwelle nicht erreicht wird.

Ein weiterer relevanter Punkt ist, dass der Mensch äußeren Kontaktdruck mithilfe von Berührrezeptoren in der Haut (auch: Mechanorezeptoren) wahrnimmt [2, S. 27]. Eine Besonderheit dieser Mechanorezeptoren ist, dass sie schnelle Reizänderungen intensiver wahrnehmen als langsame. Langsame Kraftanstiege am Bremshebel werden daher schlechter identifiziert und das Gefühl für den Druckpunkt schwindet.

2.3.4 Einfluss von Luft

Die Nichtlinearität des progressiven mittleren Bereichs der Kraft-Weg- und Druck-Weg-Kennlinie entsteht u.a. durch Effekte wie das Aufbalgen der Primärmanschette und das Komprimieren von Unebenheiten beim Anlegen der Bremsbeläge. Den potentiell stärksten Einfluss besitzt jedoch der Entlüftungsgrad der Bremsflüssigkeit. Zu einer erhöhten Kompressibilität führt dabei ungelöste Luft in Form von Blasen in der Bremsflüssigkeit. Gelöste Luft hat nahezu keinen Einfluss auf die Eigenschaften der Druckflüssigkeit. Auf die Lösungsvorgänge von Luft sei an dieser Stelle nicht näher eingegangen und auf eine parallel durchgeführte Bachelorarbeit [20] verwiesen. Mit der Annahme idealer Gase kann die Volumenänderung ungelöster Luft unter Druckeinfluss durch den folgenden Zusammenhang beschrieben werden [21, S. 18]:

$$\Delta V_{\text{air}} = V_{\text{air},0} \left(1 - \left(\frac{p_0}{p_0 + p_{\text{hydr}}} \right)^{\frac{1}{n}} \right) \quad (2.24)$$

mit $n = 1$ isotherme Zustandsänderung

$n = \kappa$ adiabate Zustandsänderung.

Abbildung 2-17 auf der folgenden Seite veranschaulicht die Kompression der Luft über dem Druck für eine isotherme Zustandsänderung. der Luft über dem Druck für eine isotherme Zustandsänderung. Dies trifft zu, da angenommen werden kann, dass die Bremsflüssigkeit die entstehende Wärme sofort aufnimmt [17, S. 174], [22, S. 11]. Die Volumenänderung strebt gegen 1, sodass das komplette Luftvolumen bei der Berechnung der Volumenaufnahme berücksichtigt werden sollte.

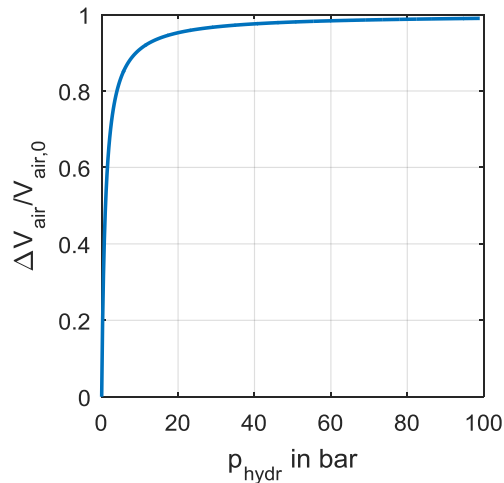


Abbildung 2-17 Volumenänderung von Luft unter Druckeinfluss für isotherme Zustandsänderung.

Die aufgrund der Luft erhöhte Volumenaufnahme verzögert und limitiert bei begrenztem Hub des druckerzeugenden Geberzylinders den Aufbau des Bremsdrucks. Der progressive Mittenbereich wird daher mit steigender Luftmenge breiter, wodurch sich der lineare dritte Bereich zu höheren Hebelwegen bzw. -winkeln verschiebt (Abbildung 2-18). Der Druckpunkt wird undefinierter. Als subjektiv bereits fühlbare Luftmenge bei Betätigung im Stand nennt RINDLE 0,1 ml [7, S. 89].

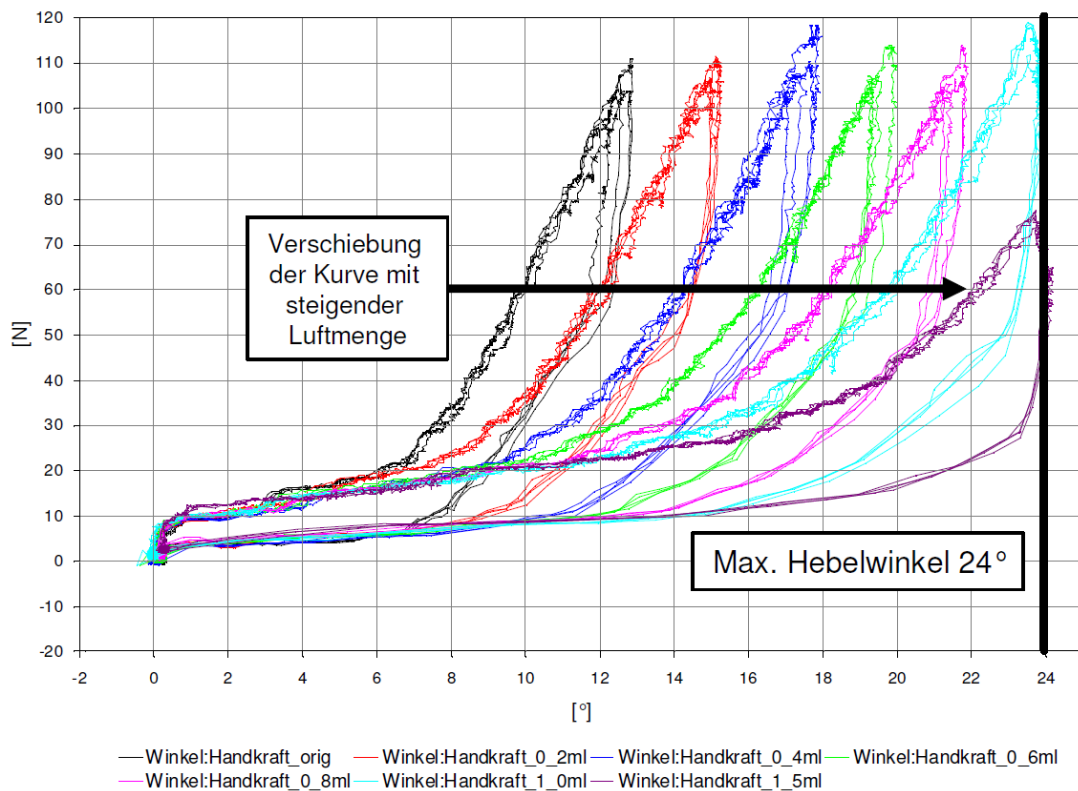


Abbildung 2-18 Handkraft-Winkel-Diagramm für verschiedene Mengen an Luft im Bremssystem [7, S. 90].

Um den erheblichen Einfluss von ungelöster Luft im Bremssystem nachzubilden wird eine Simulation auf der Basis eines mathematisch-physikalischen Modells der Bremse durchgeführt. Die Modellbeschreibung befindet sich in Anhang A.

Abbildung 2-19 zeigt die Simulationsergebnisse für eine Betätigung mit verschiedenen Mengen ungelöster Luft im System. Die Ergebnisse stimmen qualitativ gut mit den Untersuchungen von RINDLE überein. Die Ausgleichsbohrung schließt bei $s_{mc} = 2$ mm. Der maximale Kolbenhub ist bei $s_{mc} = 15$ mm markiert. Die Kennlinie ohne Luft weist keinen progressiven Bereich auf, weil auf die Modellierung von nicht linearem Kompressionsverhalten der Feststoffkörper und der Bremsflüssigkeit verzichtet wurde. Jede Progressivität ist daher auf die Existenz von Luft zurückzuführen. Aus dem Diagramm ist ersichtlich, dass die steigende Luftmenge eine proportionale Zunahme des Kolbenwegs s_{mc} zur Folge hat. Dies ist plausibel, weil sich die Luftmenge nach Gl. (2.24) proportional zum Volumenverlust verhält.

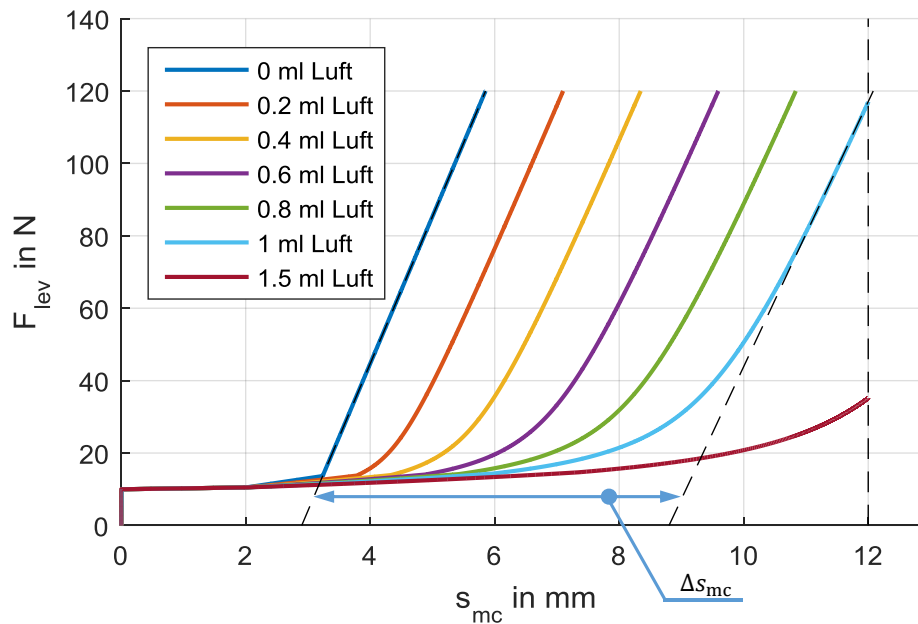


Abbildung 2-19 Simulierte Kraft-Weg-Kennlinie (Hebelkraft F_{lev} über Kolbenweg des Geberzylinders s_{mc}) für verschiedene Mengen ungelöster Luft im Bremssystem. Mittels Asymptoten an den Gradienten kann auf die Luftmenge im System geschlossen werden.

Basierend auf den Kennlinien ist es möglich, den Eintrag von ungelöster Luft präzise abzuschätzen [23, S. 7]. Dazu seien die beiden Kennlinien für 0 ml und 1 ml Luft betrachtet. Werden die Asymptoten des linearen dritten Bereichs bis zum Schnittpunkt mit der Abszisse verlängert, lässt sich die Differenz des Kolbenwegs Δs_{mc} ablesen, die aufgrund des zusätzlichen Volumenverlusts ΔV der ungelösten Luft entsteht. Mit Wissen des verdrängten Differenzvolumens, das sich mit dem Kolbendurchmesser der Betätigungseinrichtung berechnen lässt, kann der Lufteintrag ΔV_{air} bezogen auf den Referenzzustand folgendermaßen berechnet werden:

$$\Delta V_{air} = A_{mc} \Delta s_{mc} = \frac{(14 \text{ mm})^2}{4} \pi (12,1 - 5,9) \text{ mm} = 0,95 \text{ ml.} \quad (2.25)$$

Die Abweichung von 5 % entsteht einerseits wegen der nicht vollständigen Kompression der Luft. Bei dem erreichten Enddruck von $p_{hydr} = 33$ bar ist nach Abbildung 2-17 das Luftvolumen um 97 % komprimiert. Es sind andererseits weitere Fehler durch die manuell gebildeten Asymptoten und resultierende Ablesefehler denkbar. Für eine objektive Auswertung können die Asymptoten durch lineare Regression gebildet werden. SCHRANK ET AL [23, S. 7] geben keine Information dazu, wie die Asymptoten bei Ihren Auswertungen erstellt werden.

Für sehr große Luftmengen ist die Methode nicht mehr anwendbar, weil aufgrund des begrenzten Kolbenhubs nicht mehr genügend Bremsdruck aufgebaut werden kann, um den linearen Endbereich zum Anlegen der Asymptote zu erzeugen.

Einsetzen lässt sich die Methode, um bei einem Fahrzeug einen Luftertrag ggü. einem Referenzzustand anhand von Kraft-Weg-Messungen zu ermitteln. Ungenauigkeiten können dabei aufgrund von verändertem Systemverhalten entstehen. Weiterhin kann bei einer Umrechnung durch das mechanische Übersetzungsverhältnis i_{mech} eine systematische Abweichung einfließen, sofern am Hebel gemessen wird und das Verhältnis als konstant angenommen wird (Unterabschnitt 2.2.2). Um Ungenauigkeiten durch mechanische Einflüsse auszuschließen, kann statt der Kraft der Druck verwendet werden.

2.3.5 Bekannte Messeinrichtungen und -methoden

Im Folgenden werden aus Publikationen und Beobachtungen der industriellen Praxis der Motorradentwicklung bekannte Messeinrichtungen und -methoden aufgezeigt. Eine Patentrecherche bzgl. automatisierter Messeinrichtungen für Bremsen brachte keine relevanten Ergebnisse. Es ist davon auszugehen, dass derartige Messeinrichtungen nur in der Entwicklung der Motorradhersteller genutzt werden und der Öffentlichkeit daher nicht bekannt sind.

Automatische Messeinrichtung Handarmatur

Aus dem industriellen Umfeld der Motorradentwicklung ist eine automatische Messeinrichtung zur Messung der Hebelkraft und des Hebelwegs bekannt (Abbildung 2-20). Zur Betätigung des Bremshebels verwendet sie einen elektromechanischen Linearaktor (7) mit einem Umlenkhebel (2). Der Umlenkhebel besitzt an seinem einen Ende eine Rolle aus Kunststoff (1), die zur Krafteinleitung Bremshebel dient und rollend gelagert ist. Am anderen Ende befindet sich eine Teflonbeschichtung (4), welche die Reibung des angeschlossenen Gabelkopfes reduziert. Der Gabelkopf ist mit einer Metallhülse verbunden, die den Kraftsensor (5) aufnimmt. Insgesamt sind vier Lagerstellen (3) vorhanden, wovon sich drei in Kraftflussrichtung hinter dem Kraftsensor befinden. Die Reibung in den Lagern sowie das Abrollen der Rolle am Bremshebel führen bei Messungen zu Störeinträgen in das Kraftsignal.

Die Linearbewegung des Aktors wird aufgrund der resultierenden Kinematik des Umlenkhebels in eine Kreisbewegung am Bremshebel gewandelt. Diese Kreisbewegung verschiebt den Punkt der Krafteinleitung am Bremshebel und verändert den virtuellen Hebelarm des Linearaktors auf den Umlenkhebel während der Aktuierung. Die daraus entstehenden Einflüsse auf die Handkraft und den Hebelweg müssen bei der Messauswertung berücksichtigt werden, ansonsten entstehen systematische Messabweichungen. Der zurückgelegte Weg wird über einen Encoder im Linearmotor gemessen. Wenn die Verformungen der kraftübertragenden Elemente nicht berücksichtigt werden, verfälschen diese den gemessenen Hebelweg. Der quantitative Einfluss ist nicht bekannt. Vorteilhaft ggü. einer manuellen Betätigung per Hand, ist die Reproduzierbarkeit der Betätigungsparameter Kraft, Weg und Geschwindigkeit.

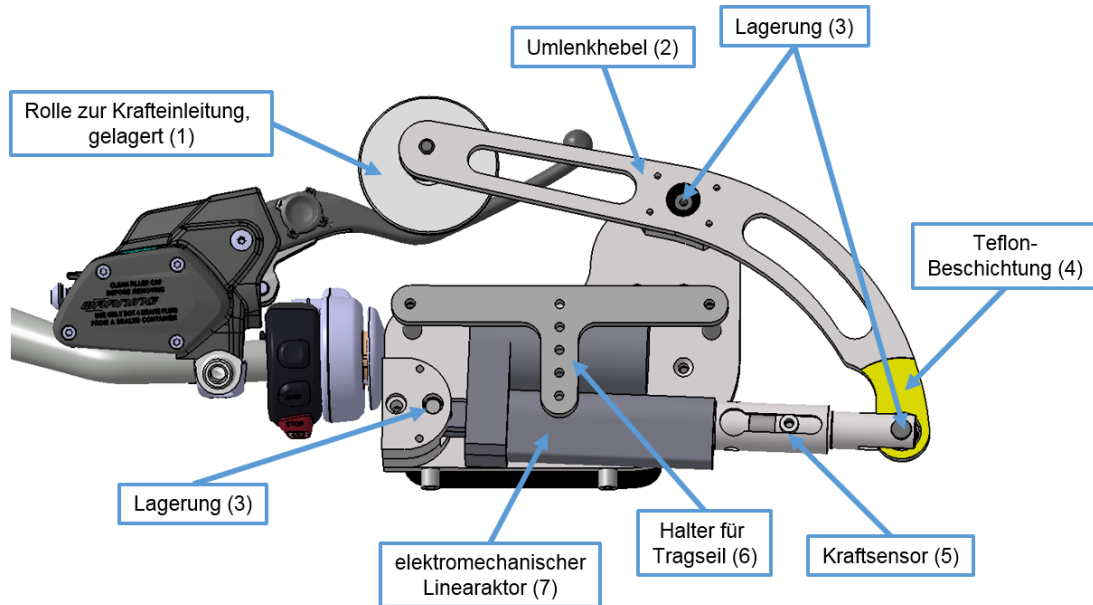


Abbildung 2-20 Messeinrichtung zur Messung der Hebelkraft und des Hebelwegs montiert am Lenker. Kräfteerzeugung und -übertragung mittels Linearaktor, Umlenkhebel und Kunststoffrolle.

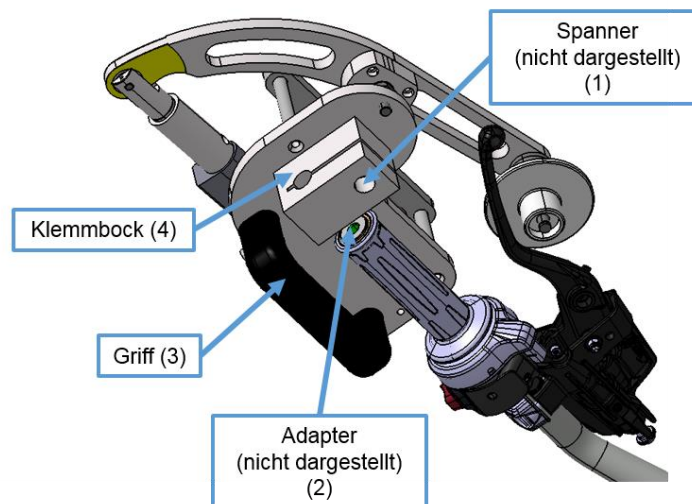


Abbildung 2-21 Montage der Messeinrichtung über einen am Lenkerende angeschraubten Adapter (2) und einen Klemmbock (4) mit Spanner (1).

Die Montage der Messeinrichtung erfolgt über das Lenkerende. Im Lenkerende befindet sich ein Gewinde, das andernfalls für die Aufnahme von Lenkergewichten dient. Über das Gewinde wird zunächst ein Adapter (2) angeschraubt, auf den der Klemmbock (4) der Messeinrichtung geschoben und mittels eines Spanners (1) arretiert wird (Abbildung 2-21). Ein Griff (3) erleichtert dabei das Handling der Messeinrichtung. Aufgrund der asymmetrischen Anordnung entstehen Biegebelastungen in den Übertragungselementen. Dies erfordert eine steife Ausführung. Eine weitere Messabweichung kann durch die Ausrichtung über die Auflage der Rolle auf den Bremshebel entstehen, wenn dieser nicht symmetrisch ist.

Zusammenfassend werden die folgenden Punkte für die Entwicklung der Messeinrichtungen berücksichtigt:

- Sensorik möglichst nah am Krafteinleitungspunkt platzieren.
- Möglichst wenig Lagerungen.
- Nichtlinearitäten durch Kinematiken vermeiden.
- Steife, direkte und symmetrische Kraftübertragung.
- Montage über Spannvorrichtung und vorher zu montierenden Adapter sinnvoll.
- Konstruktiv Gestaltung so, dass möglichst wenig Parametrierung und Umrechnung bei der Datenanalyse notwendig ist.

Bremsroboter Pkw

TRUTSCHEL merkt in seiner Dissertation an: „der systematische Einsatz automatischer Pedalbetätigungsverfahren („Bremsroboter“) ist nicht bekannt“ [2, S. 16]. Aus diesem Grund wird eigens ein Bremsroboter (Abbildung 2-22) entwickelt, der mittels hydraulischer Betätigung das Bremspedal kraft- oder weggeregelt aktuiert und den Pedalweg und die Pedalkraft misst. Zum genauen Aufbau und der Funktionsweise werden keine Angaben gemacht.



Abbildung 2-22 Bremsroboter mit hydraulischer Betätigung im Pkw (links: Prototyp, rechts: überarbeitete Ausführung [2, S. 45]).

Messungen mit manueller Betätigung

Der Großteil der Messungen zur Hebel- und Bremscharakteristik wird aufgrund der häufig subjektiven Bewertungsmethoden vom Versuchsingenieur durchgeführt. Die manuelle Betätigung wird hierbei über extern angebrachte Kraft- und Wegsensorik sowie die fahrzeuginternen Sensoren gemessen. Nach Bedarf wird mit weiteren externen Drucksensoren ergänzt. Die Reproduzierbarkeit und Darstellung der Versuchsparameter unterliegt teilweise großer Variation und ist abhängig von der Expertise und der Sorgfalt des Ingenieurs.

Abbildung 2-23 zeigt die verschiedenen eingesetzten Messmethoden. Zur Kraftmessung werden DMS-applizierte Bremshebel und Kraftmessdosen eingesetzt. Kraftmessdosen werden über geeignete Vorrichtungen integriert und bspw. über Metallbügel belastet. Die Wegmessung wird üblicherweise mit Linear- oder Winkelpotentiometern realisiert, die mittels Metallblechen am Lenker oder der HBA befestigt werden. Die Kalibrierung erfolgt in der Regel

durch die Messung von zwei Punkten und linearer Interpolation. Dabei entstehen im Falle des Linearpotentiometers systematische Messabweichungen aufgrund der Kinematik sowie durch die Kalibrierung selber beim Anlegen und Ablesen der Referenzlehre. Die Potentiometer weisen Reibungen auf, die in der Kraftmessung mitgemessen werden. An der Fußbremsanlage können, anders als bei der HBA, definierte Messgewichte an den Fußbremshebel gehängt werden. Es wird zumeist der Weg am HBZ mit Messschiebern manuell erfasst. Dies ist einerseits mühsam und fehleranfällig. In der Regel ist dabei der Druck statt der Kraft auszuwerten, da letztere nicht objektiv angesehen werden kann. Im Pkw-Bereich werden häufig einaxiale Kraftsensoren direkt auf dem Pedal montiert, sodass diese als Tritfläche genutzt werden [2, S. 15].

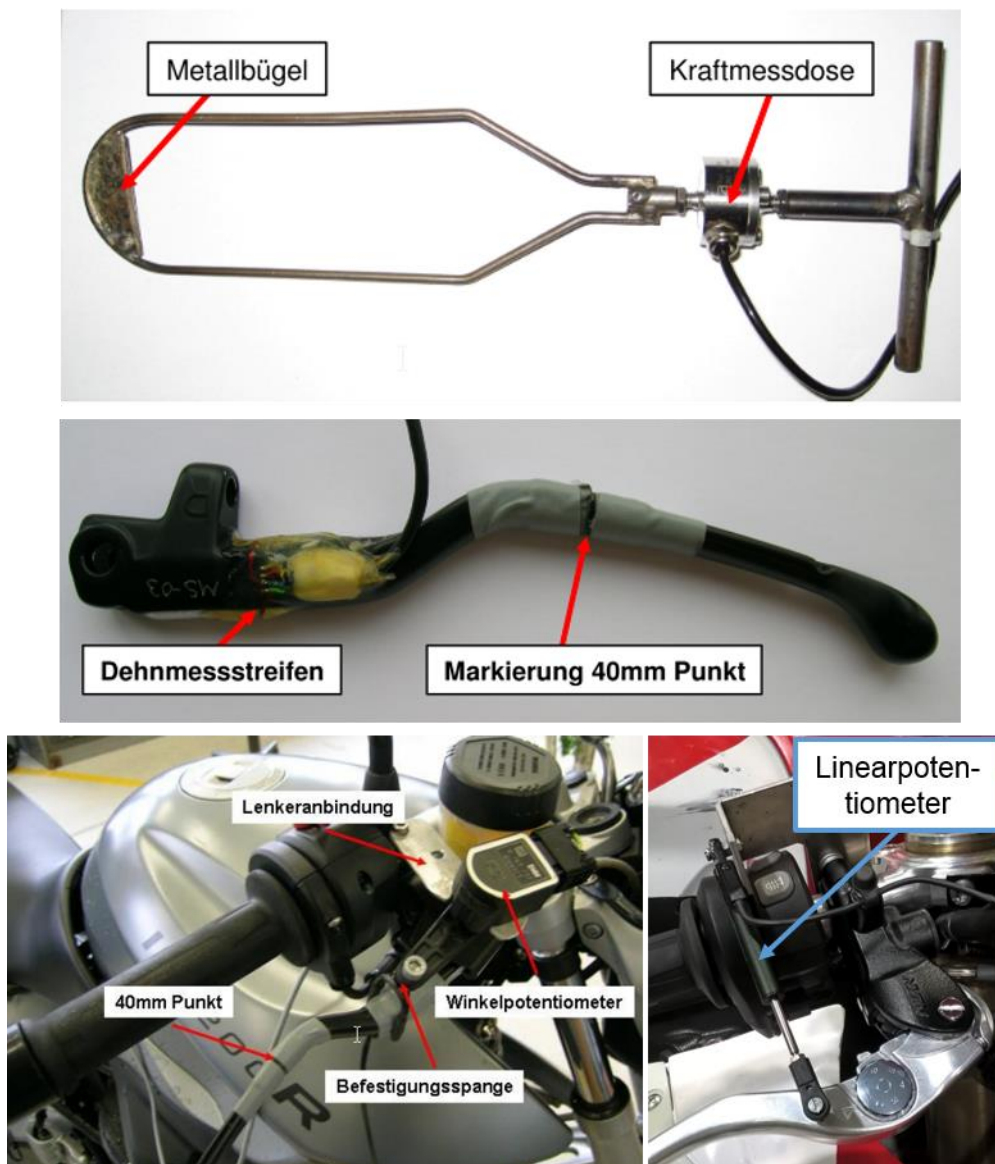


Abbildung 2-23 Verschiedene Messeinrichtungen zur Messung der Hebelkraft und des Hebelwegs bzw. -winkels am Motorrad. Oben: Kraftmessdose mit Metallbügel, Mitte: DMS-applizierter Bremshebel [7, S. 32], Unten links: DMS-applizierter Bremshebel mit Winkelpotentiometer [7, S. 43], Unten rechts: Linearpotentiometer.

In [24] wird eine optische Methode zur Pedalwinkelmessung bei Pkw vorgestellt. Diese nutzt einen Algorithmus, der aus Bildern in Seitenansicht des Bremspedals mittels Bildverarbeitungsmethoden eine Kantenerkennung durchführt und daraus den Pedalwinkel berechnet.

2.3.6 Systemanalyse von Bremssystemen

Bei der Systemanalyse von Bremsanlagen werden Simulationen, Messungen und theoretische Berechnungen durchgeführt, mittels denen der Einfluss konstruktiver Eigenschaften auf das Systemverhalten, insbesondere die Hebel- und Bremscharakteristik, untersucht wird. TRUTSCHEL gibt einen chronologischen Überblick der Publikationen, die das Thema bei Pkw-Bremsanlagen hinsichtlich des Pedalgefühls behandeln [2, S. 16]. Dabei sind simulative und experimentelle Methoden zu unterscheiden.

Die simulativen Methoden dienen hauptsächlich der Analyse einzelner Parametereinflüsse auf das Gesamtsystemverhalten. Sie können weiterhin dazu genutzt werden, Komponenteneigenschaften zu quantifizieren. Bspw. führen DAY ET AL [25] FEM-Berechnungen der Primärmanschette durch, um die Steifigkeit zu untersuchen. FEM Analysen werden ebenfalls in dieser Arbeit verwendet, um die Nachgiebigkeiten der Messeinrichtung zu ermitteln und diese zur Korrektur der daraus entstehenden Messabweichungen zu verwenden (Abschnitt 6.7).

Experimentelle Methoden umfassen meist statische und dynamische Messungen an Komponentenprüfständen mittels derer verschiedene Eigenschaften wie Reibungen, Dämpfungen, Volumenaufnahmen und Steifigkeiten identifiziert werden können. Diese werden zur Parametrierung und Validierung von Simulationen oder für theoretische Berechnungen verwendet [2, 25–27]. Im Kontext der Messeinrichtungen können diese wieder dazu genutzt werden systematische Messabweichungen zu korrigieren und den Einfluss mechanischer Größen auszublenden.

Als besonders wichtig sind hier sogenannte Strip-Methoden zu nennen, bei denen systematisch Komponenten aus der Messstrecke entfernt oder verändert werden, um deren Einflüsse quantifizieren zu können. Dies kann konkret auch am Gesamtfahrzeug erfolgen, indem die Ventile im ABS-Druckmodulator gezielt angesteuert werden. Wird das Einlassventil des Druckmodulators geschlossen, kann der Punkt *Ausgleichsbohrung schließt* detektiert werden, da sich durch die Ausblendung der weichen Komponenten ein stark fühlbarer Druckpunkt ausbildet. Eine weitere Möglichkeit die Ausgleichsbohrung zu detektieren kann ggf. durch Drucküberhöhung erfolgen. Dazu wird zunächst eine schnelle Betätigung durchgeführt, die zur Drucküberhöhung im System führt. Bei einer anschließenden Entlastung kann dann der Druckabfall in der Druck- und/oder Kraftmessung detektiert werden. RINDLE [7, S. 60] misst bei seinen Untersuchungen bei einer Winkelgeschwindigkeit von $\alpha_{1ev,f} = 60 \text{ }^\circ/\text{s}$ einen elffach höheren Druck im Arbeitsraum verglichen mit den Bremssätteln.

Um die mechanischen Kräfte der Betätigungseinrichtungen in Gl. (2.4) und (2.6) zu ermitteln, können diese ohne Bremsflüssigkeit und mit offenem Leitungsende vermessen werden.

Erkennung von fehlerhaftem Systemverhalten

Ein wichtiger Anwendungszweck der Messeinrichtungen ist die Detektion von fehlerhaftem Systemverhalten. Dies kann im Allgemeinen über signalgestützte, modellbasierte und heuristische Methoden erfolgen [28, S. 7]. Bei modellbasierten Methoden werden zur Fehlererkennung Residuen gebildet. Ein Residuum ist die Differenz zwischen einer gemessenen Prozessausgangsgröße und der Ausgangsgröße eines Modells, das diesen Prozess parallel modelliert. Bei fehlerfreiem Systemverhalten ergibt sich idealerweise ein Residuum von Null. Im Falle eines Fehlers stellt sich eine mehr oder weniger starke Abweichung von Null ein. Bei der Modellierung werden analytische und empirische Methoden unterschieden.

STRAKY ET AL [29] verwenden empirische Neuro-Fuzzy-Modelle, die mit dem Local Linear Model Tree (LOLIMOT) Algorithmus optimiert werden. Mit diesen erkennen sie über das Residuum des Drucks im HBZ Leckagen oder Luft im System.

RINDLE beschreibt die in der Pkw Produktion zur Kontrolle des Bremssystems angewandte Methodik [7, S. 81]. Diese umfasst eine Kraft-Weg-Messung und eine Leckageprüfung. Mittels eines Pedalweg-Pedalkraft-Diagramms und einem definierten Bereich für korrekt funktionierende Bremsen (i.O.) wird das zu prüfende Fahrzeug beurteilt. Liegt die Kurve außerhalb des i.O.-Bereichs oder weicht dessen Gradient stark ab, liegt ein Fehler vor. Bei der Leckageprüfung wird die Bremse für ein definiertes Zeitintervall mit Druck beaufschlagt. Eine Verlängerung des Pedalwegs in dieser Zeit deutet auf Leckagen hin. Durch die Kombination der beiden Diagnosen kann der Fehler in Leckage, mangelnde Befüllqualität oder weitere Fehler kategorisiert werden.

Zur groben Abschätzung der Menge ungelöster Luft im hinteren Bremskreislauf wird basierend auf der Methode aus Unterabschnitt 2.3.4 eine Messung mit Messgewichten und der präzisen Wegmessung am HBZ (Abschnitt 6.1) vorgeschlagen. Aus der Differenz eines erhöhten Hubs am HBZ verglichen zu einer Referenzmessung kann die Luftmenge nach Gl. (2.25) approximiert werden. Aufgrund einzelner Messwerte unterliegt dies statistischen Abweichungen, sodass wiederholte Messungen und Mittelwertbildung die Genauigkeit erhöhen können. Es ist dabei auf die möglichst identische Ausrichtung des Fahrzeugs zu achten.

2.4 Busprotokolle

Im Folgenden werden das CAN Bus und CANopen Bus Protokoll kurz vorgestellt. Beide Protokolle werden von den Messeinrichtungen zur Kommunikation verwendet (Abschnitt 5.8). CAN wird auf Fahrzeugseite sowie zur Erfassung der Messgrößen genutzt. Die Motorsteuerung wird mittels CANopen angesprochen.

Busprotokolle haben sich im Automobilbereich zur Datenübertragung u.a. aufgrund des stark reduzierten Kabelbedarfs und der geringen Störanfälligkeit durchgesetzt. Das CAN Protokoll wurde dazu als eines der ersten 1983 von Bosch entwickelt und nimmt bis heute in vielfältigen Anwendungen und Branchen einen wichtigen Platz in der Datenkommunikation ein.

2.4.1 CAN

Das Controller Area Network (CAN) ist ein serielles Busprotokoll zur Datenübertragung mit Raten bis zu 1 Mbit/s. Es ist im ISO 11898 Standard definiert. Durch die gemeinsam genutzten Datenleitungen werden Nachrichten auf dem Bus von allen Teilnehmern gehört (engl.: broadcast). Das Protokoll wird durch die ersten zwei Schichten (engl.: layer) des ISO/OSI-7-Schichtenmodells definiert, welches ein Referenzmodell für herstellerunabhängige Kommunikationssysteme darstellt [30]. Die erste Schicht, die sogenannte Bitübertragungsschicht (engl.: Physical Layer), definiert die physikalischen Eigenschaften des Protokolls, wie z.B. Kabel, Signalpegel, Übertragungsgeschwindigkeit usw. und besteht aus einer verdrehten Zweidrahtleitung mit Abschlusswiderständen von 120 Ohm an beiden Enden sowie einer zusätzlichen Groundleitung (Abbildung 2-24).

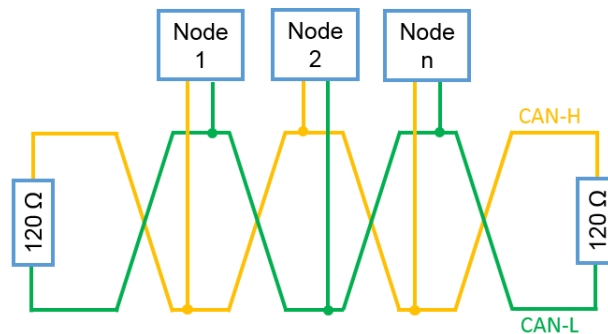


Abbildung 2-24 CAN Bustopologie mit verdrehter Zweidrahtleitung (CAN Ground nicht dargestellt) und Abschlusswiderständen.

Die verdrehten Leitungen ermöglichen eine hohe Störsicherheit, weil Störungen die differentiellen Signale in gleicher Richtung beeinflussen. Dies wird als Gleichtaktunterdrückung bezeichnet. Die zweite Schicht ist die Sicherungsschicht (engl.: Data Link Layer). Sie kann in zwei weitere Subschichten unterteilt werden und dient der Sicherstellung einer zuverlässigen und möglichst fehlerfreien Datenübertragung, indem der Zugriff auf das Übertragungsmedium z.B. durch definierte Nachrichtenformate geregelt wird. Dies umfasst außerdem den Umgang mit Fehlerverhalten. Einen umfassenden Überblick über die Eigenschaften und den funktionalen Aufbau des CAN Protokolls liefern [31–33].

2.4.2 CANopen

CANopen ist ein sogenanntes Higher Layer Protocol, weil es zusätzlich zum CAN Protokoll noch die Schicht 7, genauer die Anwendungsschicht (engl.: Application Layer), definiert. Innerhalb der Anwendungsschicht existiert das Kommunikationsprofil, mittels dem grundlegende Gerätedaten abgefragt und eingestellt werden können. Die dafür nötigen Kommunikationsobjekte sind neben Applikationsobjekten und weiteren im sogenannten Objektverzeichnis hinterlegt. Jedes Objekt besitzt einen 16-bit Index, der durch eine vierstellige Hexadezimalzahl ausgedrückt wird und weitere 255 Subindizes enthalten kann. Der Indexbereich 1000 bis 1FFF beinhaltet die Objekte des Kommunikationsprofils. Der Bereich von 2000 bis 9FFF beinhaltet die Applikationsobjekte, wobei 2000 bis 5FFF für Nutzerfunktionen und 6000 bis 9FFF für standardisierte Objekte reserviert sind [34]. Geräte- und Anwendungsprofile stellen eine standardisierte Definition des Objektverzeichnisses dar und erlauben Herstellerunabhängigkeit. Beispiele für Geräte- und Anwendungsprofile sind neben dem verwendeten Aktor, Sensoren und Regler (Standard CiA 404) und Aufzugssteuerungen (Standard CiA 417).

Die Kommunikationsobjekte können in folgende Kategorien gegliedert werden:

- Servicedatenobjekte (SDO) zur Parametrierung von Objektverzeichniseinträgen.
- Prozessdatenobjekte (PDO) zur Übermittlung von Echtzeitdaten.
- Netzwerkmanagement (NMT) zur Steuerung und Überwachung des Zustands der CANopen-Geräte (Statemachine).
- Weitere Objekte für Synchronisation (SYNC) und Fehler (EMCY).

SDO können mit beliebiger Länge übertragen werden. Dies wird ggf. durch die Aufteilung in mehrere Botschaften ermöglicht. PDO sind höher priorisiert als SDO und ermöglichen die Übertragung von Echtzeitdaten, wie z.B. die Position eines Aktors.

2.5 Dehnungsmessstreifen

An der vorderen Messeinrichtung werden DMS zur Kraftmessung verwendet, weshalb die relevanten Grundlagen im Folgenden erläutert werden. Dehnungsmessstreifen (DMS) bestehen aus einem mäanderförmigen elektrischen Leiter und werden üblicherweise als Folien-DMS gefertigt. Abbildung 2-25 zeigt den typischen Aufbau eines Folien-DMS mit metallischem Messgitter.

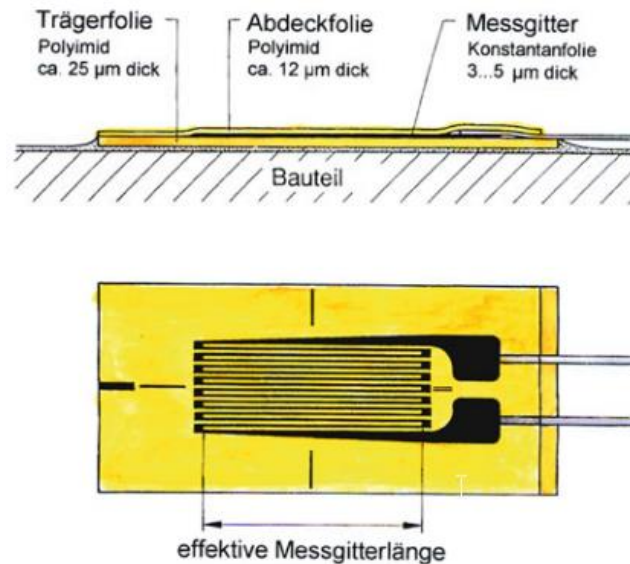


Abbildung 2-25 Prinzipieller Aufbau eines Standard-Folien-Dehnungsmessstreifens mit metallischem Messgitter [35, S. 15].

Auf ein Bauteil aufgeklebt wird jede Verformung auf den DMS übertragen. Mittels einer Widerstandsänderung ΔR wird die auftretende Bauteilverformung durch den DMS messbar. Die Widerstandsänderung entsteht durch die Längen- und Querschnittsänderung des Messgitters. Neben der mechanischen Dehnung ε des Messgitters in Längsrichtung erzeugen thermische Einflüsse, Kriechen und Querkontraktion eine Widerstandsänderung [35, S. 16]. Die durch den DMS gemessene Dehnung entspricht einem Mittelwert der Dehnung über der Messgitterlänge. Dies beeinflusst u.a. die Wahl der Messgitterlänge. An den Enden des DMS befinden sich mindestens zwei Kontaktstellen über die er in eine elektrische Brückenschaltung integriert werden kann. Die am häufigsten angewandte Verschaltung ist die Wheatstonesche Brückenschaltung.

2.5.1 Wheatstonesche Brückenschaltung

Die Wheatstonesche Brückenschaltung besteht aus zwei parallel geschalteten Spannungsteilern, die mit einer Speisespannung U_B an der einen und einer Messspannung U_M an der anderen Diagonalen beschaltet sind (Abbildung 2-26). Die Spannungsmessung bildet zwischen den Anschlusspunkten 1 und 4 eine Brücke und gibt der Schaltung ihren Namen. Entsprechend der Anzahl der eingesetzten DMS (4, 2, 1) wird die Schaltung als Voll-, Halb- oder Viertelbrücke bezeichnet. Die Brücke wird weiterhin als abgeglichen bezeichnet, wenn ihre Ausgangsspannung $U_M = 0 \text{ V}$ bei angelegter Speisespannung U_B beträgt.

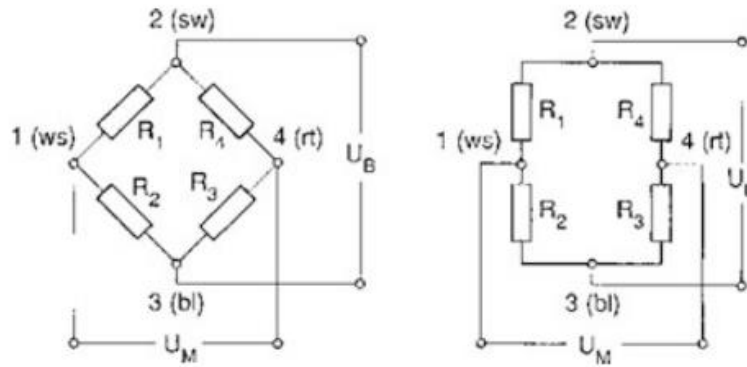


Abbildung 2-26 Verbreitete Darstellungsweisen der Wheatstoneschen Brückenschaltung mit bevorzugter farblicher Zuweisung der Signalleitungen [35, S. 142].
 $R_1 \dots R_4$ Widerstände der Brückenzweige 1 bis 4
 1 ... 4 Anschlusspunkte
 U_B Brückenspeisespannung
 U_M Brückenausgangsspannung (Messspannung)

Mithilfe der Maschenregel lässt sich die Brückengleichung aufstellen [35, S. 142]:

$$\frac{U_M}{U_B} = \frac{R_1}{R_1 + R_2} - \frac{R_4}{R_3 + R_4}. \quad (2.26)$$

An ihr wird deutlich, dass ein Abgleich für die folgenden Bedingungen vorliegt:

- $R_1 = R_2 = R_3 = R_4$
- $R_1 = R_2$ und $R_3 = R_4$
- $\frac{R_1}{R_2} = \frac{R_3}{R_4}$

Werden Widerstandsänderungen zugelassen und dabei sehr kleine Summanden herausgestrichen, folgt aus Gl. (7.8) die Grundgleichung der Wheatstoneschen Brückenschaltung zum Messen mit DMS [35, S. 143]:

$$\frac{U_M}{U_B} = \frac{\Delta R_1 - \Delta R_2 + \Delta R_3 - \Delta R_4}{2(2R_0 + \Delta R_1 + \Delta R_2 + \Delta R_3 + \Delta R_4)}. \quad (2.27)$$

Dabei steht R_0 für die Nennwiderstände, die in allen Zweigen als gleich angenommen werden. Ein wesentlicher Vorteil der Brückenschaltung ist, dass gleichgroße Widerstandsänderungen z.B. durch temperaturbedingte Dehnungen automatisch kompensiert werden. Außerdem erlaubt die abgegliche Ausgangsspannung von 0 V hohe Verstärkungen [36, S. 12]. Die Empfindlichkeit mit der sich der Widerstand über der Dehnung verändert, wird mit dem k-Faktor beschrieben:

$$\frac{\Delta R}{R} = k \varepsilon. \quad (2.28)$$

Je nach Anordnung der DMS auf dem Bauteil, sind die Widerstandsänderungen positiv oder negativ. Dies wird genutzt um das Ausgangssignal z.B. bei Biegebalken zu vergrößern. Abbildung 2-27 symbolisiert eine Vollbrücke mit gleichgesinnter Ausrichtung der DMS 1 und 3 sowie

quer dazu angeordneten DMS 2 und 4, wie sie bevorzugt für Zug-/Druckstäbe eingesetzt wird [36, S. 14]. Diese Anordnung kommt daher in der vorderen Messeinrichtung zum Einsatz.

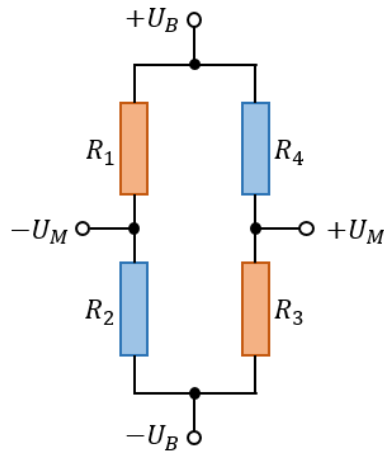


Abbildung 2-27 DMS Vollbrückenschaltung mit gleichgesinnten DMS 1 und 3 sowie quer dazu angeordneten DMS 2 und 4, wie sie bevorzugt bei Zug-/Druckstäben angewendet wird.

Wird für diese Anordnung die Gl. (7.8) in Gl. (2.27) eingesetzt und werden die gegenüber R_0 kleinen Widerstandsänderungen aus dem Nenner gestrichen, ergibt sich die folgende Beziehung:

$$\frac{U_M}{U_B} = \frac{1}{4} k \varepsilon (2 + 2\nu) = \frac{1}{4} k \varepsilon B. \quad (2.29)$$

Die von der Anordnung abhängigen Terme für die Dehnungen werden als Brückenfaktor B zusammengefasst.

2.6 Messabweichungen und -unsicherheiten

„Wird die Bestimmung einer Messgröße (z.B. Länge, Kraft, Zeit, ...) mehrfach durchgeführt, sei es an demselben Messobjekt oder an mehreren gleichartigen Messobjekten, so werden die dabei beobachteten Messwerte in der Regel voneinander abweichen.“ [37, S. 19]

Ein Messwert x wird daher korrekterweise immer mit seiner dazugehörigen Messabweichung εx angegeben:

$$(x \pm \varepsilon x) \cdot \text{Einheit}. \quad (2.30)$$

Bei Messergebnissen wird von Messunsicherheiten gesprochen. Neben der Angabe als Absolutwert können die Abweichungen und Unsicherheiten auch relativ angegeben werden:

$$\varepsilon x_{\text{rel}} = \frac{\varepsilon x}{x} \text{ bzw. } \varepsilon x_{\text{rel}} = \frac{\varepsilon x}{x} 100 \%. \quad (2.31)$$

Es werden zwei grundlegende Arten von Messabweichungen differenziert:

- Zufällige bzw. statistische Abweichungen ϵx_{sys} : Der Einfluss dieser Abweichungen kann reduziert werden, indem die Messung mehrfach unter gleichen Bedingungen wiederholt und ein Mittelwert oder eine Regressionsgerade gebildet wird. Wegen der regellosen Verteilung gelten die Gesetzmäßigkeiten der mathematischen Statistik. Beispiele sind: Ablesefehler, Reaktionszeit, Umwelteinflüsse wie Temperatur und Luftdruck.
- Systematische Abweichungen ϵx_{ran} : Diese Abweichungen können auch bei mehrfacher Wiederholung der Messung nicht verringert werden und sind in der Regel auf ungenaue Messmethoden oder Einflüsse der Messgeräte selbst zurückzuführen. Mittels genauer Kenntnisse über die systematischen Abweichungen können diese teilweise oder vollständig korrigiert werden.

In dieser Arbeit ist primär die Ermittlung und Berücksichtigung systematischer Abweichungen relevant, weshalb diese genauer betrachtet werden. Abweichend von der oberen Notation werden sie schlicht mit ϵx dargestellt.

Systematische Messabweichungen

Wenn das gemessene System oder dessen Eigenschaften durch die verwendete Messeinrichtung verändert werden, so wird das System inklusive der Messeinrichtung gemessen. Dieser Einfluss ist in der Regel durch Korrekturen nahezu vollständig reduzierbar. Bei systematischen Messabweichungen gilt jedoch: „Es gibt kein Kriterium, festzustellen, ob man alle Unsicherheiten erkannt hat, aber durch systematische Analyse können die meisten Unsicherheiten abgeschätzt werden [38].“ Diese sind bei Messgeräten bspw.: Skalierungsfehler, Nullpunktfehler, Nichtlinearität, Genauigkeitsklasse, Auflösung und Reproduzierbarkeit. Die beiden letztgenannten verhalten sich jedoch eher wie statistische Abweichungen und können als (pseudo-)statistischer Anteil der systematischen Messeinrichtungen betrachtet werden [38, S. 11]. Das gleiche gilt für einige der ermittelten Abweichungen der Messeinrichtungen, wie z.B. die Position der HBA (Unterabschnitt 5.4.1). Da statistische und systematische Abweichungen einer unterschiedlichen Behandlung bei deren Verknüpfung bedürfen, ist das Wissen über ihren Charakter von großer Bedeutung. Die Verknüpfung von Abweichungen wird bei der sogenannten *Fehlerfortpflanzung* behandelt.

Fehlerfortpflanzung

Messabweichungen von Messgrößen setzen sich in der Regel aus einzelnen Beträgen zusammen. Zusätzlich ist oft nicht nur die Abweichung einer einzelnen Messgröße gesucht, sondern die Gesamtgenauigkeit einer Größe, die mittels einer Formel berechnet wird. Der einfachste Ansatz dazu ist die *Größtfehlerbetrachtung*. Dazu wird zunächst die Gesamtabweichung ϵx_i für jede Messgröße x_i gebildet. Anschließend werden die Messgrößen so in die Formel eingesetzt, dass das Ergebnis jeweils maximal und minimal wird, woraus schließlich die gesuchte Gesamtgenauigkeit ermittelt wird. Ein Beispiel für die Berechnung einer Wegstrecke s :

$$s_{\max} = (v + \epsilon v)(t + \epsilon t) \qquad s_{\min} = (v - \epsilon v)(t - \epsilon t) \qquad (2.32)$$

$$\epsilon s = \frac{s_{\max} - s_{\min}}{2} \qquad (2.33)$$

Das Verfahren liefert im Allgemeinen zu große Werte, weil der statistische Zusammenhang von zufälligen Abweichungen nicht berücksichtigt wird. Es kann aber als „brauchbare Abschätzung“ [38, S. 14] bzw. Worst Case Betrachtung dienen.

Ein Verfahren, welches das statistische Verhalten von Abweichungen berücksichtigt, ist das *Gaußsche Fehlerfortpflanzungsgesetz* [37, S. 34]. Wird die gesuchte Größe y mittels der gemessenen Größen x_i berechnet, gilt:

$$y = F(x_1, x_2, \dots, x_n). \quad (2.34)$$

Wenn die n Messgrößen x_i unabhängig voneinander und die Messwerte normalverteilt sind, dann entspricht die absolute Messabweichung:

$$\epsilon y = \pm \sqrt{\sum_{i=1}^n \left(\frac{\delta y}{\delta x_i} \epsilon x_i \right)^2}. \quad (2.35)$$

Das je nach Komplexität der Funktion fehleranfällige partielle Ableiten kann in bestimmten Fällen durch Zerlegung in Einzelschritte und die anschließende Addition der Einzelabweichungen ersetzt werden [38, 16 f.]. Besteht die gesuchte Größe nur aus Summen oder Differenzen werden die partiellen Ableitungen zu $+1$ oder -1 , wodurch gilt:

$$\epsilon y = \pm \sqrt{\sum_{i=1}^n \epsilon x_i^2}. \quad (2.36)$$

Wird ferner die Differenz zweier Messgrößen mit identischen Abweichungen bestimmt, gilt:

$$\epsilon y = \sqrt{\epsilon x_1^2 + \epsilon x_2^2} = \sqrt{2} \epsilon x. \quad (2.37)$$

Befinden sich nur Produkte oder Quotienten in der gesuchten Größe, werden die partiellen Ableitungen zu $\epsilon x_i = \frac{y}{x_i}$, sodass für die relative Abweichung gilt:

$$\epsilon y_{\text{rel}} = \sqrt{\sum_{i=1}^n \frac{\epsilon x_i^2}{x_i^2}}. \quad (2.38)$$

Zusammenfassend ist zu beachten, dass statistisch unabhängige Abweichungen durch die quadratische und statistisch abhängige durch die lineare Addition zur Gesamtabweichung verknüpft werden. Für die Verknüpfung von systematischen und statistischen Abweichungen ist dies nicht offensichtlich. Es wird die lineare Addition gewählt, um im Zweifelsfall zu überschätzen.

Weil es sich bei den Messeinrichtungen um energiewandelnde Systeme mit Kraft- und Wegmessungen handelt, entstehen die größten systematischen Abweichungen durch Nachgiebigkeiten und Kinematiken. Diese werden während des Entwurfs identifiziert und in Abschnitt 6.7 aufgelistet. Auf dieser Basis werden die theoretischen Messunsicherheiten berechnet und Möglichkeiten zur Korrektur aufgezeigt.

3 Methodische Durchführung

Die Aufgabenstellung der vorliegenden Arbeit besteht darin, eine Messeinrichtung zur parametrischen Steifigkeitserfassung der Bremse zu entwickeln. Was unter der Steifigkeit der Bremse in diesem Zusammenhang zu verstehen ist, wurde in dem Abschnitt 2.3 geklärt. Aufgrund der getrennten und unterschiedlichen Betätigung von Vorder- und Hinterradbremse beim Motorrad, ist der Entwurf von zwei separaten Einheiten erforderlich. Bis auf die in Unterabschnitt 2.3.5 beschriebene automatische Betätigungseinrichtung sind keine technischen Vorbilder bekannt. Dies gilt insbesondere für die hintere Bremse. Bei dieser wird zunächst einmal ein Messkonzept mit objektivem und reproduzierbarem Charakter benötigt. Es handelt sich bei der vorliegenden Entwicklungsaufgabe dementsprechend um Neukonstruktionen [39, S. 8]. Neukonstruktionen erfordern im Vergleich zu Anpassungs- oder Variantenkonstruktionen das Durchlaufen aller vier Phasen der Produktentwicklung (PE), wie sie in Abbildung 3-1 dargestellt ist [40, S. 15]. KOLLER gibt in seinem Buch Konstruktionslehre für den Maschinenbau eine Einordnung technischer Gebilde anhand ihres Komplexitätsgrads, wobei Einrichtungen den zweithöchsten Grad neun von zehn aufweisen [41, S. 31].

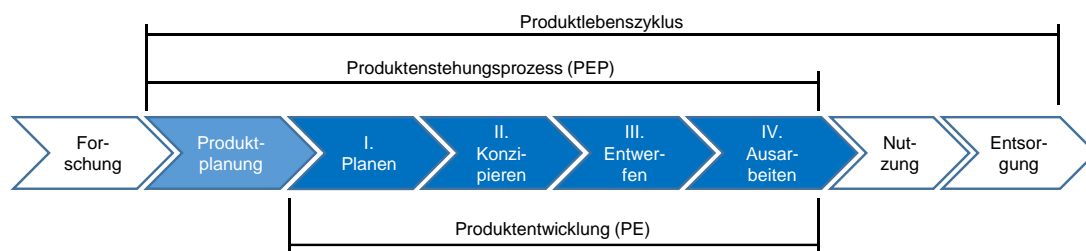


Abbildung 3-1 Phasen der Produktentstehung und –entwicklung mit den Phasen I bis IV des Konstruktionsprozesses nach [39, S. 4-7].

Der mit den Neukonstruktionen verbundene, umfangreiche Arbeitsaufwand sowie der hohe Komplexitätsgrad machen eine methodische Vorgehensweise zwingend erforderlich. Eine solche Vorgehensweise enthält die VDI Richtlinie 2221 in Form einer allgemein anwendbaren Konstruktions- und Entwicklungsmethodik [42]. Es wird die Norm in ihrer Fassung aus dem Jahr 1993 verwendet, da sich die Neuauflage von 2018 [43] einerseits noch im Entwurfsstatus befindet und andererseits aufgrund der Aktualität keine Behandlung in einschlägiger Literatur vorliegt. Weiterhin unterscheidet sich die grundsätzliche Vorgehensweise in der aktuellen Fassung hauptsächlich durch eine geringfügig feinere und flexiblere Aufgliederung der Arbeitsschritte.

Abbildung 3-2 veranschaulicht die Konstruktionsmethodik mit den notwendigen Arbeitsschritten und den daraus resultierenden Arbeitsergebnissen. Die Vorgehensweise mit der Gliederung in die Phasen Planen, Konzipieren, Entwerfen und Ausarbeiten, wie sie in Abbildung 3-1 dargestellt sind, ist aufgrund des übersichtlichen Ablaufs und des seriellen Charakters sehr gut für junge, unerfahrene Entwickler geeignet [39, S. 7]. Anzumerken ist, dass in der Regel ein iteratives Durchlaufen der Arbeitsschritte, auch Wiederholungszyklen

genannt, inkl. Auswahl-, Optimierungs- und Entscheidungsprozessen für verschiedene Lösungsvarianten erfolgt. Dabei kann es zu einer kontinuierlichen Anpassung und Ergänzung der Anforderungen kommen. Mit der Bearbeitung anhand der vier Phasen wird eine zunehmende Konkretisierung erreicht. Der Methodik liegt die Strategie zugrunde „vom Abstrakten oder Allgemeinen zum Konkreten, Besonderen“ [42, S. 5] zu arbeiten. Zusätzlich orientiert sich die Methode am Systemdenken der Systemtechnik (engl.: Systems Engineering), bei dem komplexe Systeme bzw. Probleme in kleinere Teilsysteme bzw. Teilprobleme aufgespaltet werden und die Gesamtlösung mithilfe der Teillösungen erarbeitet wird [42, S. 4]. Die weitere Gliederung der Arbeit orientiert sich an den vier Phasen.

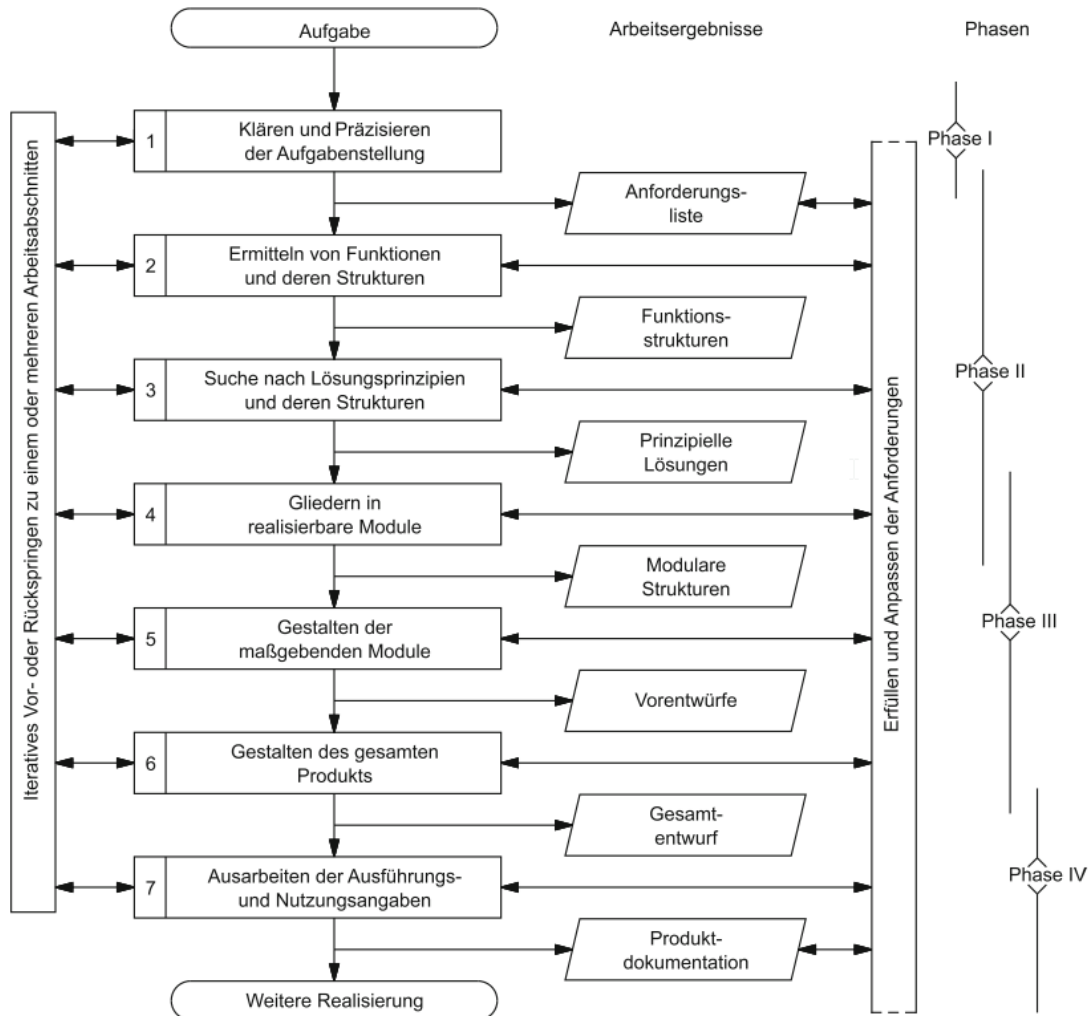


Abbildung 3-2 Generelles Vorgehen beim Entwickeln und Konstruieren gemäß VDI Richtlinie 2221 [42, S. 9].

Kapitel 4 umfasst die Planung. Diese bildet die Basis der späteren Arbeitsschritte und dient zur Klärung und Präzisierung der Aufgabenstellung. Mittels Berechnungen und Annahmen werden Anforderungen definiert und als Arbeitsergebnis in einer Anforderungsliste zusammengefasst. Die Anforderungsliste ist im Rahmen der erstellten Produktspezifikation als Anhang B zu finden.

In Kapitel 5 wird die Konzeption durchgeführt. Es werden zunächst die benötigten Funktionen der Einrichtungen anhand einer Funktionsstruktur spezifiziert. Mittels Marktrecherche werden geeignete Sensorik und Aktorik identifiziert und durch Argumentenbilanz vorausgewählt. Eine parametrische Studie der Geometrien der Betätigungseinrichtungen dient zur Evaluation der Montage am Fahrzeug und ermöglicht die spätere Modularisierung der Entwürfe. Da für die

hintere Messeinrichtung bisher kein Konzept mit automatischer Betätigung bekannt ist, wird die Kreativmethode 6-3-5 nach Rohrbach angewendet, um die Ideenquantität und –qualität zu steigern. Auf der Basis dieser Arbeiten werden nach einer Verträglichkeitsanalyse vorher definierter Restriktionen einige Konzepte ausgeschlossen und die einzelnen Prinziplösungen mithilfe des Morphologischen Kastens zu jeweils drei Lösungsvarianten kombiniert. Die Bewertung der Varianten und die Auswahl jeweils eines Konzepts erfolgt durch eine Nutzwertanalyse nach Zangemeister. Darauf folgt die Überführung in eine modulare Struktur und die Definition des Konzepts zur Ansteuerung und Signalaufzeichnung. Als Vorgriff auf die Realisierung auf Komponentenebene wird an dieser Stelle die Produktarchitektur am Beispiel der vorderen Messeinrichtung präsentiert.

Kapitel 6 beinhaltet den detaillierten Entwurf und die Ausarbeitung der Prinziplösungen und Lösungsvarianten. Mittels theoretischer Berechnungen der technischen Mechanik und Analysen mit der Finite Elemente Methode (FEM) werden die Nachgiebigkeiten kraftleitender Bauteile quantifiziert. Mit der Abschätzung daraus resultierender Messabweichungen werden diese daraufhin dimensioniert. Es werden weiterhin systematische Messabweichungen geometrischen und kinematischen Ursprungs sowie der Sensorik und durch Toleranzen identifiziert und quantifiziert. Auf dieser Grundlage wird mit der Gaußschen Fehlerfortpflanzung die Gesamtmessunsicherheit der Messgrößen abgeschätzt. Die Erkenntnisse fließen bei der Definition der Form- und Lagetoleranzen der zu fertigenden Komponenten ein. Letztlich wird kurz auf die durchgeführten Arbeiten zur Realisierung und den Stand der Messeinrichtungen eingegangen.

Zur Realisierung eines Produkts sind weitere Nebenprozesse notwendig. Diese umfassen das allgemeine Projektmanagement, Kostenmanagement, Qualitäts- und Risikomanagement sowie die Beschaffung und Fertigungsplanung. Diese Arbeiten sind zwingend erforderlich, aber größtenteils nicht sichtbar und daher in der Arbeit nicht näher beschrieben.

4 Planung

In diesem Kapitel werden ergänzende Erläuterungen zu der im Rahmen der Masterarbeit erstellten Produktspezifikation (Anhang B) gegeben. Diese dient in erster Linie zur Klärung und Präzisierung der Aufgabenstellung gemäß dem ersten Arbeitsschritt der VDI Entwicklungsmethodik (Kapitel 3). Als Arbeitsergebnis folgt aus diesem Schritt die Anforderungsliste, die sich am Ende der Produktspezifikation befindet. Die benötigten Leistungsdaten werden durch theoretische Berechnungen und Abschätzungen festgelegt. Die Produktspezifikation wird offen formuliert, sodass kein spezifischer Lösungsweg vor der Konzeption vorgegeben wird, um ein Maximum an Entwicklungsspielraum zuzulassen.

4.1 Verwendungszweck

Aus den Voruntersuchungen (Abschnitt 2.3) wird deutlich, dass das Steifigkeitsverhalten bei der Analyse des Bremssystems eine zentrale Rolle einnimmt. Zur erfolgreichen Messung des Steifigkeitsverhaltens wird primär eine hochgenaue Kraft-Weg-Messung benötigt, die für den objektiven Vergleich verschiedener Systeme aus definierten Messgrößen erstellt oder auf diese umgerechnet wird. Bspw. können eine Messung an den Bremshebeln und eine Umrechnung auf die Geberzylinderkolben oder umgekehrt erfolgen. Es wird daher nicht vorgegeben, ob die Messeinrichtung die Bremse an den Bremshebeln aktuieren soll, solange die objektive Vergleichbarkeit zwischen verschiedenen Fahrzeugexemplaren und –derivaten möglich ist. Es ist nötig Einflüsse durch fluiddynamische Effekte reduzieren zu können, sodass eine quasi-stationäre Betätigung mit niedriger Geschwindigkeit notwendig ist. Die Betätigung hat durch einen externen Aktuator zu erfolgen, um reproduzierbare Ergebnisse zu ermöglichen.

Aus den zwei unterschiedlichen Steifigkeiten im Kraft-Weg-Verhalten folgt, dass sowohl eine sehr hohe Auflösung und Genauigkeit bei kleinen Kräften und Wegen (Leerweg) als auch hohe Maximalkräfte und Wege für den gesamten Hubbereich (Druckaufbau) benötigt werden. Dies ist insbesondere wichtig, weil bei ungelöster Luft im System der Übergang zwischen diesen beiden Bereichen immer größer wird und zwingend abzubilden ist (Unterabschnitt 2.3.4). Die Messeinrichtung soll beide Bereiche aktuieren und messen können.

Da die Messeinrichtung zunächst ausschließlich für die Verwendung in der Forschung und Entwicklung bestimmt ist, wird keine Prozesstauglichkeit für die Serienfertigung gefordert. Bei Eigenschaften, die auf die Leistung und die definierten Anforderungen keinen negativen Einfluss haben, wird eine vorteilhafte Ausprägung für die Serienfertigung gewünscht.

Das Konzept der Messeinrichtung ist derart auszuführen, dass Montage und Einsatz prinzipiell an jedem Motorrad möglich sind. Die Anfertigung von fahrzeugspezifischen Adaptern ist gestattet, ist jedoch auf ein Minimum zu reduzieren. Die Demontage von Anbauteilen wie den Lenkergewichten, Handschützern, Spiegeln und den Bremshebeln ist gestattet. Eine bleibende Veränderung am Fahrzeug oder die mechanische Bearbeitung von Komponenten ist

nicht erlaubt. Die Messeinrichtung soll in einem Maße mobil sein, das den Transport zwischen Gebäuden und Fahrzeugen innerhalb der Werkstatt ermöglicht.

Die Messungen zur Steifigkeitserfassung sind unter Reduzierung möglicher Einflussfaktoren durchzuführen. Es werden daher Standmessungen mit abgeschaltetem Motor und ohne ABS-Regeung durchgeführt.

Für den geplanten Verwendungszweck werden zusammengefasst die folgenden Randbedingungen und Eigenschaften festgelegt:

- Mobile Montage bzw. Einsatz am Gesamtfahrzeug im Stand bei abgeschaltetem Motor ohne ABS-Regelung (Entfernen von Anbauteilen wie Lenkergewichten und Bremshebeln erlaubt, mechanische Bearbeitung oder etwaige Beschädigungen verboten).
- Einsatz in der Werkstatt (230 V AC und 12 V DC verfügbar, keine Witterungseinflüsse, keine Wasserdichtigkeit erforderlich).
- Messung von Kraft, Druck, Weg, Zeit der vorderen und hinteren Bremsbetätigung und Bereitstellung in einem zur Datenverarbeitung geeigneten Format.
- Betätigung der Bremse mittels Aktuator (kann pneumatisch, hydraulisch, elektromechanisch erfolgen).
- Keine Dauererprobungen.

4.2 Definition der Leistungsdaten

Im Folgenden werden anhand von Abschätzungen und theoretischen Berechnungen die Leistungsdaten: Betätigungskraft, Weg/Hub, Betätigungsgeschwindigkeit definiert. Diese stellen die zentralen Messgrößen der Messeinrichtung dar. Weiterhin werden die geforderten Messunsicherheiten dieser Größen definiert. Der Druck des Bremssystems soll über die interne Drucksensorik des ABS-Druckmodulators mitgemessen werden.

4.2.1 Betätigungskräfte

Eine erste Abschätzung für die benötigten Betätigungskräfte zur Bedienung von Motorradbremsen kann die Norm 93/14/EWG [44, S. 17] geben. Diese definiert die mindestens zu erreichenden Verzögerungswerte für Zweiräder und die dafür nötigen Bedienkräfte. Diese betragen:

- Handbetätigung ≤ 200 N.
- Fußbetätigung ≤ 350 N.

Bei der Handbetätigung wird von einem Kraftangriffspunkt im Abstand von 50 mm zum äußeren Ende des Bremshebels ausgegangen. Da höhere Betätigungskräfte höhere Steifigkeiten und größere Aktorik benötigen, welche wiederum das Gewicht erhöhen, ist es sinnvoll diese so minimal wie möglich zu halten. Aus Abbildung 2-11 und Abbildung 2-18 könnte bereits abgeleitet werden, dass eine Hebelkraft von $F_{1ev} = 150$ N an der Handbetätigung ausreichend ist, um alle Einsatzzwecke abzudecken. Um jedoch eine genauere Anforderung definieren zu können, wird eine Berechnung durchgeführt. Es werden Fahrsituationen betrachtet, in denen erwartungsgemäß die jeweils größten Bremskräfte an Vorder- und Hinterrad auftreten. Die

Massenträgheit der Räder sowie die Wirkungsgrade der hydraulischen Komponenten werden bei der Berechnung vernachlässigt und durch eine Sicherheit am Ende berücksichtigt.

Für die vordere Bremsanlage wird ein Abheben des Hinterrads (engl. *Stoppie*) gewählt. In diesem Fall lastet das gesamte Fahrzeuggewicht auf dem vorderen Rad. Die Vertikalkrafterhöhung aus dem dynamischen Radlasttransfer erhöht die absetzbare Bremskraft. Es ist ebenfalls eine Fahrzeugauslegung möglich, bei der das Kraftschlusspotential der Reifen nicht ausreicht, um ein Abheben des Hinterrads herbei zu führen. Niedrige Schwerpunkte und große Abstände des Schwerpunkts zum Vorderrad begünstigen diesen Fall. Die auftretenden Bremskräfte wären bei dieser Konstellation theoretisch größer. Dies stellt aber die Ausnahme dar, weshalb der vorher beschriebene Fall abgebildet wird. Für die Berechnung werden Daten angenommen, die einer vollbeladenen Reiseenduro entsprechen.

Abbildung 4-1 zeigt die am Fahrzeug angreifenden Kräfte und Hebelarme.

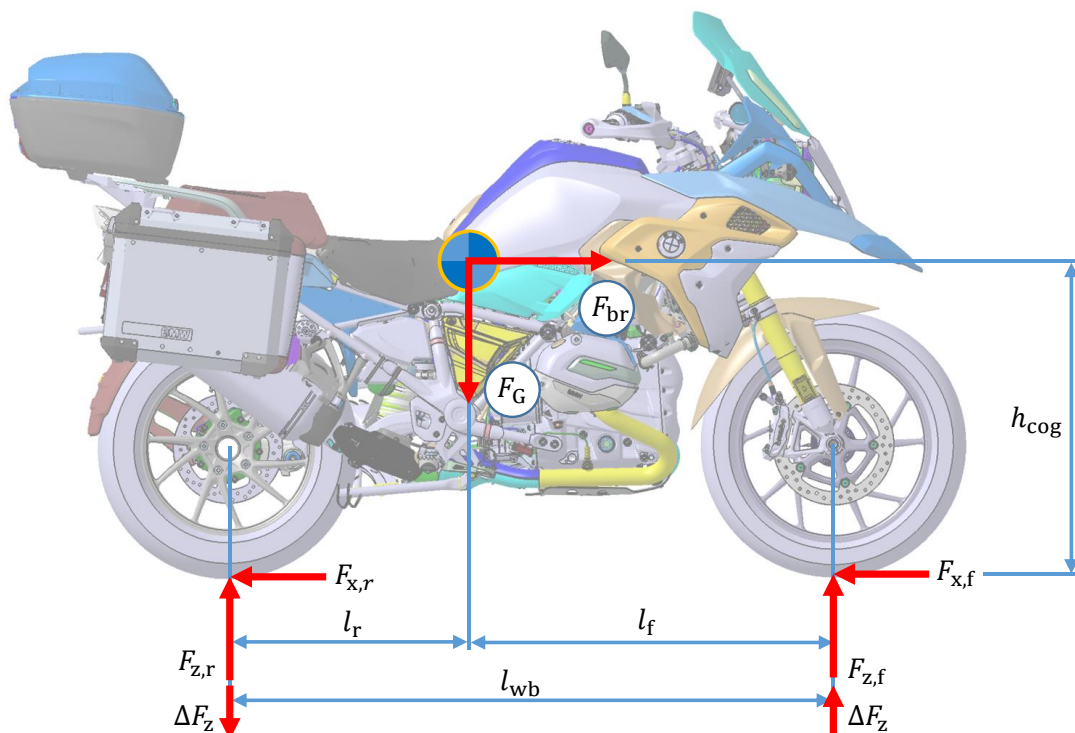


Abbildung 4-1 Radstand und Schwerpunktabstände zu den Rädern am Motorrad sowie Reifen- und Massenkräfte bei einer Bremsung.

Es wird das Momentengleichgewicht um den Schwerpunkt ohne Notation der dynamischen Radlastverlagerung $\Delta F_{z,i}$ aufgestellt:

$$\Sigma M: F_{x,f} h_{\text{cog}} - F_{z,f} l_f + F_{x,r} h_{\text{cog}} + F_{z,r} l_r = 0. \quad (4.1)$$

Da das gesamte Gewicht auf dem Vorderrad lastet, gilt:

$$F_{z,f} = F_G; F_{z,r} = 0; F_{x,r} = 0. \quad (4.2)$$

Aus Gl. (4.1) und Gl. (4.2) folgt die absetzbare Längskraft am Vorderrad (Reibwert Fahrbahn/Reifen: $\mu_{\text{tyre}} = 1$):

$$F_{x,f} = \frac{F_G l_f}{h_{\text{cog}}}. \quad (4.3)$$

Mit Gl. (2.15) kann aus der Reifenlängskraft auf die benötigte Handkraft geschlossen werden. Die mechanischen Kräfte $F_{\text{mech},f}$ werden angelehnt an Erfahrungswerte des Industriepartners angenommen.

$$F_{\text{lev},f} = \frac{F_{x,f}}{i_{\text{tot},f}} + F_{\text{mech},f} \quad (4.4)$$

$i_{\text{tot},f}$ folgt aus den Gl. (2.7) bis (2.16). Mit Gl. (2.2) kann die Kraft am Kolben berechnet werden. Der Bremsdruck folgt mit Gl. (2.4):

$$p_{\text{hydr},f} = \frac{(F_{\text{lev},f} - F_{\text{mech},f}) i_{\text{mech},f}}{A_{\text{mc},f}}. \quad (4.5)$$

Für die Hinterradbremse wird eine Bremsbetätigung an der Haftgrenze im ersten Moment einer Bremsung betrachtet, weil anschließend die Vertikalkraft aufgrund der dynamischen Radlaständerung sinkt. Dazu wird die statische Radlast am Hinterrad berechnet:

$$F_{z,r} = F_G \frac{l_f}{l_{\text{wb}}}. \quad (4.6)$$

Wird wieder ein Fahrbahnreibwert von $\mu_{\text{tyre}} = 1$ angenommen, gilt:

$$F_{x,r} = F_{z,r}. \quad (4.7)$$

Analog zur Berechnung am Vorderrad wird Gl. (7.8) nach der Fußkraft umgeformt. Da die Werte für $F_{\text{mech},r}$ bezogen auf den Geberzylinder vorliegen, wird sie auf die Betätigung am Bremshebel umgerechnet. Die Federkraft der Bremshebelfeder wird ebenfalls auf den Betätigungspunkt am Pedal bezogen und gilt für den maximalen Hub:

$$F_{\text{lev},r} = \frac{F_{x,f}}{i_{\text{tot},r}} + F_{\text{mech},r} i_{\text{mech},r} + F_{c,\text{lev},r,\text{max}}. \quad (4.8)$$

Die verwendete Parametrierung ist in Anhang C aufgeführt. Die Ergebnisse der Berechnungen sind in Tabelle 4.1 aufgelistet.

Tabelle 4.1 Berechnungsergebnisse für Bremsung vorne mit abhebendem Hinterrad und Bremsung hinten mit blockierendem Hinterrad.

Variable	Einheit	Wert	Variable	Einheit	Wert
Vorne			Hinten		
$F_{x,f}$	N	5504	$F_{x,r}$	N	2310
$F_{R,disc,tot,f}$	N	12455	$F_{R,disc,tot,r}$	N	5870
$F_{N,disc,tot,f}$	N	22646	$F_{N,disc,tot,r}$	N	10672
$p_{hydr,f}$	bar	35,2	$p_{hydr,r}$	bar	43,3
$F_{mc,f}$	N	622	$F_{mc,r}$	N	594
$F_{lev,f}$	N	156	$F_{lev,r}$	N	160
$i_{hydr,f}$	–	36,4	$i_{hydr,r}$	–	19,4
$i_{hydrMech,f}$	–	160,2	$i_{hydrMech,r}$	–	79,7
$i_{tot,f}$	–	38,9	$i_{tot,r}$	–	17,3
			$F_{c,lev,r,max}$	N	15

Mit einer Sicherheit von 15 % wird für beide Betätigungen eine Maximalkraft von:

$$F_{lev,max} = 180 \text{ N gefordert.}$$

Schrittweite

Neben der maximal zu erzeugenden Betätigungskraft wird auch die Schrittweite bzw. Auflösung definiert, mit welcher die Kraft in der Steuerung definiert werden kann. Dieser Wert wird mithilfe einer Betrachtung festgelegt.

Die aufzubringende Kraft im Bereich des Leerwegs beträgt ca. $F_{lev,f,0} = 10 \text{ N}$ (Abbildung 2-11). Wenn für diese Kraft Werte mit einer Basisauflösung von $res_{F_{lev,rel}} = 5 \%$ angesteuert werden sollen, ergibt sich eine absolute Auflösung von:

$$res_{F_{lev}} = F_{lev,f,0} \frac{res_{F_{lev,rel}}}{100 \%} = 10 \text{ N} \cdot \frac{5 \%}{100 \%} = 0,5 \text{ N.} \quad (4.9)$$

4.2.2 Weg/Hub

Die Aktuierung und Messung muss den gesamten Hebelweg bzw. Geberzylinderhub abdecken. Dies ist insbesondere bei ungelöster Luft im System notwendig, weil der Hebel bis zum Anschlag durchgezogen werden kann (Unterabschnitt 2.3.4). Durch die Handweitenverstellung und unterschiedliche Bremshebeln variiert der maximale Bremshebelweg. Als Maximalwert kann der verfügbare Hub des Geberzylinders herangezogen werden, der aus Bauteilschutzgründen in der Regel nicht ausgenutzt wird:

$$s_{lev,max} = s_{mc,max} i_{mech} = 60 \text{ mm.} \quad (4.10)$$

$$s_{mc,max} = 15 \text{ mm; } i_{mech} = 4$$

Mit einer Sicherheit von 10 % beträgt der geforderte Maximalhebelweg:

$$s_{lev,max} = 66 \text{ mm.}$$

Aktuiert die Messeinrichtung das Bremssystem an einem anderen Punkt, ist dies entsprechend umzurechnen.

Schrittweite

Analog zu den Betätigungskräften wird definiert, mit welcher Schrittweite der anzufahrende Hub eingestellt werden kann. Ein Leerweg von ca. $s_{mc,0} = 3,5 \text{ mm}$ entspricht einem Hebelweg von $s_{lev,0} = 14 \text{ mm}$, wie er etwa in Abbildung 2-11 zu sehen ist. Wird eine Basisauflösung von $res_{s_{lev,0,rel}} = 2 \%$ gefordert, entspricht dies der absoluten Auflösung:

$$res_{s_{lev}} = s_{lev,0} \frac{res_{s_{lev,0,rel}}}{100 \%} = 14 \text{ mm} \frac{2 \%}{100 \%} = 0,3 \text{ mm} \quad (4.11)$$

Zur Einschätzung: Der Durchmesser der Ausgleichsbohrung beträgt etwa 0,5 mm. Mit der definierten Schrittweite kann die Ausgleichsbohrung an sechs Positionen angefahren werden.

4.2.3 Betätigungsgeschwindigkeit

Bei einer schnellen Betätigung der Bremse kommt es aufgrund von geringen Strömungsquerschnitten in Hohlschrauben, Bremsleitungen, Ausgleichsbohrung usw. zu Drossel-effekten und damit Druckerhöhungen im Arbeitsraum des Geberzylinders. Es wird eine niedrige Betätigungsgeschwindigkeit benötigt, um Messungen unter Ausschluss dieser Drossel-effekte durchzuführen (Unterabschnitt 2.3.2). Dabei ist es wichtig, dass die Bewegung sanft und ruckelfrei erfolgt. Höhere Betätigungsgeschwindigkeiten sind entsprechend für die Untersuchung des dynamischen Verhaltens interessant. Im Rahmen von Untersuchungen zum Einfluss der Betätigungsgeschwindigkeit gibt RINDLE [7, S. 58] eine Zuordnung verschiedener Hebelwinkelgeschwindigkeiten zu entsprechenden Bremsmanövern. Diese sind inklusive der Umrechnung auf die 40 mm-Linie in Tabelle 4.2 aufgelistet.

Tabelle 4.2 Hebelwinkelgeschwindigkeiten und zugehörige Bremsmanöver an der vorderen Bremsbetätigung [7, S. 58] und Umrechnung auf die lineare Betätigung an der 40 mm-Linie.

°/s	mm/s	Manöver
~ 10	19	Sanftes Zubremsen zum Motorschleppmoment
~ 50	96	Gezielte Bremsung
~ 80	154	Reaktionsbremsung
~ 120	230	Sportliches Anbremsen auf Kehre
> 120	> 230	Schreckbremsung
bis 220	bis 422	Rennfahrer

Basierend auf den angegebenen Daten wird eine Betätigungsgeschwindigkeit von:

$$v_{lev} = 0 \dots 125 \frac{\text{mm}}{\text{s}} \text{ bei einer Auflösung von } res_{v_{lev}} = 1 \frac{\text{mm}}{\text{s}} \text{ gefordert.}$$

Da der primäre Einsatzzweck der Messeinrichtung quasi-stationäre Messungen sind, wird auf eine höhere Betätigungsgeschwindigkeit zugunsten geringerer Baugröße und eines geringeren Gewichts verzichtet. Die Geschwindigkeit ist zudem ausreichend, um zu evaluieren, ob das Schließen der Ausgleichsbohrung über eine Drucküberhöhung detektiert werden kann (Unterabschnitt 2.3.6).

4.2.4 Bremsdruck

Neben der Kraft ist auch der Bremsdruck von besonderem Interesse, weil dieser mechanische Kraftkomponenten durch Reibungen und Federn nicht beinhaltet und direkt zur Analyse eingeschlossener Luft verwendet werden kann (Unterabschnitt 2.3.4). Es wird daher gefordert, dass die Messeinrichtung den Bremsdruck aus der Sensorik des ABS-Druckmodulators sowie zusätzlich eingebrachter externer Drucksensoren aufzeichnen kann. Dies erfordert die Anbindung an die BUS-Kommunikation des Fahrzeugs. Darüber hinaus wird eine Ansteuerung der Ventile des Druckmodulators gewünscht, um diese während der Messung schließen zu können. Dies ist eine weitere Möglichkeit den Weg an dem die Ausgleichsbohrung schließt, zu ermitteln.

4.2.5 Messunsicherheit

Im Idealfall ist keine Messunsicherheit vorhanden, sodass die Messgrößen mit den vorliegenden Werten perfekt übereinstimmen. Da dies in der Realität niemals möglich ist, ist es notwendig eine Messunsicherheit zu definieren. Diese wird idealerweise aus der erforderlichen Genauigkeit für den angedachten Anwendungszweck abgeleitet. Im vorliegenden Fall ist dieser vielfältig und eine eindeutige Definition nicht trivial.

Einen Anhaltspunkt kann die *goldene Regel der Messtechnik* geben [45]. Diese besagt, dass bei der Auswahl von Standard-Messmitteln wie z.B. Messschiebern oder Bügelmessschrauben die maximal zulässige Fehlergrenze (engl.: *Maximum Permissible Error*, kurz: *MPE*) nur 10 % der zu messenden Toleranz betragen soll. Ist zum Beispiel ein Längenmaß mit einer Toleranz von 0,2 mm zu prüfen, dann darf das verwendete Messmittel maximal eine Messunsicherheit von $\epsilon_s = 0,02$ mm aufweisen.

Bei Übertragung der Regel auf den Anwendungsfall der Messeinrichtung kann die vorher definierte Schrittweite für die Ansteuerung der Größen Kraft, Weg und Geschwindigkeit als Toleranz festgelegt werden. Die maximal erlaubten Messunsicherheiten wären in diesem Fall:

- Kraft $\epsilon_{F_{lev}} = 0,05$ N
- Weg/Hub $\epsilon_{S_{lev}} = 0,03$ mm
- Geschwindigkeit $\epsilon_{v_{lev}} = 0,1$ mm/s.

Die erreichbare Messunsicherheit wird letztendlich vom späteren Entwurf und der ausgewählten Sensorik und Aktorik begrenzt. Bei der Recherche der Kraftsensorik zeigt sich, dass bereits dessen Messunsicherheit diese Werte übersteigt (Unterabschnitt 5.2.2). Die Unsicherheit wird bei Kraftsensoren in der Regel als Genauigkeitsklasse in % vom Messbereichsendwert angegeben. Zusätzlich zu der Messunsicherheit des Sensors entstehen Abweichungen durch die Messeinrichtung.

Es wird daher eine Unsicherheit gefordert, die einer Genauigkeitsklasse von 2 % entspricht:

$$\epsilon F_{\text{lev}} = \pm 2 \% \cdot F_{\text{lev,max}} = \pm 3,6 \text{ N.}$$

Falls diese Forderung an der hinteren Messeinrichtung ohne den Einsatz von Sonderlösungen nicht erfüllt werden kann, ist dies kein direktes Ausschlusskriterium, da bisher noch kein Konzept für eine automatische Messung bekannt ist. Auch mit einer größeren Messunsicherheit werden daher die bisher nicht verfügbaren Vorteile einer reproduzierbaren und objektiven Messung nutzbar gemacht. Für den Weg und die Geschwindigkeit werden die folgenden Werte festgelegt:

$$\epsilon s_{\text{lev}} = \pm 0,5 \text{ mm}$$

$$\epsilon v_{\text{lev}} = \pm 1 \frac{\text{mm}}{\text{s}}.$$

4.3 Sicherheit

Die zu entwickelnde Messeinrichtung erfüllt die Bedingungen gemäß der Maschinenrichtlinie in ihrer aktuellen Form 2006/42/EG nach welchen ein Erzeugnis als Maschine eingestuft wird [46, S. 16]. Auch wenn die Messeinrichtung nur von geschulten Ingenieuren innerhalb der Entwicklung eingesetzt wird, ist es empfehlenswert, die Bestimmungen der Maschinenrichtlinie bei der Entwicklung der Messeinrichtung zu berücksichtigen. Die Maschine soll derart konstruiert sein, dass Personen zu keiner Zeit einer Gefährdung ausgesetzt sind. Die Einhaltung der Richtlinie umfasst die folgenden Punkte:

1. Risikobeurteilung
2. Sicheres Konstruieren
3. Technische Unterlagen
4. Betriebsanleitung
5. Konformitätsbewertungsverfahren
6. Konformitätserklärung
7. CE-Kennzeichnung.

Bei der Minderung von Risiken ist das Drei-Stufen-Modell zu befolgen:

- Stufe 1: Risiko beseitigen oder minimieren (Konstruktive Maßnahmen haben Vorrang)
- Stufe 2: Schutzmaßnahmen (z.B. Gitter)
- Stufe 3: Informationen (z.B. Warnhinweise auf der Maschine).

Für diese Arbeit wird die Aufmerksamkeit hauptsächlich auf die Minimierung von vermeidbaren Risiken gelegt. Eine vollumfängliche Konformität mit der Maschinenrichtlinie ist aufgrund des begrenzten Rahmens nicht möglich.

4.3.1 Risikobeurteilung

Die Risikobeurteilung dient der frühzeitigen Ermittlung aller Risiken, die von der Maschine ausgehen können und deren Vermeidung, z.B. durch konstruktive Maßnahmen. Der Prozess der Risikobeurteilung besteht aus den drei Schritten:

1. Risikoanalyse
2. Risikobewertung
3. Risikominderung

Die Schritte werden wiederholt, bis das Risiko abgestellt ist oder nur noch ein akzeptables Restrisiko verbleibt.

4.4 Sonstiges

Definition von Betriebsparametern

Die Angabe der Betriebsparameter ist in der Betriebssoftware der Messeinrichtung zu ermöglichen. Dies umfasst die Definition der Geschwindigkeit und eines Schwellwerts für die Kraft, den Druck oder den Weg. Die Parameter sollen abgespeichert und geladen werden können.

Relativer Nullpunkt

Zur korrekten Auswertung ist es notwendig, die Position zu kennen, ab welcher der Bremshebel initial betätigt wird. Dies kann entweder durch eine Nullpunktkalibrierung bei der Vermessung oder in der späteren Auswertung der Messungen erfolgen. Erfolgt die Kalibrierung während der Messung, ist ein Profil bereitzustellen, das diese Aufgabe übernimmt.

Montage

Es wird gewünscht, dass die Rüstzeit 15 min nicht übersteigt. Die am Fahrzeug zu montierenden Teile dürfen ein Gewicht von 3 kg nicht überschreiten.

5 Konzeption

Basierend auf Produktspezifikation erfolgt im Folgenden die Konzeption der Messeinrichtung. Diese umfasst die Arbeitsschritte 2 bis 4 der VDI-Entwicklungsmethodik (Kapitel 3). Basierend auf den ermittelten Funktionen werden die Sensorik und Aktorik ausgewählt und das Konzept zur Montage festgelegt. Die vorhandenen Lösungsprinzipien werden mithilfe des morphologischen Kastens zu Lösungsvarianten kombiniert und durch Nutzwertanalysen bewertet und ausgewählt. Anschließend werden die ausgewählten Lösungsvarianten in Module gruppiert und detailliert. Letztlich wird das Konzept zur Ansteuerung und Signalaufzeichnung definiert.

5.1 Funktionsstruktur

Die grundlegende Funktionalität wurde bereits bei der Erstellung der Produktspezifikation in Kapitel 4 definiert. Trotzdem ist es bei der Entwicklung hilfreich das zu entwickelnde System funktional und lösungsneutral zusätzlich in einer abstrahierten Form darzustellen. Dies kann mithilfe einer Funktionsstruktur erfolgen [39, S. 154]. Gemäß dem verwendeten Leitsatz „vom Abstrakten zum Konkreten“ ist es zu Beginn empfehlenswert, die Gesamtfunktion, auch Wesenskern genannt, zu formulieren. Diese wird wie folgt festgelegt:

Messung des Steifigkeitsverhaltens des vorderen und hinteren Bremssystems von Motorrädern mittels einer automatischen Betätigung am Gesamtfahrzeug.

Ausgehend von der Gesamtfunktion werden die weiteren Teilfunktionen in Ebenen immer feiner aufgegliedert. In der Praxis ist es jedoch sinnvoll dies bis auf die letzte Ebene der Elementar- oder Einzelfunktionen durchzuführen, da schnell der Überblick verloren geht und einige Funktionen zu Beginn noch nicht bekannt sind. In der Regel wird daher mit der dritten oder vierten Ebene in die Konzeptphase übergegangen [39, 155 f.]. Die Funktionsstruktur bis zur dritten Ebene für die Messeinrichtungen zeigt Abbildung 5-1.

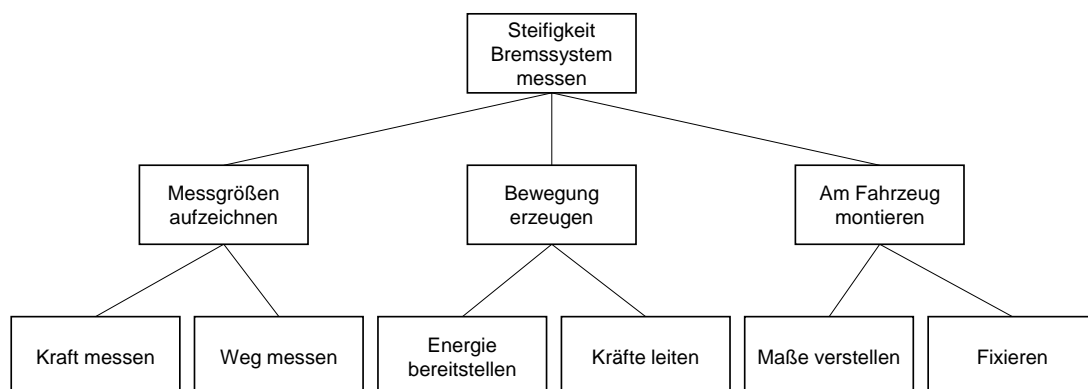


Abbildung 5-1 Funktionsstruktur mit drei Ebenen für die zu entwickelnden Bremsenmesseinrichtungen. Messgröße Druck nicht dargestellt, weil diese aus der Fahrzeugsensorik resultiert.

Nun besteht die Aufgabe darin, die definierten Teilfunktionen mittels konkreter Wirkprinzipien und Bauelemente zu realisieren. Im ersten Schritt der Lösungsfindung werden dazu nachfolgend die Messgrößen objektiviert und geeignete Sensoren gesucht, potenziell geeignete Aktoren verglichen und Linearführungen aufgezeigt sowie eine Studie der an den Bremsbetätigungen vorliegenden Parameter durchgeführt, um Montagemöglichkeiten zu identifizieren.

Analog zur Funktionsstruktur existiert die sogenannte Produktstruktur, welche die Lösung anhand der Bauelemente physisch und lösungseinschränkend beschreibt. Mit den festgelegten Komponenten ist es dann möglich, die sogenannte METUS Raute (Abschnitt 5.9) zu erstellen, die beide Strukturen vereint und das Produkt übersichtlich beschreibt.

5.2 Messgrößen aufzeichnen

In diesem Abschnitt wird untersucht, welche Konsequenzen sich durch die Messung am Hebel oder bei direkter Betätigung am Geberzylinder ergeben, indem die dabei entstehenden Abweichungen quantifiziert werden. Im Anschluss wird geeignete Sensorik evaluiert.

5.2.1 Objektivierung der Messgrößen

Die wichtigsten Messgrößen zur Beurteilung des Steifigkeitsverhaltens der Bremse sind der Hebelweg s_{lev} , die Hebelkraft F_{lev} und der Bremsdruck p_{hydr} (Unterabschnitt 2.3.1). Aus Unterabschnitt 2.2.2 ist jedoch offensichtlich, dass die Messung aus Fahrersicht mit den Messgrößen Hebelkraft und Hebelweg durch Reibungen der Bremshebelmechanik, nicht lineare Übersetzungen und Verformungen der Bauteile beeinflusst werden, sodass abhängig vom vermessenen Fahrzeug bzw. dem aktuellen Zustand des Bremssystems unterschiedliche Messungenauigkeiten resultieren. Weil bei Lufteintrag in die Bremse primär das hydraulische Verhalten eine Rolle zur Systemdiagnose spielt (Unterabschnitt 2.3.4), kann in erster Linie der Bremsdruck anstatt der Hebelkraft analysiert werden. Die im Druckmodulator integrierte Sensorik weist allerdings nur eine relativ geringe Auflösung von 0,5 bar auf und es fließt weiterhin die Messungenauigkeit des Hebelwegs ein. Es liegt daher nahe eine Messung direkt am Kolben des Geberzylinders durchzuführen, um diese Messungenauigkeiten aus der Messkette zu entfernen und die Vergleichbarkeit zwischen verschiedenen Motorrädern herzustellen. Ob dies aufgrund der unterschiedlichen Ausprägungen der Bremsarmaturen geometrisch realisierbar ist, wird in Abschnitt 5.4 untersucht.

An dieser ist noch offen, wie die objektive Messung der hinteren Betätigungseinrichtung erfolgen kann. Aufgrund der begrenzten Pedalfläche ist eine Aktuierung entlang einer festen Wirkungslinie, wie sie vorne möglich ist, nur mit erheblichen konstruktiven Aufwand zu realisieren. Die enormen Unterschiede in der Ausführung verschiedener Fußbremshebel erschweren dies zusätzlich. Prinzipiell kommen drei Möglichkeiten der Messung in Frage. Zum einen eine direkte Aktuierung und Messung am Kolben des Geberzylinders. Weiterhin kann eine einzelne Messung am Fußbremshebel mit genauer Kenntnis der Kraftwirkungsrichtung erfolgen, entweder linear oder rotatorisch. Bei der Betätigung ist abhängig von der Ausführung ggf. die Berücksichtigung eines veränderlichen Hebelarms l_2 aufgrund einer Kinematik notwendig. Zuletzt besteht die Möglichkeit mittels zwei Wegmessungen eine momentane Übersetzung zu berechnen. Dies erlaubt die Umrechnung einer Betätigung am Fußbremshebel auf die Kolbenachse. Die Methode ist attraktiv, weil eine aufwendige Ausrichtung der

Messeinrichtung nicht notwendig ist. Diese ist unter realen Bedingungen insbesondere bei separaten Montagevorgängen aufgrund von Toleranzen ohnehin schwierig mit hoher Präzision durchzuführen. Bei der Messung am Bremshebel ist zusätzlich die Feder am Fußbremshebel sowie wegen der horizontalen Ausrichtung das Eigengewicht des Pedals zu berücksichtigen. Nachfolgend werden Messungenauigkeiten analysiert, die aufgrund der Bremshebelkinematik entstehen.

Abweichungen durch Kinematik vorne

Zur Analyse wird die Handarmatur eines der Zielfahrzeuge untersucht. In Abbildung 5-2 ist das berechnete Übersetzungsverhältnis $i_{\text{mech},f}(s_{\text{lev}})$ dargestellt. Da das Verhältnis aus den Differenzwerten des Hebel- und Kolbenwegs berechnet wird, liegt für die initiale Hebelstellung kein Wert vor. Über den Hub verringert sich das Übersetzungsverhältnis zunächst und steigt ab ca. $s_{\text{lev}} = 34$ mm wieder an. Dies ist mit der Richtungsumkehr der Schwenkbewegung der Kolbenstange zu begründen. Das Verhalten ist deutlich in der prozentualen Abweichung $\epsilon i_{\text{mech},f}$ zu sehen. Die Abweichung bezieht sich auf ein konstant angenommenes Übersetzungsverhältnis von $i_{\text{mech},f} = 4,48$ berechnet nach Gl. (2.1). Die maximale Abweichung beträgt ca. $\epsilon i_{\text{mech},f} = 8$ %. Bei einer Umrechnung des Hebelwegs s_{lev} auf den Weg am Geberzylinderkolben s_{mc} ist die Kinematik daher zu berücksichtigen.

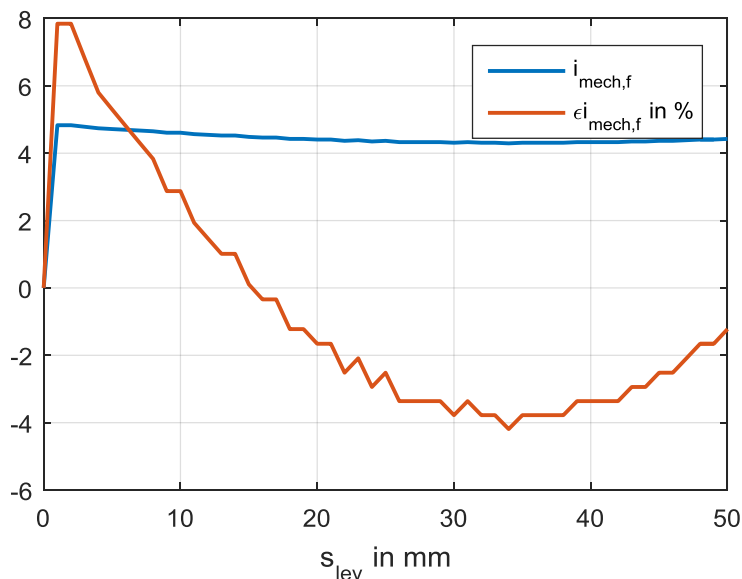


Abbildung 5-2 Nicht lineares Übersetzungsverhältnis $i_{\text{mech},f}$ hervorgerufen durch Kinematik Bremshebelmechanik und Fehler $\epsilon i_{\text{mech},f}$ bezogen auf ein konstant angenommenes Verhältnis (Griffweitenverstellung Stufe 3).

Abweichungen durch Kinematik hinten (HBZ)

Hinten wird die Analyse auf die Kinematik der Kolbenstange des HBZ beschränkt, weil aus den Vorüberlegungen eine Referenzmessung am HBZ am sinnvollsten erscheint. Abbildung 5-3 auf der nächsten Seite enthält die Abweichung $\epsilon s_{\text{mc},r}$. Die Kinematik entspricht einem Schubkurbelgetriebe, sodass der untere Anlenkpunkt der Kolbenstange durch das seitliche Auswandern einen zusätzlichen Weg in Richtung der Betätigung zurücklegt. Der maximale relative Abweichung beträgt ca. $\epsilon s_{\text{mc},r} = 0,4$ %.

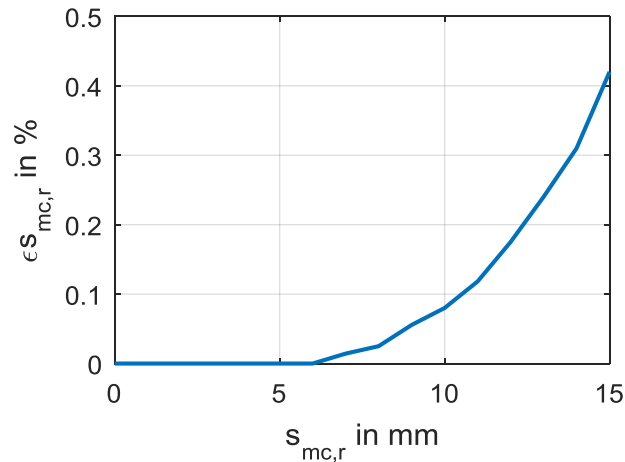


Abbildung 5-3 Abweichung $\epsilon s_{mc,r}$ aufgrund der Kinematik bei einer Wegmessung an der Kolbenstange der hinteren Bremsbetätigung.

5.2.2 Kraftsensorik

Zur Messung von Kräften haben sich zwei Prinzipien durchgesetzt. Dies sind Piezoelektrische Sensoren und Kraftaufnehmer, die auf Dehnungsmessstreifen (Abschnitt 2.5) basieren. Die beiden Prinzipien besitzen verschiedene Vor- und Nachteile. Piezosensoren weisen eine sehr hohe Steifigkeit auf, wodurch bei Belastung nur geringe Verformungen entstehen, sodass sie einerseits eine weglose Kraftmessung ermöglichen und andererseits eine hohe Resonanzfrequenz aufweisen und dadurch hervorragend für dynamische Messungen geeignet sind. Je größer die zu messenden Lasten sind, desto steifer werden auch DMS-basierte Kraftaufnehmer, sodass diese bei großen Kräften wieder überlegen sein können. Ein wesentlicher Vorteil bei der Messung mit DMS ist die Wheatstonesche Brückenschaltung (Unterabschnitt 2.5.1), die es erlaubt, Fehlereinflüsse wie Temperatureffekte, Linearität oder Biegemomenteneinflüsse zu kompensieren. Weiterhin können sie statisch sehr präzise kalibriert werden und weisen aufgrund darauf ausgelegter Federkörper eine optimale Reproduzierbarkeit auf. Daneben besitzen sie ein geringes Kriechverhalten. Im Gegenteil dazu weisen Piezosensoren eine prinzipbedingte, kraftunabhängige Drift auf, die sich dementsprechend besonders bei geringen Kräften über lange Zeiträume bemerkbar macht [47].

Mit Berücksichtigung des Anwendungszwecks hat die erreichbare Dynamik einen untergeordneten Stellenwert. Wichtig dagegen sind eine hohe Reproduzierbarkeit und gute Kalibrierbarkeit sowie die Möglichkeit der Kompensation von Einflüssen, sodass für die Messeinrichtung DMS-basierte Sensorik besser geeignet ist.

Auf einen detaillierten Vergleich von am Markt käuflichen Sensoren wird im Rahmen der Arbeit verzichtet. Sensoren für die Zug- und Druckkraftmessung mit DMS sind meist sogenannte Kraftmessdosen, die eine zylindrische Geometrie mit Gewinden an den Stirnseiten aufweisen, sowie S-förmige Sensoren. In Abschnitt 6.4 werden die für die hintere Messeinrichtung ausgewählte Kraftmessdose sowie die mit DMS applizierten Linearwellen der vorderen Einheit beschrieben und ausgelegt.

Neben einem dedizierten Kraftsensor kann auch mittels des verwendeten Aktors über den anliegenden Strom und die Spannung eine Schätzung des Moments und damit der Kraft durchgeführt werden.

5.2.3 Wegsensorik

Mittels Weg- bzw. Winkelsensoren werden die Lage von zwei Körpern zueinander sowie die Veränderung in Translation und Rotation gemessen. Neben weiteren werden Sensoren mit potentiometrischem, induktivem, kapazitivem, inkrementalem, optischem und laserbasiertem physikalischen Prinzip eingesetzt. Auf eine Erläuterung der physikalischen Funktionsweise wird an dieser Stelle verzichtet, diese werden bspw. in [48, S. 176-198] beschrieben. Stattdessen wird anhand der erforderlichen Kriterien die Auswahl der verwendbaren Sensorik evaluiert. Für die Nutzung in der zu entwickelnden Messeinrichtung sind die folgenden Kriterien ausschlaggebend:

- Geringe Maße und geringes Gewicht aufgrund der Montage am Fahrzeug.
- Möglichst hohe Messgenauigkeit.
- Möglichst keine Rückwirkung auf die Messgrößen.
- Ausreichender Messbereich.

Bei der Recherche zu geeigneter Sensorik wird deutlich, dass Sensoren für Linearbewegungen mit induktivem, kapazitivem und inkrementalem Prinzip zum Großteil einen zu geringen Messbereich (≤ 50 mm) aufweisen oder bei ausreichendem Messbereich große Abmessungen und Massen von über 0,5 kg besitzen [49, 50]. Insbesondere Inkrementalweggeber weisen sehr hohe Messgenauigkeiten im μm -Bereich auf, sind aber aus den genannten Gründen eher ungeeignet. Ein weiterer Vorteil dieser Gruppe von Sensoren ist, dass sie keine oder nur eine geringe Rückwirkung auf die Messgrößen haben. Das bedeutet, dass im Falle der Wegmessung keine Kraft aufgebracht werden muss, um den Sensoren in seinem Messbereich zu verfahren.

Dies ist bei Potentiometern der Fall, weil dort ein Schleifkontakt den Widerstand abhängig von dessen Position verändert. Vorhandene Dichtungen zum Schutz vor Umwelteinflüssen tragen zusätzlich zu den Verschiebekräften bei, sodass Werte zwischen 0,5 N und 5 N üblich sind [51]. Diese sind in der Regel konstant und können als systematische Messabweichung berücksichtigt werden. U.U. führen sie jedoch zu Stick-Slip-Effekten und behindern insbesondere die erforderlichen Messungen im quasi-stationären Bereich. Die erreichbaren Messgenauigkeiten werden von der Linearität und Wiederholgenauigkeit des Sensors bestimmt. Es sind Sensoren mit Linearitäten von bis zu $\pm 0,1$ % des Messbereichs und Wiederholgenauigkeiten von 0,01 mm verfügbar [52]. Die hauptsächlich beim Industriepartner eingesetzten Modelle stammen aus dem Motorsport und besitzen je nach Messbereich eine Linearität von 1 % bis 0,5 % des Messbereichs [53]. Da diese Modelle bereits vorhanden sind, wird eine optionale Montage zu Plausibilisierungszwecken der Wegmessung an den Messeinrichtungen vorgesehen.

Eine ebenfalls berührungslose Messmethode bieten Lasersensoren mit Triangulationsprinzip. Diese weisen sehr hohe Genauigkeiten, kompakte Gehäuse und ausreichend große Messbereiche auf. Aufgrund der guten Eignung wird ein Lasertriangulationssensor für die Referenzmessung am HBZ der hinteren Bremsanlage eingesetzt (Unterabschnitt 6.1).

Neben der Messung über zusätzlich angebrachte externe Sensorik ist es möglich die internen Messgrößen des Motors bzw. Aktors zu verwenden. Die Aktoren werden im nachfolgenden Abschnitt betrachtet. Mit der Wahl eines Schrittmotors als Aktor kann die aktuelle Position in Schritten von $3 \mu\text{m}$ vorgegeben werden. Ungenauigkeiten entstehen dabei hauptsächlich durch mechanische Verformungen.

5.3 Bewegung erzeugen

Reproduzierbare Messergebnisse erfordern die automatische Betätigung mittels einer geeigneten Aktorik, weshalb der Markt danach abgesucht wird. Anhand einer Argumentenbilanz wird das potentiell beste Konzept identifiziert. Im Anschluss werden Möglichkeiten zur Kraftleitung in Form von Führungen untersucht.

5.3.1 Aktorik

Grundsätzlich kommen elektromechanische, pneumatische und hydraulische Einheiten in Frage. Die letzteren werden aus den folgenden Gründen jedoch schnell verworfen. Da Pneumatik Luft als Medium nutzt, ist die Geschwindigkeit eines ausfahrenden Zylinders aufgrund der Kompressibilität kaum zu kontrollieren. Eine kontinuierliche Bewegung ist für die Messungen zwingend erforderlich. Hydrauliken können diese Steuerbarkeit gewährleisten und sind in der Lage sehr große Kräfte zu erzeugen. Weil die zu erzeugenden Kräfte bei der Betätigung am Hebel gering sind und für die Erzeugung und Übertragung des Drucks eine zusätzliche Versorgungseinheit und Leitungen erforderlich sind, bietet eine hydraulische Betätigung keine Vorteile. Ein zusätzlicher Nachteil sind mögliche Leckagen und die notwendige Wartung des Systems.

Elektromechanische Aktoren sind im Gegensatz dazu in der Regel wartungsfrei und bieten eine ausreichende Leistung bei optimaler Steuer- und Regelbarkeit. Zusätzlich können je nach Art des Aktors die erzeugten Kräfte und Wege direkt als Messgrößen verwendet werden.

Zur Realisierung einer linearen Betätigung sind die in Tabelle 5.1 aufgeführten Aktortypen mit jeweils einem konkreten Modellbeispiel grundsätzlich geeignet. Auf die detaillierte Erläuterung der physikalischen Funktionsprinzipien wird an dieser Stelle verzichtet. Die passende Aktorik wird anhand der folgenden Kriterien ausgewählt:

- Geringe Maße und geringes Gewicht aufgrund der Montage am Fahrzeug.
- Leistungsdaten für Kraft, Geschwindigkeit und Hub entsprechend Abschnitt 4.2.
- Weitere modellspezifische Vor- und Nachteile.

Tabelle 5.1 Für die Messeinrichtung geeignete Aktorik mit linearer Bewegung.

Aktortyp	Vorteile	Nachteile
Linearstellzylinder (GSM20-xx02) [54]	<ul style="list-style-type: none"> • Kraft bis 814 N • Geschwindigkeit bis 423 mm/s • Hub 76 mm 	<ul style="list-style-type: none"> • Große Abmessungen LxBxH 57x57x197,5 mm • Hohes Gewicht 2,9 kg
DC-Motor mit Schneckengetriebe	<ul style="list-style-type: none"> • Hohe Kräfte möglich • Selbsthemmung möglich • Sanfter Lauf • Große Hübe 	<ul style="list-style-type: none"> • Geringe Geschwindigkeiten • Niedriger Wirkungsgrad • Eigene Auslegung und Konstruktion des Getriebes notwendig
Linearmotor (PS01-37Sx120) [55]	<ul style="list-style-type: none"> • Extrem hohe Geschwindigkeiten bis 7300 mm/s • Große Hübe 	<ul style="list-style-type: none"> • Starke Erwärmung bei benötigten Kräften erfordert aktive Kühlung [56] • Zusätzliche Wegmessung nötig • Gewicht 1,3 kg

Linearaktuator (Schrittmotor) (L5918S2008-T10X6, NEMA 23) [57]	<ul style="list-style-type: none"> • Kraft bis 500 N • Präzise, einfache Steuerung und Wegmessung mittels Schrittvorgabe bis zu 3 μm • Große Hübe • Gewicht 0,7 kg 	<ul style="list-style-type: none"> • Trapezspindel muss gegen Verdrehen gesichert werden • Moderate Geschwindigkeiten bis 130 mm/s
---	--	--

Für die Auswahl der Aktorik genügt der Vergleich der Vor- und Nachteile, dies ist methodisch auch als Argumentenbilanz bekannt [39, S. 82]. Für die lineare Betätigung hebt sich der Linearaktuator mit Schrittmotor als beste Option hervor. Er weist ein geringes Gewicht, bei ausreichend hohen Stellkräften und Geschwindigkeiten auf und kann darüber hinaus hochpräzise über die Schrittsteuerung zugestellt werden. Die Stellgröße in Kombination mit dem integrierten Encoder kann direkt als Messgröße für den Weg verwendet werden, sodass kein zusätzlicher Wegsensor nötig ist. Ein Nachteil besteht darin, dass die Trapezgewindespindel gegen Verdrehen zu sichern ist und zusätzlich zu führen ist. Zum Betrieb wird eine Motorsteuerung benötigt. Diese ist mit serieller RS-485 oder CANopen Schnittstelle verfügbar.

Der Linearstellzylinder ist aufgrund des hohen Gewichts und der Abmessungen für den Einsatz am Fahrzeug ungeeignet. Der Linearmotor kann nur mit sehr begrenzten Fahrprofilen eingesetzt werden, da er sich stark erwärmt und deshalb eine aktive Kühlung benötigt. Zusammen mit dem Hersteller wurden die möglichen Betriebsprofile evaluiert [56]. Es wäre nur eine kurze Betätigung mit einer Dauer von 20 s bei 190 N mit einer anschließenden Pause von 1 min. möglich. Die Auswirkung der Erwärmung auf Ausdehnungen der Bauteile müsste zusätzlich evaluiert werden. Die Option eines DC-Motors mit Schneckengetriebe wird aufgrund des höheren Aufwands für die Auslegung und Konstruktion des Antriebs ausgeschlossen.

Neben der linearen Aktuierung kommen prinzipiell Konzepte in Frage, welche die Bremshebel mittels Rotation betätigen. Bei Kräften von 180 N und Hebellängen von 150 mm wird ein Moment von $M_{\text{lev}} = 27 \text{ N m}$ benötigt. Eine mögliche Variante bietet ein NEMA 23 Schrittmotor [58] (56 mm Baugröße) in Kombination mit einem Planetengetriebe [59] mit einer Übersetzung von $i = 25:1$. Nachteilhaft sind die hohen Gewichte des Motors von 1 kg und des Getriebes von 1,8 kg.

5.3.2 Kräfte leiten

Bei der Kraftleitung geht es im vorliegenden Fall primär um die Führung der kraftleitenden Elemente der Aktorik. Eine geeignete Führung wird benötigt, um Spiele und Toleranzen zu reduzieren und Querkräfte fernzuhalten, die zu erhöhtem Verschleiß und Verformungen der bewegenden Teile führen würden. Für die lineare Führung wird übergeordnet zwischen Wälz-, Gleit- und Magnetführungen unterschieden [60, 568 f.]. Wälzlagerführungen werden weiter in Kugel-, Rollen- und Laufrollenführungen unterteilt. Bei Kugel- und Rollenführungen gibt es Ausführungen mit umlaufenden und nicht umlaufenden Wälzkörpern. Bei Gleitführungen sind diverse Werkstoffpaarungen und Formen verfügbar.

Als besonders geeignet werden Führungen mit Kugelbuchsen identifiziert. Ihre Funktion ist die reibungsarme und stick-slip-freie Längsführung zylindrischer Teile wie Wellen, Achsen und Stangen [60, S. 567]. Die Kugelbuchsen können selbst das bewegte Element oder den Führungsträger darstellen. Mittels mehrerer am Umfang verteilter Kugelumlaufeinheiten wird die Wälzlagerführung realisiert. Es sind offene, geschlossene und einseitig, zweiseitig oder nicht

gedichtete Kugelbuchsen erhältlich. Sie werden in Aufnahmebohrungen gepresst oder mit Sicherungsringen fixiert. Bei regulären Linearführungen werden Führungsschlitten oder –wagen auf einer Führungsschiene geführt. Sie weisen daher einen asymmetrischen Aufbau auf.

Allgemeine Anforderungen an Führungen, die in Literatur [61, S. 294] zu finden sind, lauten u.a.:

- Höchste geometrische und kinematische Präzision
- Leichtgängigkeit
- Gutes Dämpfungsverhalten in Tragrichtung und in Fahrrichtung
- Kein mechanisches oder thermisches Verklemmen
- hohe Bewegungsgüte
- hohe statische, dynamische und thermische Steife
- geringer Verschleiß.

5.4 Montage am Fahrzeug

Um die Möglichkeiten der Montage sowie einer direkten Aktuierung der Geberzylinderkolben an den verschiedenen Fahrzeugen zu untersuchen, werden die Betätigungseinrichtungen analysiert. Von besonderem Interesse ist die Identifikation von fahrzeugübergreifenden Befestigungspunkten und Maßen. Dazu werden die geometrischen Randbedingungen und verschiedene Parameter der unterschiedlichen Fahrzeugmodelle im CAD untersucht.

5.4.1 Geometrische Studie der Betätigungseinrichtungen

Vorne

Zur Peripherie der vorderen Bremsbetätigung am Lenker gehören:

- HBA inkl. Bremshebel
- Kombischalter und Gasdrehgriff
- Lenkergewicht, Handschale, Rückspiegel

Abbildung 5-4 enthält die erfassten Parameter. Bei radialen Handarmaturen verläuft die Kolbenachse entlang der Längsachse des Fahrzeugs, weshalb der Parameter C dort nicht vorhanden ist.

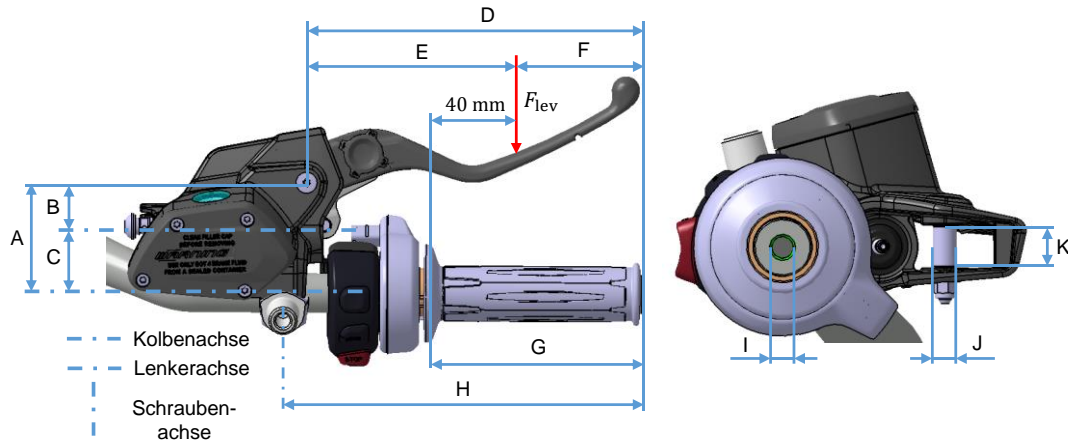


Abbildung 5-4 Studie der geometrischen Randbedingungen und Parameter an der vorderen Bremsbetätigungseinrichtung.

Tabelle 5.2 beinhaltet die Ergebnisse der Studie.

Tabelle 5.2 Ergebnisse der Parameterstudie der vorderen Bremsbetätigungseinrichtung.

Parameter	Einheit	Modell A	Modell B	Modell C	Modell D	Modell E	Modell F
Typ	-	Axial	Radial	Radial	Axial	Axial	Axial
A	mm	65	73,5	73,6	68,5	62	62
B	mm	25	17	17	27	25	26,1
C	mm	40	–	–	40,4	32,5	38,7
D	mm	180,5	206,1	209,5	185,5	189,8	190,5
E	mm	104,1	137	137	106	111,7	111,1
F	mm	78	78,4	79,3	79,9	78	76,4
G	mm	118	118,4	119,3	119,9	118,1	116,4
H	mm	192,5	186,6	190	202,5	202,8	191
I	mm	M12	M12	M12	M10	M10	M12
J	mm	8	8	8	8	7	6
K	mm	18,7	21,8	21,8	18,6	16,6	16,7

In Abschnitt 5.2.1 wurde eine direkte Betätigung und Messung am Kolben des Geberzylinders in Betracht bezogen, weil dadurch Reibungen, Verformungen und Nichtlinearitäten der Bremshebelkinematik aus der Messkette entfernt werden. Aufgrund der unterschiedlichen Ausrichtung des Kolbens bei radialen und axialen HBA ist eine Aktuierung bei gleichzeitiger Montage am Lenkerende nur mit hohem Verstellaufwand möglich. Eine direkte Montage an der HBA anstelle des Bremshebels ist mit jeweils drei verschiedenen Werten der Parameter J und K theoretisch möglich, jedoch wegen des eingeschränkten Bauraums durch den Kombischalter praktisch nicht realisierbar. Durch die fehlende Übersetzung des Bremshebels werden zudem ca. vier Mal höhere Stellkräfte und hochpräzise Sensoren wegen des geringeren Wegs benötigt. Am Markt verfügbare elektromechanische Aktoren weisen keine derart hohe Leistungsdichte auf (Unterabschnitt 5.2.2). Weiterhin erschweren Designflächen an der HBA den Entwurf geeigneter Anschlussgeometrie. Auch die Bremshebelform ist vom Design und Anforderungen aus ergonomischer Sicht geprägt und unterscheidet sich teilweise erheblich. Weil der Hebel aber stets von der menschlichen Hand betätigt wird, ist die grundlegende

Geometrie gleich und eine Betätigung deutlich einfacher zu gestalten. Eine direkte Betätigung des Kolbens wird daher aus diesen Gründen ausgeschlossen. Es ist anzumerken, dass einige Bremshebel nicht symmetrisch um die xy-Ebene sind.

Relevant für die Montage am Lenkerende sind die Parameter E, F und I. Über das Gewinde zur Montage der Lenkergewichte kann direkt ein Adapter angebracht werden. Es sind die zwei Gewindegrößen M10 und M12 vorhanden. Diese Möglichkeit ist bereits bei der beschriebenen automatischen Messeinrichtung in Unterabschnitt 2.3.5 genutzt worden. Der Parameter E entspricht dem Hebelarm l_2 in der Berechnung des mechanischen Übersetzungsverhältnisses (Gl. (2.1)) und hat damit einen proportionalen Einfluss bei einer Umrechnung auf den Weg am Geberzylinderkolben. Wird die Messeinrichtung am Lenkerende montiert, so ist der Parameter F ausschlaggebend für das wirkende Übersetzungsverhältnis. Dieser besitzt eine absolute Differenz von $\Delta ParF = 3,5 \text{ mm}$ zwischen den untersuchten Modellen. Wird die Messeinrichtung auf den mittleren Wert ausgelegt entspräche dies, bezogen auf das Modells D, einer relativen Abweichung von $\epsilon_{i_{\text{mech},f,\text{rel}}} = 1,5 \%$. Durch den Versatz zu der definierten Kraftwirklinie entsteht eine Abweichung der Messgröße s_{lev} selbst. Auf den gesamten Hebelweg bezogen, beträgt diese:

$$\epsilon_{s_{\text{lev},\text{rel}}} = \frac{\Delta ParF \tan \alpha_{\text{lev}}}{s_{\text{lev}}} 100 \% = 1,8 \% \quad (5.1)$$

$$\Delta ParF = 2 \text{ mm}; \alpha_{\text{lev}} = 20^\circ; s_{\text{lev}} = 40 \text{ mm}$$

Die Position der HBA am Lenker hat den selben Einfluss. Diese wird mithilfe einer Markierung mit einer Breite von 0,5 mm und einer Positionstoleranz von $\pm 0,5 \text{ mm}$ am Lenker ausgerichtet. In diesem Fall kann von statistisch unabhängigen Einflüssen ausgegangen werden, sodass daraus eine weitere Abweichung von $\Delta ParF_{\text{HBA}} = \sqrt{0,5^2 + 0,5^2} = 0,7 \text{ mm}$ bzw. $\epsilon_{s_{\text{lev},\text{rel}}} = 0,63 \%$ entsteht. Die Abweichung des Parameter F kann durch Einlegen von Passscheiben an der Vorrichtung oder bei der Messauswertung berücksichtigt werden. Da eine Identifikation des Parameters aus dem CAD dafür ohnehin nötig ist, wird eine Korrektur bei der Auswertung vorgezogen. Die Positionstoleranz der HBA kann ohne Messung nicht erfasst werden und geht als systematische Messabweichung ein (Unterabschnitt 6.7.1). Eine Vermessung der am Fahrzeug vorliegenden Position bedeutet einen erheblichen Aufwand und erscheint impraktikabel. Da die Verschraubung der HBA keinen einheitlichen Abstand zum Krafteinleitungspunkt aufweist, ist die Montage am Lenkerende die bevorzugte Option.

Neben der Montage der Messeinrichtung ist auch der am Fahrzeug verfügbare Bauraum von Relevanz. In Fahrtrichtung hinter dem Lenker ist in der Regel ausreichend Freiraum vorhanden, da dieser für die Arme des Fahrers notwendig ist. Vor dem Lenker kann es bspw. bei vollverkleideten Modellen des Supersportsegments zu Einschränkungen kommen, sodass ggf. ein Lenkeinschlag nach rechts nötig ist. Mithilfe des CAD wird ein maximaler Bauraum von $X \times Y \times Z = 500 \times 250 \times 150 \text{ mm}$ festgelegt.

Motorräder anderer Hersteller werden aufgrund des zu großen Umfangs nicht untersucht. In der Regel ist auch dort ein Gewinde im Lenkerende vorhanden, sodass eine Montage möglich ist.

Hinten

Zur Peripherie der hinteren Bremsbetätigung gehören:

- Fußrastenanlage oder Hauptrahmen mit Fußraste
- Hauptbremszylinder und Fußbremshebel

Abbildung 5-5 enthält die erfassten Parameter.

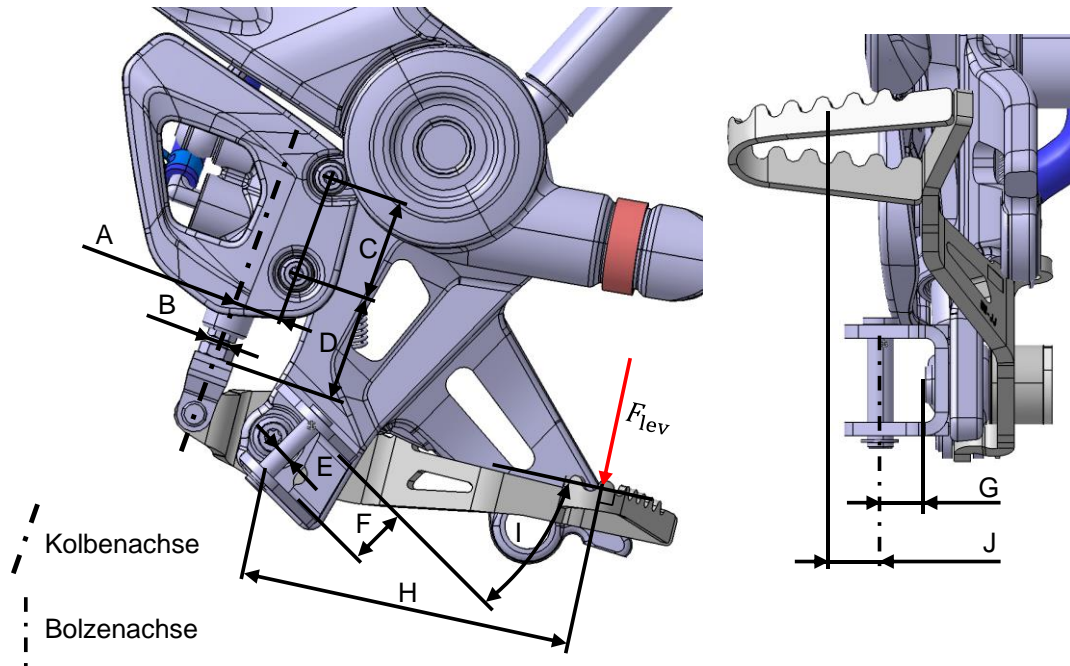


Abbildung 5-5 Studie der geometrischen Randbedingungen und Parameter an der hinteren Bremsbetätigungseinrichtung.

Tabelle 5.3 beinhaltet die Ergebnisse der Studie.

Tabelle 5.3 Ergebnisse der Parameterstudie der hinteren Bremsbetätigungseinrichtung.

Parameter	Einheit	Modell A	Modell B	Modell C	Modell D	Modell E	Modell F
A	mm	19	19	19	19	19	18,9
B	mm	M8	M6	M6	M6	M8	M6
C	mm	40	40	40	40	40	40
D	mm	41,8	41	41	44	41,8	60,4
E	mm	8	8	8	8	8	8
F	mm	22,6	22,9	22,9	24	25,5	22,5
G	mm	14,5	12	12	16,5	17,5	14,1
H	mm	146	146,4	148,4	142,7	129,6	144,5
I	°	49,6	26,8	38,8	34,8	31	27,8
J	mm	30,7	3,8	3,8	9,4	14,4	23,8

Für die Montage der Messeinrichtung am Fußrastenhalter sind die Parameter E, F und G ausschlaggebend. Der Parameter E bzw. der Bolzendurchmesser ist bei allen Modellen identisch. Aus den Parametern F und G sind benötigte Mindestmaße und der Verstellbereiche für die

Anschlussgeometrie ableitbar. Diese sind für den Parameter F bzw. das Innenmaß des Rastenhalters 22,5 mm mit einer Verstellung von mindestens 3 mm und für den Parameter G bzw. den Abstand zwischen Bolzenachse und Innenfläche des Halters 12 mm mit einer Verstellung von mindestens 5,5 mm. Bei allen Fahrzeugen mit Ausnahme des in Abbildung 5-5 abgebildeten ist die Innenfläche plan und parallel zur Fahrzeugmittelebene. Für das abgebildete Fahrzeug wird aufgrund der Fußbremshebelverschraubung ggf. ein Adapter benötigt. Neben der Montage am Rastenthaler ist auch eine Montage über die HBZ Verschraubungen denkbar, weil der Parameter C bei allen Modellen übereinstimmt. Die Möglichkeit wird jedoch aus zwei Gründen ausgeschlossen. Zum einen würde durch das Lösen und Montieren der Messeinrichtung der HBZ ggf. in seiner Position verändert, sodass eine zufällige Messunsicherheit eingeführt wird. Zum anderen sind bei einigen Modellen die Schrauben von der Rückseite gekontert und schlecht zugänglich, sodass eine Montage größeren Arbeits- und Zeitaufwand bedeutet. Bei Fahrzeugen, die häufiger vermessen werden kommt jedoch ein permanenter Austausch der HBZ Schrauben gegen welche mit passender Adaptergeometrie in Frage.

Der Parameter J bestimmt den Verstellbereich in y-Richtung des Fahrzeugs, um eine Betätigung des Bremshebels in der Pedalflächenmitte zu ermöglichen. Der Verstellbereich muss ca. 30 mm betragen.

Unterschiede in den Parametern H und I erfordern Verstellmöglichkeiten der Aktorik. Die Variation im Parameter H beträgt ca. 19 mm. Die maximale Differenz des Parameters I ca. 23 °. Abhängig von der späteren konstruktiven Gestaltung genügen ggf. rotatorische Freiheitsgrade, um den benötigten Verstellbereich abzudecken. Das ausgewählte Verstellprinzip wird in Unterabschnitt 6.2.2 beschrieben.

Für die Anbringung einer Referenzwegmessung sind die Parameter A bis D zu betrachten. Die Parameter A und C sind bei allen Modellen quasi identisch, was eine einheitliche Anschlussgeometrie ermöglicht. Der Parameter D variiert mit Ausnahme des Modells F in einem Bereich von nur 3 mm. Die Referenzmessung wird in Unterabschnitt 6.1 erläutert. Die Verschraubung des HBZ ist nicht bei jedem Motorrad von außen zugänglich. Weiterhin ist unklar, ob Fremdersteller ähnliche Maße in den Parametern A und C aufweisen. Weil die Auslegung der Messeinrichtung mittels der hier betrachteten Modelle erfolgt, kann daher nicht garantiert werden, dass diese ohne Modifikation an jedem Fahrzeug einsetzbar ist.

5.5 Syntheseanalyse: Bildung von Lösungsvarianten

In diesem Abschnitt werden die bisher untersuchten Lösungsprinzipien gemäß dem dritten Arbeitsschritt der Entwicklungsmethodik in Abbildung 3-2 zu Lösungsvarianten kombiniert. Die Basis dazu bilden die vorangegangenen Abschnitte sowie die erstellte Produktspezifikation. Für die hintere Messeinheit wird außerdem ein Workshop mit Mitarbeitern des Industriepartners durchgeführt, in dem die 6-3-5-Methode nach Rohrbach eingesetzt wird, um weitere Ideen zu generieren. Mithilfe von Mind Maps werden Ideensammlungen erstellt. Ein Auszug der erstellten Mind Maps ist in Anhang D zu sehen.

Über Vorbetrachtungen lassen sich einige Restriktionen definieren, die bei der Lösungsfindung berücksichtigt werden. Sinnvollerweise werden diese genutzt, um vor der Generierung von

Lösungsvarianten unpassende Möglichkeiten durch eine Verträglichkeitsprüfung auszuschließen [39, S. 185]. Im Anschluss daran werden die Lösungsvarianten für die vordere und hintere Messeinheit mithilfe des Morphologischen Kastens erarbeitet. Dieser stellt ein Ordnungsschema dar, welches es erlaubt, die Teilfunktionen in einem kreativen Prozess zu Lösungsvarianten zu kombinieren [39, S. 180].

5.5.1 Restriktionen und Verträglichkeitsprüfung

Von der bekannten automatischen Messeinrichtung für die Handarmatur aus Unterabschnitt 2.3.5 ließen sich die folgenden Gestaltungsregeln bzw. Restriktionen ableiten:

- Sensorik möglichst nah am Krafteinleitungspunkt platzieren.
- Möglichst wenig Lagerungen.
- Nichtlinearitäten durch Kinematiken vermeiden.
- Steife, direkte und symmetrische Kraftübertragung.
- Montage über Spannvorrichtung und vorher zu montierenden Adapter sinnvoll.
- Konstruktiv Gestaltung so, dass möglichst wenig Parametrierung und Umrechnung bei der Datenanalyse notwendig ist.

Basierend auf den Restriktionen werden bereits einige Konzepte ausgeschlossen.

Direkte Aktuierung am Geberzylinderkolben

Vorteilhaft an einer direkten Aktuierung ist, dass keine Einflüsse durch Kinematiken, Reibungen, Federkräfte und Verformungen der Bremshebel entstehen. Dies ermöglicht die genaue Analyse des Systemverhaltens z.B. in Bezug auf ungelöste Luft (Unterabschnitt 2.3.4). Aufgrund des begrenzten Bauraums und der hohen benötigten Betätigungskräfte sowie geringen Wege wird das Konzept unter den definierten Anforderungen als nicht realisierbar bewertet.

Stationäres Gestell

Ein weiteres Vorgehen kann sein, die Messeinrichtung nicht am Fahrzeug zu montieren sondern stationär in einem Gestell bzw. Rahmen zu installieren. Für die vordere Einheit ist die Montage am Lenkerende gut geeignet, sodass hier lediglich ein Nachteil wegen eines größeren Aufwands für die Anpassung an verschiedene Fahrzeugmodelle resultiert. Für die hintere Messeinrichtung hat das Konzept gewisse Vorteile, weil es an geeigneten Anbindungspunkten mangelt. Zu bedenken ist, dass die Fahrzeuge verschiedene Bodenfreiheiten und Fußrasten aufweisen sowie teilweise vollverkleidet sind. Darüber hinaus ist der Fahrzeugrahmen zu fixieren, damit durch die Betätigung keine Einfederung des Fahrwerks resultiert. Die konstruktive Berücksichtigung dieser Punkte gestaltet sich aufwendig. Letztlich ist die Messeinrichtung nicht mehr oder in begrenztem Umfang mobil, sodass die Anwendungsmöglichkeiten eingeschränkt werden.

Ausbau und direkte Messung des HBZ hinten

Die beiden zuvor beschriebenen Methoden sind kombinierbar. Eine Vermessung des HBZ in einem speziellen Messgestell erlaubt eine hohe Messgenauigkeit ohne Fehlereinflüsse. Problematisch dabei sind zum einen der Arbeitsaufwand hinsichtlich des Umbaus und die Einschränkungen in der Montage aufgrund begrenzter Längen der Bremsleitungen. Zum anderen ergeben sich u.U. Einflüsse durch eine veränderte Ausrichtung des HBZ verglichen zum eingebauten Zustand.

Rotatorische Betätigung

Die Betätigung mittels einer Rotation ist nur dann sinnvoll, wenn die Antriebsachse des Aktors im Momentanpol des Bremshebels liegt. Ist dies nicht der Fall, entsteht eine Abrollbewegung auf dem Bremshebel die zu quantifizieren und berücksichtigen ist. Die Platzierung im Momentanpol gestaltet sich bei beiden Bremsbetätigungseinrichtungen schwierig. Zusätzlich überschreitet eine geeignete Aktorik die Anforderung an das Gewicht (Abschnitt 5.3.1).

5.5.2 Vorne

Tabelle 5.4 enthält den Morphologischen Kasten mit den drei erstellten Lösungsvarianten V1 bis V3. Einige Teilfunktionen sind zu diesem Zeitpunkt noch nicht bekannt oder können ohne Einschränkungen im Entwurfsprozess berücksichtigt werden, weshalb an dieser Stelle bewusst auf einer tiefergehende Detaillierung der Funktionen verzichtet wird. Bspw. wird nicht zwischen den verschiedenen Arten von Linearführungen unterschieden, da sich aus der Wahl ergebende Vor- oder Nachteile nicht abgeschätzt werden können. Der Fokus liegt auf der modulübergreifenden Gesamtarchitektur. Ggü. der ursprünglich erstellten Funktionsstruktur werden die Krafrichtung, Hebelbetätigung und die Verbindungstechnik der Montage hinzugefügt.

Tabelle 5.4 Morphologischer Kasten zur Generierung von Prinziplösungen der vorderen Messeinrichtung.

Teilfunktion/ Ausprägung	Lösungsvariante					
	V1	V2	V3			
Kraft messen	DMS Kraftsensor	DMS Applikation	Piezo-elektrischer Kraftsensor			
Weg messen	Motorintern	Laser	Potentiometrisch	Optisch	induktiv	Inkremental
Energie bereitstellen	Linearaktuator (Schrittmotor)	Linearstellzylinder	DC-Motor/Scheckengetriebe	Linearmotor	Schrittmotor/Planetengetriebe	
Kräfte leiten	Kugelbuchsen/Linearwellen	Linearführung				
Krafrichtung	Druck	Zug	Rotation			
Hebel betätigen	Rolle	Adapter				
Maße verstellen	Winkel	Länge	Winkel/Länge	Keine		
Fixieren	Lenker	HBA	Gestell			
Verbindungstechnik	Kraftschluss	Formschluss				

V1 V2 V3
 Durch Vorbetrachtung ausgeschlossen
 Zur Plausibilisierung

Die Konzepte sind Abbildung 5-6, Abbildung 5-7 und Abbildung 5-8 dargestellt. Auf der rechten Seite ist jeweils eine Legende der repräsentierten Elemente aufgeführt. Der Arm fasst an dieser Stelle noch die Module zur Montage und Aufnahme des Aktors sowie der weiteren Bauteile zusammen. Das Konzept V1 ist vor dem Lenker positioniert und betätigt den Bremshebel linear in Druckrichtung. Die Betätigung erfolgt mittels einer Rolle, um die Relativbewegung zwischen Aktor und Bremshebel auszugleichen. Die Kraftmessung erfolgt mit einer Kraftmessdose. Zur Führung der Trapezgewindespindel des Linearaktuator wird eine Linearführung verwendet.

Bei dem zweiten Konzept V2 betätigt der Aktor mittels zwei symmetrisch über und unter dem Lenker verlaufenden Linearwellen mit darauf applizierten DMS den Bremshebel in Zugrichtung.

Die Linearwellen werden mittels Kugelbuchsen geführt. An der Verschraubung der HBA kann falls notwendig eine Abstützung zur Erhöhung der Steifigkeit vorgesehen werden.

Bei dem Konzept V3 ist der Aktor seitlich am Lenker platziert und betätigt den Bremshebel über einen Adapter. Aufgrund der Kinematik werden mindestens zwei Lagerungen benötigt. Es wird zudem Kenntnis über die Kinematik erfordert, um diese bei der Datenauswertung zu berücksichtigen. Die eingezeichnete, alternative Montage des Bremshebeladapters würde aufgrund unterschiedlicher HBA modellspezifische Adapter erfordern.

Bei allen Varianten wird ein Linearpotentiometer zu Plausibilisierungszwecken optional montierbar sein.

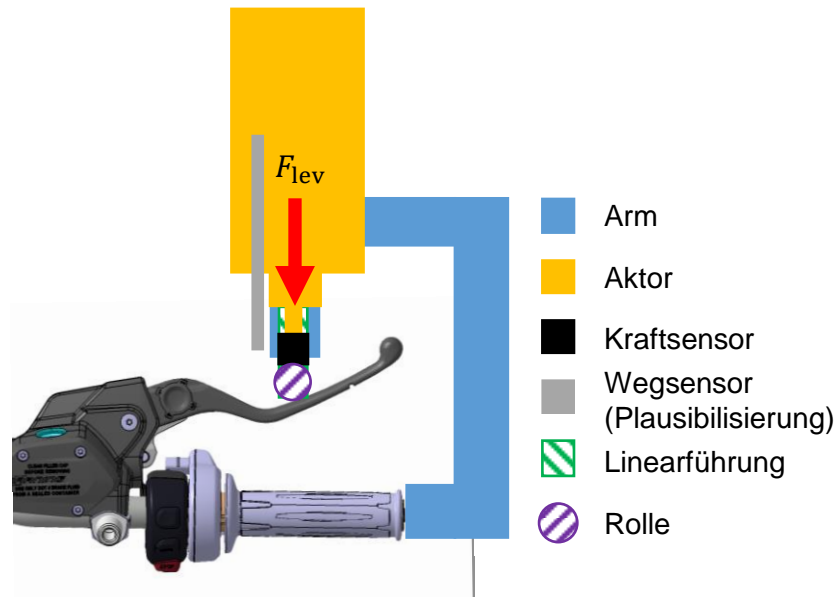


Abbildung 5-6 Prinziplösung V1 für die vordere Messeinrichtung. Aktorik betätigt den Bremshebel linear mittels Druck.

der Methode sind, dass viele Ideen in kurzer Zeit generiert werden, die Ideen nicht kritisiert werden und das Wissen der Gruppe synergistisch genutzt wird. Nachteile können in dem festgelegten Zeitintervall liegen, dass den Kreativitätsprozess stört und es kann zu Redundanzen in den generierten Ideen kommen.

Aufgrund eines begrenzten Zeitrahmens ist die Methode nach dreimaliger Weitergabe beendet worden. Die Fragestellung ist wie nachfolgend definiert worden mit dem Zusatz, dass es nur die hintere Messeinrichtung betrachtet wird:

Wie kann ein objektives Messsystem aussehen, das die Charakteristik der Motorradbremse aus Sicht des Fahrers vermisst?

Es werden keine weiteren Einschränkungen definiert. Die ausgefüllten Bögen befinden sich im Anhang F. Die Ergebnisse lassen sich in drei Kategorien gliedern:

1. Prinzipien für die Betätigung
2. Prinzipien für die Messung
3. Prinzipien zur Montage

Zur Betätigung werden genormte Messgewichte, rotationsbasierte Aktorik, Seilzüge und die manuelle Fußbetätigung vorgeschlagen.

Unter den vorgeschlagenen Messprinzipien befinden sich bisher noch nicht betrachtete Methoden wie die optische und volumetrische Messung des Volumenstroms der Bremsflüssigkeit, eine magnetische bzw. induktive Erfassung der Kolbenbewegung und eine Unterdruckmessung am Ausgleichsbehälter. Ebenfalls werden die Lasermessung am HBZ und die Nutzung der internen Druckmessgrößen des ABS-Druckmodulators angeführt.

Bei der Montage werden vermehrt stationäre Gestelle mit Verbindung zum Boden vorgeschlagen. Daneben wird die Montage am Rahmen und dem Fußrastenhalter skizziert, aber kann nicht näher detailliert werden.

Zusammenfassend bestätigt die Methode die bisherigen Betrachtungen. Einige Punkte sind bereits durch die Vorbetrachtungen ausgeschlossen worden, sodass in erster Linie die Montage an der Fußrastenhalterung, eine Lasermessung am HBZ und die Messung der internen Druckmessgrößen in die Syntheseanalyse einfließen. Bzgl. der Methodik ist anzumerken, dass der Zeitdruck teilweise zu unvollständigen Ideen und Ergänzungen geführt hat. Ggf. ist eine Eingrenzung der Fragestellung vorteilhaft, um den Grad der Ausarbeitung der Ideen zu erhöhen.

Um sicherzustellen, dass der Fußrastenhalter eine ausreichende Steifigkeit für die Montage der Messeinrichtung aufweist, werden FEM Analysen an zwei Fahrzeugmodellen durchgeführt. Dazu wird an der Lagerung des Bremshebels nur der rotatorische Freiheitsgrad freigelassen und eine Kraft von 180 N wird mit einem unendlich steifen virtuellen Hebel am Fußrastenhalter aufgebracht. Die maximale Verformung in Krafrichtung am Kraftangriffspunkt beträgt 0,022 mm (Anhang G).

Tabelle 5.5 auf der nächsten Seite enthält die Lösungsvarianten für die hintere Messeinrichtung. Allen Konzepten gemein ist, dass eine Referenzwegmessung am HBZ erfolgt. Diese wird mit einem Lasertriangulationssensor umgesetzt, damit keine Rückwirkungen auf die Kraftmessung entstehen. Weiterhin weisen die Arme eine Winkelverstellung und eine Verstellung für den seitlichen Abstand zum Fußrastenhalter auf, um die identifizierten, geforderten Verstellbereiche zu berücksichtigen. Zur Anbindung an die Pedalfläche wird ein Adapter vorgesehen.

5 Konzeption

Tabelle 5.5 Morphologischer Kasten zur Generierung von Prinziplösungen der hinteren Messeinrichtung.

Teilfunktion/ Ausprägung	Lösungsvariante					
	H1	H2	H3			
Kraft messen	DMS Kraftsensor	DMS Applikation	Piezo-elektrischer Kraftsensor			
Weg messen	Motorintern	Laser	Potentiometrisch	Optisch	induktiv	Inkremental
Energie bereitstellen	Linearaktuator (Schrittmotor)	Linearstellzylinder	DC-Motor/Scheckenge triebe	Linearmotor	Schrittmotor/ Planetengetriebe	
Kräfte leiten	Kugelbuchsen/ Linearwellen	Linearführung				
Kraftrichtung	Druck	Zug	Rotation			
Hebel betätigen	Rolle	Adapter				
Maße verstellen	Winkel	Länge	Winkel/Länge	Keine		
Fixieren	Fußrastenhalter	HBZ	Gestell			
Verbindungstechnik	Kraftschluss	Formschluss				

■ H1 ■ H2 ■ H3 Durch Vorbetrachtung ausgeschlossen
 Zur Plausibilisierung
 Referenzmessung

Um das Systemverhalten des hinteren Bremssystems zwischen verschiedenen Fahrzeugen objektiv vergleichen zu können sowie das Volumen eingeschlossener Luft approximieren zu können, wird die Messgröße der Kraft am Fußbremshebel $F_{lev,r}$ mittels der Wegmessgrößen an:

- Fußbremshebel $s_{lev,r}$
- Geberzylinderkolben $s_{mc,r}$

auf die Kraft $F_{mc,r}$ oder die hydraulische Kraft $F_{hydr,mc,r}$ am Geberzylinder umgerechnet. Dies erfolgt mithilfe des aktuellen mechanischen Übersetzungsverhältnisses $i_{mech,inst,r}$. Dazu ist zunächst eine Messung mit getrennter mechanischer Verbindung zur Kolbenstange oder mit leerem Bremssystem und offenem Leitungsende durchzuführen, um die mechanischen Kräfte $F_{mech,r}$ zu quantifizieren, welche von der Kraft am Fußbremshebel zu subtrahieren sind. Bei diesen Messungen wird bereits das Eigengewicht der Messeinrichtung berücksichtigt. Für die hydraulische Kraft am Geberzylinder wird Gl. (2.5) folglich zu:

$$F_{hydr,mc,r} = \frac{(F_{lev,r} - F_{mech,r})}{F_{hydr,lev,r}} i_{mech,inst,r} = F_{hydr,lev,r} \frac{\Delta s_{lev}}{\Delta s_{mc}} \quad (5.2)$$

Bei der Auswertung kann so aus den Wegmessgrößen zunächst eine Kennlinie für das momentane Übersetzungsverhältnis berechnet werden.

Bei dem Konzept V1 in Abbildung 5-9 wird der Fußbremshebel mittels Druck von einem drehbar gelagerten Aktor betätigt. Zu beachten ist hierbei der zur Verfügung stehende Bauraum über der Fußraste und dem Bremshebel.

Das Konzept V2 in Abbildung 5-10 positioniert den Aktor unterhalb des Fußbremshebels, so dass dieser mittels Zug betätigt wird.

Bei dem Konzept V3 in Abbildung 5-11 betätigt den Bremshebel über einen zusätzlichen Hebel, benannt als Arm. Das Konzept erfordert drei zusätzliche Lagerungen und eine zusätzliche Linearführung. Letztere und eine der Lagerungen sind notwendig, wenn der Bremshebeldrehpunkt nicht im Drehpunkt des Hebels der Messeinrichtung liegt.

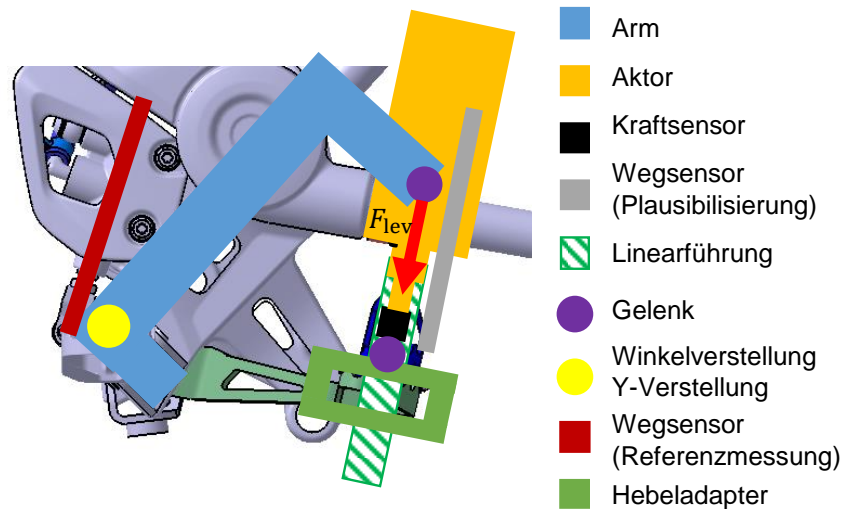


Abbildung 5-9 Prinzplösung H1 für die hintere Messeinrichtung. Drehbar gelagerte Aktorik betätigt den Fußbremshebel linear mittels Druck. Referenzwegmessung am Hauptbremszylinder.

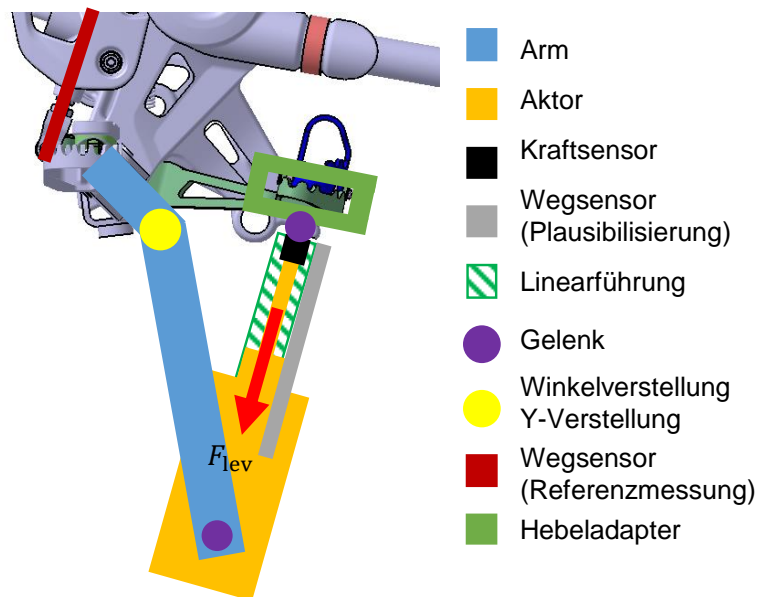


Abbildung 5-10 Prinzplösung H2 für die hintere Messeinrichtung. Drehbar gelagerte Aktorik betätigt den Fußbremshebel linear mittels Zug. Referenzwegmessung am Hauptbremszylinder.

Für jede Alternative i und jedes Kriterium j werden die Ränge n_{ij} vergeben, wobei Rang 1 der Beste ist. Bei Indifferenz werden gleiche Ränge vergeben. Die Nutzwerte N_i berechnen sich nach der Formel:

$$N_i = \sum_{j=1}^m g_j n_{ij} \quad (5.3)$$

mit $m = \text{Anz. Krit.}$

Die Alternative mit dem kleinsten Nutzwert wird ausgewählt. Tabelle 5.6 enthält die durchgeführte Nutzwertanalyse für die vordere Einheit. Es wird das Konzept V2 ausgewählt.

Tabelle 5.6 Nutzwertanalyse nach Zangemeister für die Lösungsvarianten V1 bis V3 der vorderen Messeinrichtung.

	g_j	V1	V2	V3
Konz. Messungenauigkeit	0,4	2	1	3
Aufwand Messauswertung	0,25	1	1	3
Aufwand Montage	0,15	1	1	3
Aufwand Fertigung	0,1	1	3	2
Bauraumvorgabe	0,05	3	2	1
Kosten	0,05	1	3	2
N_i	–	1,5	1,35	2,75

Aus der Nutzwertanalyse in Tabelle 5.7 geht das Konzept H2 für die hintere Einheit als Sieger hervor.

Tabelle 5.7 Nutzwertanalyse nach Zangemeister für die Lösungsvarianten H1 bis H3 der hinteren Messeinrichtung.

	g_j	H1	H2	H3
Konz. Messungenauigkeit	0,4	2	1	2
Aufwand Messauswertung	0,25	2	2	1
Aufwand Montage	0,15	1	1	1
Aufwand Fertigung	0,1	1	1	3
Bauraumvorgabe	0,05	3	1	1
Kosten	0,05	1	1	3
N_i	–	1,75	1,25	1,7

5.7 Detaillierung und Modularisierung

Dieser Schritt dient als Vorbereitung für die Phase III Entwurf. Die ausgewählten Lösungsvarianten werden dazu detailliert. Es werden noch offene Wirkprinzipien und -strukturen definiert und es werden die Elemente des Grobkonzepts in konkrete Bauteilbeschreibungen überführt. Durch die Zusammenfassung in Module kann später der zielorientierte Entwurf unter Berücksichtigung der entstehenden Schnittstellen erfolgen. Für beide Messeinrichtungen werden zur

Minderung des Risikos Schutzhauben und die Energieversorgung im Kleinspannungsbereich durch Labornetzeile festgelegt.

Vorne

Die vordere Messeinrichtung wird entsprechend der Tabelle 5.8 in Module gegliedert.

Tabelle 5.8 Zuordnung von Komponenten in Module der vorderen Messeinrichtung.

Kurzzeichen	Bezeichnung	Komponenten
MV1	Montage	Lenkeradapter, Klemmbock
MV2	Mech. Grundaufbau	Grundplatte, Aktorträger, Griff, Schutzhaube
MV3	Aktorik/Führung/Kraftmessung	Aktor, Abdeckung, Trapezspindel, Linearwellen mit DMS, Kugelbuchsen
MV4	Hebelbetätigung	Bremshebelrolle mit Lagerungen

Schnittstellen bestehen jeweils zwischen den Modulen MV1 und MV2, MV2 und MV3 usw. und werden mit SV12, SV23 usw. bezeichnet. Die Montage an den Lenker wird wie bei der bekannten automatischen Messeinrichtung mittels eines anschraubbaren Lenkeradapters und eines Klemmbocks gelöst. Mit dem Klemmbock ist die Grundplatte verbunden (SV12). Diese nimmt den Aktorträger und eine Schutzhaube auf und besitzt einen Griff zur besseren Handhabung der Messeinrichtung. Der Aktor wird an den Aktorträger angeschraubt. Die Bohrungen zur Aufnahme der Kugelbuchsen sollen möglichst in den Aktorträger integriert werden und die Trapezspindel des Aktors wird über ein weiteres Element an die Linearwellen angebunden. Die Trapezspindel wird an der kraftabgewandten Seite zum Personen- und Staubschutz von einer Abdeckung umschlossen. Die Linearwellen werden an den vorderen Enden mit DMS zur Kraftmessung appliziert und mit der wälzgelagerten Bremshebelrolle verbunden. Damit keine statische Überbestimmtheit vorliegt, wird am Übergang zwischen der Rolle und den Linearwellen eine Fest-Loslagerung vorgesehen.

Hinten

Die vordere Messeinrichtung wird entsprechend der Tabelle 5.9 in Module gegliedert.

Tabelle 5.9 Zuordnung von Komponenten in Module der hinteren Messeinrichtung.

Kurzzeichen	Bezeichnung	Komponenten
MH0	Referenzwegmessung	Lasersensor, Positionierungselemente
MH1	Montage	Adapter Fußrastenhalterung, Verstellung
MH2	Mech. Grundaufbau	Arm, Aktorträger, Schutzhaube
MH3	Aktorik/Führung/Kraftmessung	Aktor, Trapezspindel, Abdeckung, Linearführung, Kraftmessdose
MH4	Hebelbetätigung	Adapter Fußbremshebel

Die Bezeichnung der Schnittstellen erfolgt in analoger Weise zur vorderen Messeinrichtung. Die Referenzmessung mittels Lasertriangulationssensor am HBZ erfordert eine Befestigung, welche die Montage und präzise Ausrichtung ermöglicht. Zum Betrieb wird eine zusätzlich eine Reflektionsfläche benötigt. Die Messeinrichtung wird über einen Adapter anstelle der Fußraste

am Fahrzeug montiert. Hier ist eine geeignete Arretierung für alle Fahrzeugmodelle vorzusehen. An den Adapter lässt sich der Arm seitlich und im Winkel verstellbar montieren. Die Trapezspindel des Aktors läuft in einer Linearführung und wird durch weitere Elemente mit dem Kraftsensor verbunden. Die Betätigung des Fußbremshebels wird mittels eines Adapters gelöst. Zum Schutz wird eine Schutzhaube vorgesehen.

5.8 Konzept für Ansteuerung und Messung

Es wird geeignete Elektronik und Software zur Ansteuerung des Aktors sowie zur Erfassung der Sensorsignale benötigt. Aus einer Recherche am Markt resultieren die in Tabelle 5.10 aufgeführten Möglichkeiten.

Tabelle 5.10 Geeignete Elektronik und Software zur Ansteuerung der Aktorik und Aufnahme der Messsignale.

Hardware	Software/Entwicklungsumgebung
Siemens SIMATIC SPS	Siemens SIMATIC STEP 7
NI Compact RIO	NI LabVIEW
dSPACE MicroLabBox	MathWorks MATLAB/Simulink/Stateflow
Arduino/Raspberry Pi/BeagleBone	Diverse
Vector VN1610, AD-CAN Datenerfassung	Vector CANalyzer mit CANopen

Aus diversen Gründen wird die Lösung mit Vector Hard- und Software sowie einer zusätzlichen Analog-Digital-CAN-Datenerfassung ausgewählt. Als Hauptgrund kann genannt werden, dass Vector Hard- und Software im Automobilbereich allgemein und beim Industriepartner zur Diagnostik und Entwicklung der Datenkommunikation im Fahrzeug sehr weit verbreitet ist. Dementsprechend ist bereits Hardware, Software und Erfahrung im Betrieb bei den Ingenieuren vorhanden. Die Arbeit mit bekannten Komponenten reduziert die Einarbeitungszeit, Inbetriebnahme und erleichtert die eigenständige Weiterentwicklung der Steuerung. Zusätzlich kann die Hard- und Software nach dem Produktlebenszyklus im Tagesgeschäft weiterverwendet werden. Die Optionen von NI und dSPACE werden wegen zu hoher Anschaffungskosten und die Verwendung einer SPS oder Entwicklerboards wie Arduinos und Raspberry Pi wegen des hohen Aufwands für die Einarbeitung und Inbetriebnahme ausgeschlossen.

Eine schematische Übersicht der Komponenten und Signalflüsse befindet sich in Anhang H. Die Steuerung der Aktorik und die Aufzeichnung der Messsignale erfolgt mittels der Software CANalyzer Pro 10.0. Die Implementierung der Steuerung kann mittels integrierter Werkzeuge wie *Visueller Sequenz*, *Interaktivem Generator* oder der C-basierten Programmiersprache *CAPL* erfolgen. Zur Anbindung an die zwei CAN Busse wird das USB-CAN-Interface VN1610 verwendet. Um mit der Motorsteuerung des Aktors zu kommunizieren, wird das Busprotokoll CANopen (Unterabschnitt 2.4.2) genutzt, weshalb das zusätzliche Softwaremodul CANalyzer.CANopen benötigt wird. Die Motorsteuerung wird so konfiguriert, dass die aktuelle Position des Aktors mittels eines zyklischen PDOs gesendet wird. Physisch wird die Kommunikation der Motorsteuerung mit der AD-CAN-Datenerfassungseinheit auf einen gemeinsamen Bus zusammengelegt. Der zweite Bus wird für die Verbindung zum Fahrzeug genutzt. Als AD-CAN-

Einheit wird ein AIM 4CH-DAS ausgewählt [64]. Es beinhaltet Messverstärker für die Kraftsensorik, tastet die Messsignale mit 16 bit und einer Frequenz von 250 Hz ... 4 kHz synchron ab und schickt diese auf den Bus.

Zur Erstinbetriebnahme der Schrittmotoren wird vom Hersteller die Software NanoCAN bereitgestellt. Für dessen Nutzung wird ein weiteres USB-CAN-Interface der Marke IXXAT [65] benötigt. Die AD-CAN-Einheit kann durch einfache CAN Botschaften oder ebenfalls durch Herstellersoftware konfiguriert werden und benötigt dazu ein USB-CAN-Interface der Marke Peak [66]. Um die verschiedenen Interfacemodule einfach in den Bus integrieren zu können, wird eine Daisy-Chain mit Flachbandkabel verwendet. Die Daisy Chain weist beliebig viele Sub-D Steckverbinder auf, um Busteilnehmer flexibel anbinden zu können.

Um die Aktoren wiederholbar in eine initiale Referenzposition bewegen zu können, werden Endlagenschalter vorgesehen.

Die Stromversorgung der Schrittmotoren erfolgt über ein Labornetzteil. Genauso wie die Vector Hardware und AD-CAN-Einheit wird sie nur in einfacher Ausführung angeschafft und synergistisch für beide Messeinrichtungen genutzt. Zum sicheren Betrieb werden die Elektronikkomponenten zusammen mit einem Notausschalter in einem Gehäuse untergebracht. Die Motorkabel werden zur Verbesserung der EMV geschirmt.

5.9 Produktarchitektur

Die Produktarchitektur (Abbildung 5-12) fasst das zu entwickelnde Produkt aus einer funktionalen sowie strukturellen Sicht zusammen, sodass die Detaillierung der Gesamtfunktion, dessen Aufbau aus Baugruppen und Komponenten sowie deren Zusammenhang deutlich wird [39, S. 156]. Die Produktarchitektur der vorderen Messeinrichtung ist in Anhang E zu finden.

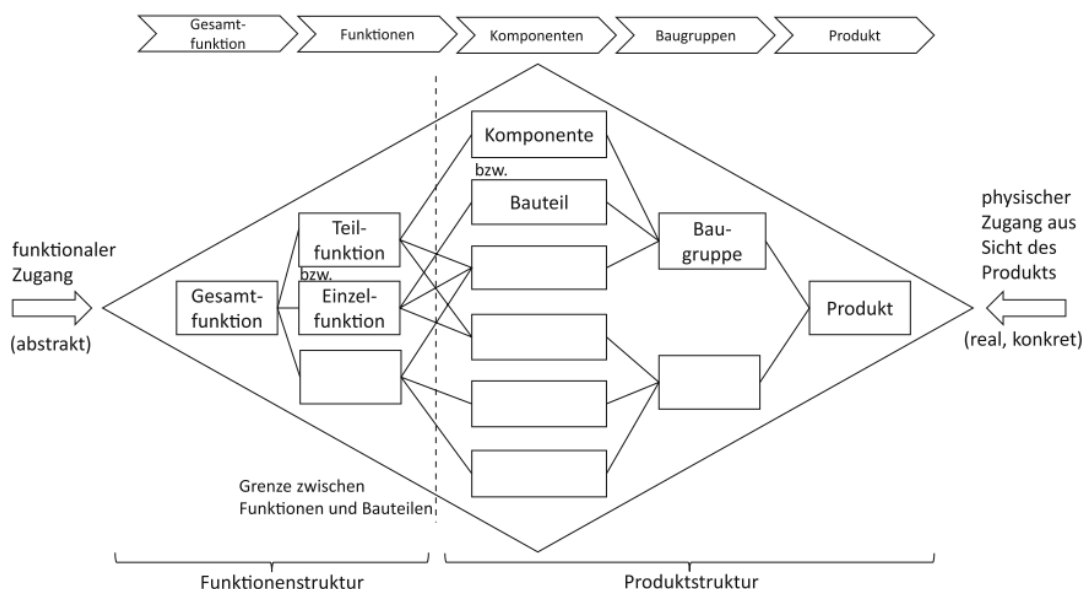


Abbildung 5-12 Produktarchitektur als Zusammenführung der Funktionen- und Produktstruktur [39, S. 157] nach [62].

6 Entwurf und Ausarbeitung

Im Folgenden werden die Module und der Gesamtentwurf im CAD gemäß der Arbeitsschritte 5 und 6 der VDI Entwicklungsmethodik (Kapitel 3) gestaltet sowie Normteile ausgewählt. Als Grundlage werden Nachgiebigkeiten und systematische Messabweichungen durch theoretische Berechnungen sowie FEM Analysen quantifiziert. Dabei wird kontinuierlich überprüft, ob die Konstruktion sich innerhalb des verfügbaren Bauraums befindet. Da es sich um eine Einzelanfertigung handelt, werden als Fertigungstechnologien Fräsen, Drehen und Rapid Prototyping Methoden verwendet. Die Produktdokumentation in Form der technischen Fertigungszeichnungen befindet sich aufgrund der zu großen Anzahl nur auf der Anhang CD. Die Datenblätter der Normteile sind gesammelt auf der beigefügten CD und werden im Text als Online-Medium referenziert.

6.1 Modul 0 – Referenzwegmessung

Für die Referenzwegmessung am HBZ wird der Lasertriangulationssensor optoNCDT ILD1320-50 der Firma Micro-Epsilon mit einem Messbereich von 50 mm ausgewählt [67]. Laut Datenblatt beträgt die Linearität $\pm 0,12\%$ des Messbereichs bzw. $\pm 60\ \mu\text{m}$ und die Reproduzierbarkeit $\pm 5\ \mu\text{m}$. Aus dem mitgelieferten Kalibrierprotokoll (Anhang I) ist jedoch die tatsächliche Linearität mit max. $\pm 0,02\%$ bzw. $\pm 10\ \mu\text{m}$ ersichtlich. Diese wird im Sensor hinterlegt, sodass nahezu kein Fehler durch Linearität entsteht. Es wird der analoge Stromausgang des Sensors verwendet, der mit 12 bit aufgelöst ist. Es besteht die Möglichkeit das Ausgangssignal auf einen Teil des Messbereichs zu skalieren, um den Quantisierungsabweichung zu verringern. Bei der Nutzung des vollen Messbereichs beträgt die Abweichung:

$$\epsilon_{S_{mc}} = \frac{50\ \text{mm}}{2^{12}} = \pm 12\ \mu\text{m}. \quad (6.1)$$

Um das Messsignal mit der AD-CAN-Einheit erfassen zu können, wird eine Widerstandsschaltung zur Umwandlung in eine Analogspannung vorgesehen [68, S. 28]. Die Abweichung der erneuten AD-Wandlung mit 16 bit wird auf identische Weise berechnet und ist vernachlässigbar. Der verwendete Widerstand wird gemessen, um eine Skalierungsabweichung auszuschließen oder ggf. zu korrigieren. Der Lasersensor benötigt eine Aufwärmphase von ca. 20 min, um reproduzierbare Ergebnisse zu erzeugen.

Abbildung 6-1 zeigt die am Fahrzeug installierte Referenzwegmessung. Der Sensor wird mithilfe der Verschraubungen des HBZ fluchtend zu dessen Achse ausgerichtet. Dazu ist der Sensor auf eine Adapterplatte montiert, in die Gewindestifte mit spitzen Enden eingeschraubt sind. Diese werden formschlüssig an die Schraubenköpfe angelegt und die Sensorposition wird fixiert. Die Fixierung des Sensors erfolgt mit einem 3-D-Gelenkarm, wie er üblicherweise

mit Messuhren eingesetzt wird. Befestigt wird der Messarm mit einem magnetischen Stativfuß, der auf dem Fußrastenadapter positioniert wird. Als Reflektionsfläche wird eine Kunststoffplatte verwendet, die mittels eines magnetischen Fußes an die Druckstange oder eine Kontermutter der Druckstange des HBZ angeheftet werden kann. Die Kunststoffplatte und die Basis werden im SLM 3D-Druck-Verfahren aus Polyamid 11 (PA11) hergestellt. Da der Sensor den diffusen Reflektionsanteil auswertet, ist eine möglichst helle und nicht spiegelnde Fläche ideal. Dies kann mit dem genannten Verfahren erreicht werden. Ein Griff erleichtert die Handhabung bei der Positionierung.

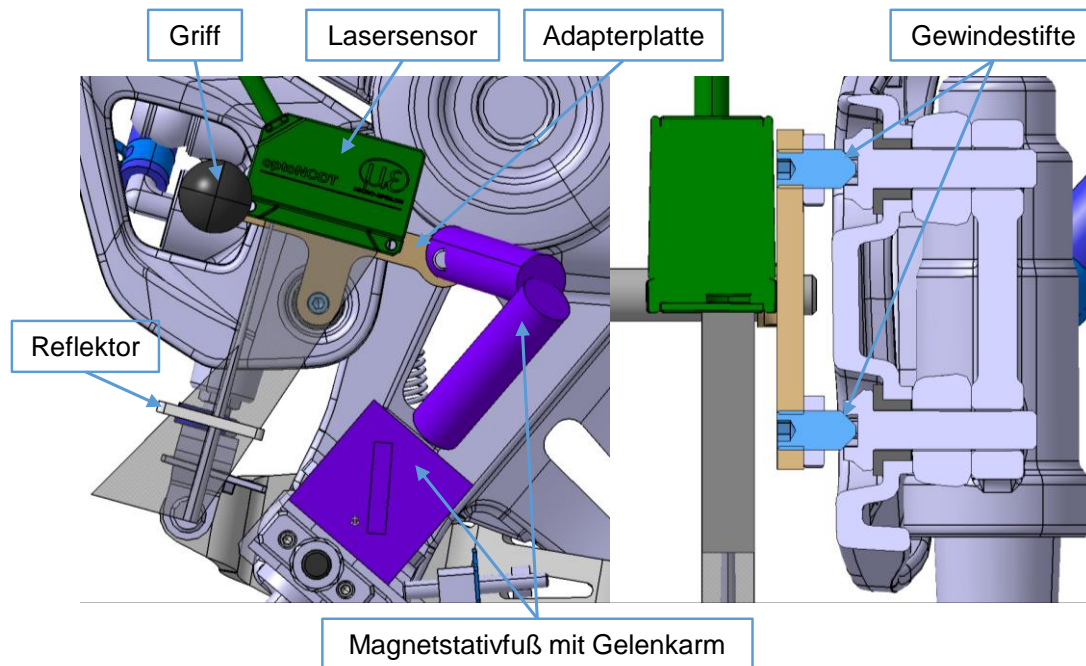


Abbildung 6-1 Modul MH0 – Referenzwegmessung am Hauptbremszylinder der Hinterradbremse mittels Lasertriangulationssensor (links) und Schnittansicht der Ausrichtung des Lasers über Gewindestifte an der Verschraubung der Hauptbremszylinder (rechts).

Messungenauigkeiten entstehen aufgrund von Toleranzen bei der Ausrichtung und der bereits beschriebenen Kinematik der Druckstange (Unterabschnitt 5.2.1). Die Ausrichtungsabweichungen werden beeinflusst von den Form- und Lagetoleranzen der Durchgangsbohrungen im Rahmen, der Gewinde im HBZ, der Schraubenköpfe und den Fertigungstoleranzen des Laserhalters. Aus den relevanten technischen Zeichnungen und der Schraubennorm wird ein möglicher seitlicher Versatz von $\Delta x = 0,5 \text{ mm}$ abgeleitet. Mit dem Abstand der Verschraubungen von $ParC = 40 \text{ mm}$ kann daraus der Verdrehwinkel mit $\alpha = 1,43^\circ$ berechnet werden, wenn an beiden Schrauben ein Versatz in gegensätzlicher Richtung angenommen wird. Die prozentuale Abweichung des dadurch inkorrekt gemessenen Wegs beträgt damit:

$$\epsilon_{S_{mc}} = (1 - \cos \alpha) 100 \% = 0,03 \% \quad (6.2)$$

6.2 Modul 1 – Montage

Die Montagemodule dienen der schnellen und reproduzierbaren Anbringung der Messeinrichtungen an verschiedenen Fahrzeugen über das Lenkerende und den Fußrastenhalter.

Nachfolgend wird beschrieben, wie die kraftschlüssigen Verbindungen in Form von Klemmungen werden über Berechnungen ausgelegt werden. An der hinteren Messeinrichtung wird die Fixierung im Fußrastenhalter durch formschlüssige Elemente realisiert, welche die Freiheitsgrade sperren.

6.2.1 Vorne

Die Montage am Lenkerende erfolgt mittels eines eingeschraubten Lenkeradapters, der als Welle für die kraftschlüssige Klemmverbindung dient (Abbildung 6-2). Der Adapter wird mit einer Senkschraube eingeschraubt, um eine Zentrierung zum Lenker zu erreichen. Der Durchmesser kann mittels einer zusätzlichen Hülse auf Schrauben mit M10 Gewinde reduziert werden. Geklemmt wird der Klemmbock auf der Welle mit einem Schubstangen-Spanner (Datenblatt auf Anhang CD). Zur Erhöhung der Verschleißbeständigkeit wird der Klemmbock hartanodisiert. Die seitliche Positionierung wird über eine Schulter am Lenkeradapter realisiert.

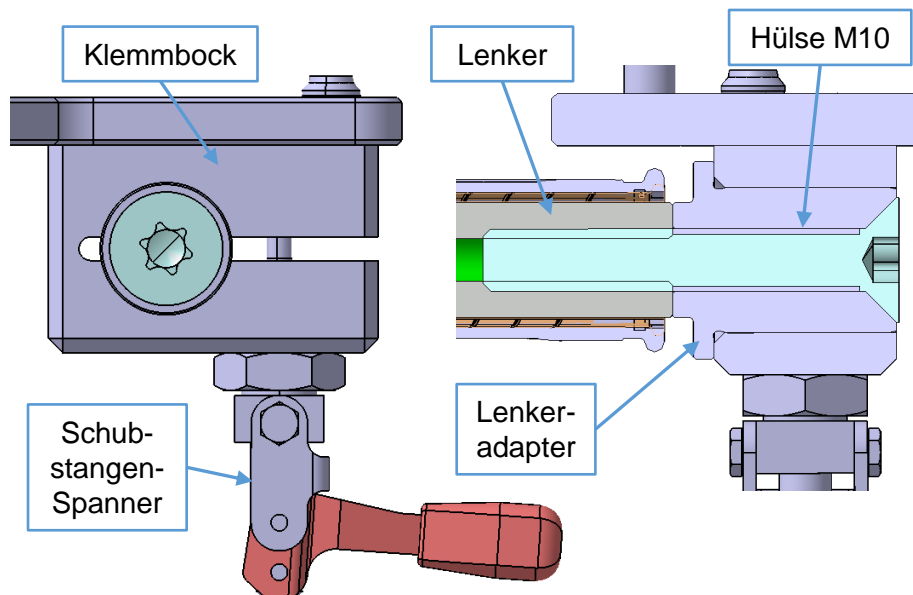


Abbildung 6-2 Modul MV1 – Komponenten zur Montage der vorderen Messeinrichtung am Lenker mittels kraftschlüssiger Klemmverbindung mit Lenkeradapter, Hebelnabe (Klemmbock) und Schubstangen-Spanner. Hülse zur Anpassung an Lenker mit M10 Gewinde.

Die Berechnung der Klemmverbindung erfolgt gemäß ROHLOFF/MATEK [60, 447 f.]. Die Hebelnabe wird als Schelle mit einem Gelenk im Schlitzgrund und einer linienförmigen Pressung an der Welle angenommen. Das übertragbare Drehmoment beträgt:

$$T_{\text{nenn}} \leq \frac{F_{k1} n D_F \mu l_2}{K_A S_H l_1} = 11,2 \text{ N m} > 7,4 \text{ N m} \quad (6.3)$$

T_{nenn} Übertragbares Nenndrehmoment

F_{k1} Klemmkraft je Schraube; $F_{k1} = 3000 \text{ N}$

n Anzahl der Schrauben; $n = 1$

D_F Fugendurchmesser = Wellendurchmesser; $D_F = 28 \text{ mm}$

μ Haftbeiwert; $\mu = 0,1$

l_2 Abstand Schrauben zu Drehpunkt (=Schlitzgrund); $l_2 = 42,5$ mm

K_A Anwendungsfaktor für dynamische Betriebsverhältnisse; $K_A = 1$, da statisch

S_H Haftsicherheit; $S_H = 2$

l_1 Abstand Wellenmitte zu Drehpunkt; $l_1 = 16$ mm

Für den Haftbeiwert und die Haftsicherheit werden die ungünstigsten Werte angenommen. Das auftretende Moment von $M = 7,4$ Nm gilt für das einzuhaltende, maximale Gewicht von $m = 3$ kg und einem Hebelarm von $l = 0,25$ m.

Abweichungen in der Positionierung können durch Toleranzen des Gewindes im Lenkerende und der Breite des Lenkers entstehen. Die fluchtende Ausrichtung der Messeinrichtung zur HBA wird über Peilung von der Seite erreicht (Unterabschnitt 6.6.1). Bei symmetrischen Bremshebeln kann außerdem die Markierung in der Bremshebelrolle zur Hilfe genommen werden (Unterabschnitt 6.4.1).

6.2.2 Hinten

Zur Montage der hinteren Messeinrichtung wird die Fußraste gegen einen Adapter und dessen Bolzen gegen eine Zylinderschraube oder Schulterpassschraube mit Mutter ausgetauscht. Das Modul ist in Abbildung 6-3 dargestellt. Der translatorische Freiheitsgrad entlang der Schraubenachse wird mit einer Gewindhülse gesperrt, indem diese gegen die Innenseite des Fußrastenhalters geschraubt wird. Der rotatorische Freiheitsgrad wird durch zwei federbelastete Bolzen mit Kopf eliminiert, die sich gegen die Rückseite des Rastenhalters abstützen. Die Bolzen werden mittels eines Spanneisens niedergedrückt, welches wiederum durch eine Mutter bewegt wird. In dem Spanneisen sind Gewindestifte vorgesehen, um eine optionale, ungleichseitige Verstellung zu ermöglichen. Bei dem abgebildeten Fahrzeugmodell wird zusätzlich eine Ausgleichsplatte benötigt, weil die Rückseite des Rastenhalters nicht plan ist. Während der Montage am Fahrzeug ist ein alternierendes Festziehen der Gewindhülse und des Spanneisens empfehlenswert, da sich diese gegenseitig beeinflussen. Der Adapter wird aus X14CrMoS17 gefertigt, einem nichtrostenden, martensitischen Stahl, der ferromagnetisch ist. Die magnetischen Eigenschaften werden für die Fixierung des Magnet-Stativfußes der Referenzwegmessung (Abschnitt 6.1) benötigt. An den Adapter wird mittels einer Schraubverbindung die Welle für die Klemmverbindung des Arms montiert.

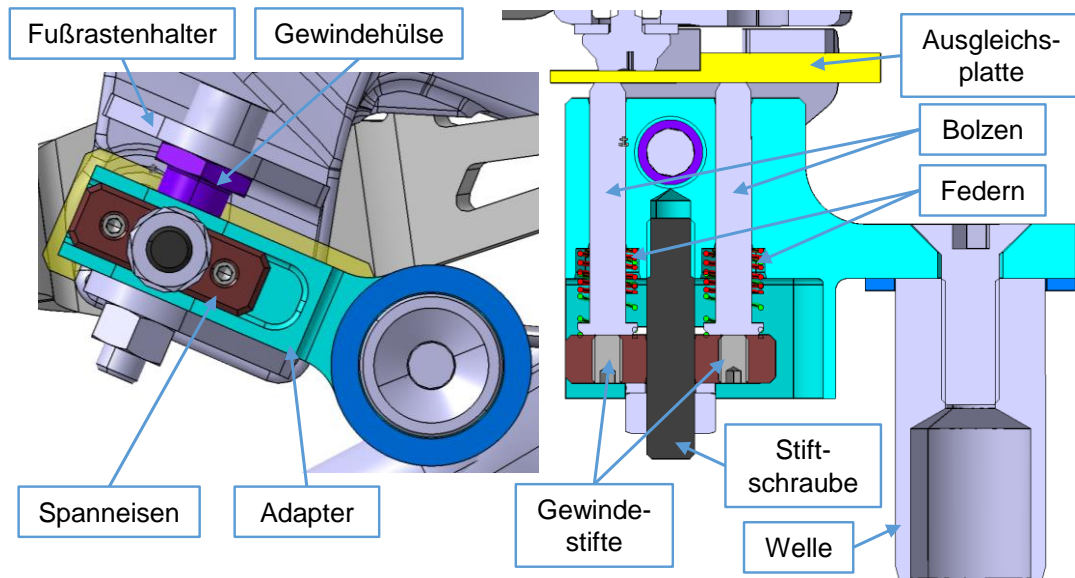


Abbildung 6-3 Modul MH1 – Komponenten zur Montage der hinteren Messeinrichtung an der Fußrastenhalterung mittels Gewindehülse und federgelagerter Bolzen. Federn in geringster (grün) und maximaler (rot) Kompression dargestellt.

Als alternatives Wirkprinzip zur Eliminierung des rotatorischen Freiheitsgrads wurde der Keileffekt in Betracht gezogen [69, S. 103]. Wegen einer vermutlich schlechteren Handhabung bei der Nutzung wurde dieser jedoch nicht umgesetzt.

6.2.3 Schnittstelle SH12 – Klemmung und Verstellung

Der Arm wird wie beim Modul MV1 mittels einer kraftschlüssigen Klemmverbindung auf der Welle des Hebeladapters fixiert. Die Klemmverbindung erlaubt eine translatorische Verstellung in y-Richtung und eine Winkelverstellung (Abbildung 6-4). Um eine reproduzierbare Einstellung zu ermöglichen, werden die jeweiligen Positionen durch Beilagscheiben (Shims) eingestellt. Die Schraube im Arm ist zur Klemmung der Beilagscheiben vorgesehen und stützt sich auf dem Rastenadapter ab, sodass neben der Positionierung im Falle einer zu niedrigen Klemmkraft keine Verdrehung des Arms entsteht. Die Verstellbereiche werden aus der geometrischen Parameterstudie aus Unterabschnitt 5.4.1 abgeleitet.

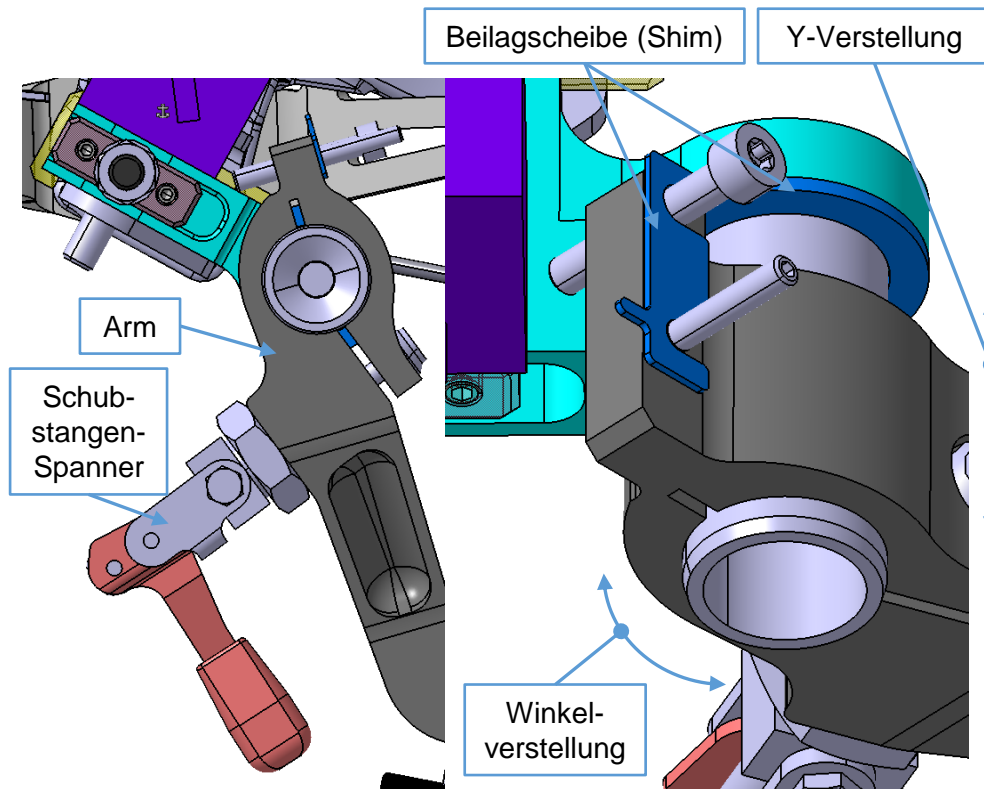


Abbildung 6-4 Kraftschlüssige Klemmverbindung des Arms an den Fußrastenadapter an der hinteren Messeinrichtung mit reproduzierbarer Einstellung der Position mittels Beilagscheiben (Shims). Jeweils nur ein Shim dargestellt.

Die Klemmung wird analog wie bei dem Modul MV1 ausgelegt. Die folgenden Werte werden dazu abweichend angenommen.

- D_F Fugendurchmesser = Wellendurchmesser; $D_F = 25 \text{ mm}$
- l_2 Abstand Schrauben zu Drehpunkt (=Schlitzgrund); $l_2 = 44 \text{ mm}$
- K_A Anwendungsfaktor für dynamische Betriebsverhältnisse; $K_A = 1,1$
- S_H Haftsicherheit; $S_H = 1,2$
- l_1 Abstand Wellenmitte zu Drehpunkt; $l_1 = 19 \text{ mm}$

$$T_{\text{nenn}} \leq 15,6 \text{ N m} > 14,4 \text{ N m} \quad (6.4)$$

Die 14,4 N m entsprechen einer Aktorkraft von 180 N bei einem Hebelarm von 80 mm, wie sie für eine Aktuierung mit maximaler Betätigungskraft zu erwarten sind.

6.3 Modul 2 – Mechanischer Grundaufbau

Der mechanische Grundaufbau nimmt alle Komponenten auf und stellt den Kraftfluss zwischen ihnen her. Die Materialverteilung der Komponenten folgt dem Kraftfluss, sodass an unnötigen Stellen Material und dadurch Gewicht eingespart wird.

6.3.1 Vorne

Abbildung 6-5 zeigt den mechanischen Grundaufbau der vorderen Messeinrichtung. Er enthält Grundplatte, Aktorträger, Schutzhaube, Griff und die Komponenten des Moduls MV1. Aktorträger und Klemmbock werden mittels Schraubverbindungen an die Grundplatte gefügt. Die Schraubverbindungen werden für erhöhte Steifigkeit überdimensioniert, sodass keine Nachweisrechnung erforderlich ist. Grundplatte, Aktorträger und Klemmbock werden als Zusammenbau gefertigt und mit Passstiften zueinander ausgerichtet, sodass sie nach einer Demontage wieder zueinander positioniert werden können. Die Lagetoleranzen werden so gewählt, dass eine Abweichung durch mangelhafte Rechtwinkligkeit vernachlässigt werden kann. Der Aktorträger integriert die Aufnahmebohrungen für die Kugelbuchsen der Linearführung.

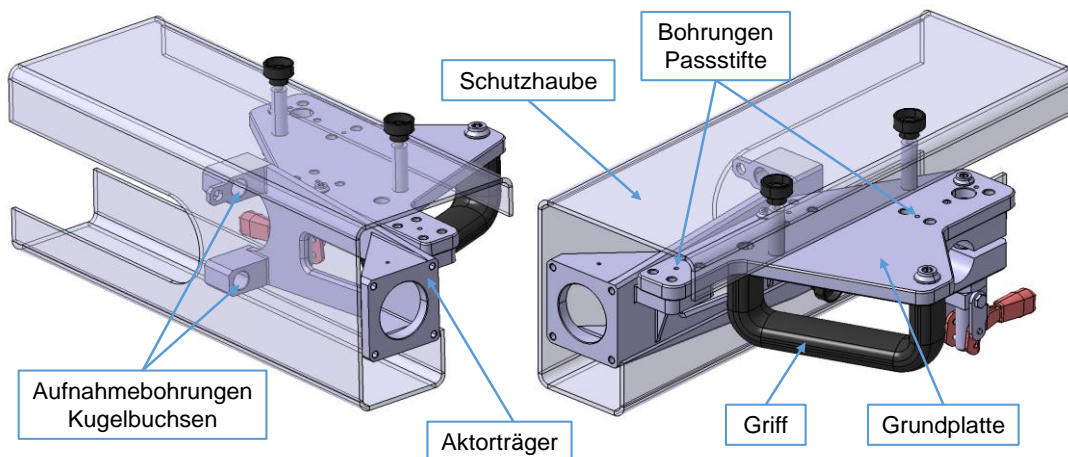


Abbildung 6-5 Modul MV2 – Mechanischer Grundaufbau der vorderen Messeinrichtung mit Grundplatte, Aktorträger, Schutzhaube und Griff.

Die Querschnitte der Grundplatte und des Aktorträgers werden mithilfe einer FEM Simulation festgelegt. Dazu werden diese zusammen mit dem Klemmbock zu einem Teil verschnitten. Die Kraft von $F = 180 \text{ N}$ greift verteilt an der Anlagefläche des Aktors an. Die Verformung in Krafrichtung beträgt $u = 0,023 \text{ mm}$ (Anhang G). Die Verformung in z-Richtung führt zu einer Winkelabweichung in der Betätigung, welche mit dem Kosinus jedoch vernachlässigbar gering ausfällt. Der Abstand zwischen Betätigung und Lenkerende in Form des Parameter F (Unterabschnitt 5.4.1) wird auf 78 mm ausgelegt.

6.3.2 Hinten

Abbildung 6-5 zeigt den mechanischen Grundaufbau der hinteren Messeinrichtung. Er enthält Arm, kugelgelagerten Aktorträger, Halter für die Linearführung und Schutzhaube. Ein Steckbolzen ermöglicht die Arretierung des Arms mit dem Aktorträger zur besseren Handhabung. Dieser ist vor dem Betrieb zu entfernen. Der Halter der Linearführung wird an den Aktorträger geschraubt. Ein Griff kann nach Bedarf nachträglich an der Schutzhaube montiert werden und ist nicht dargestellt.

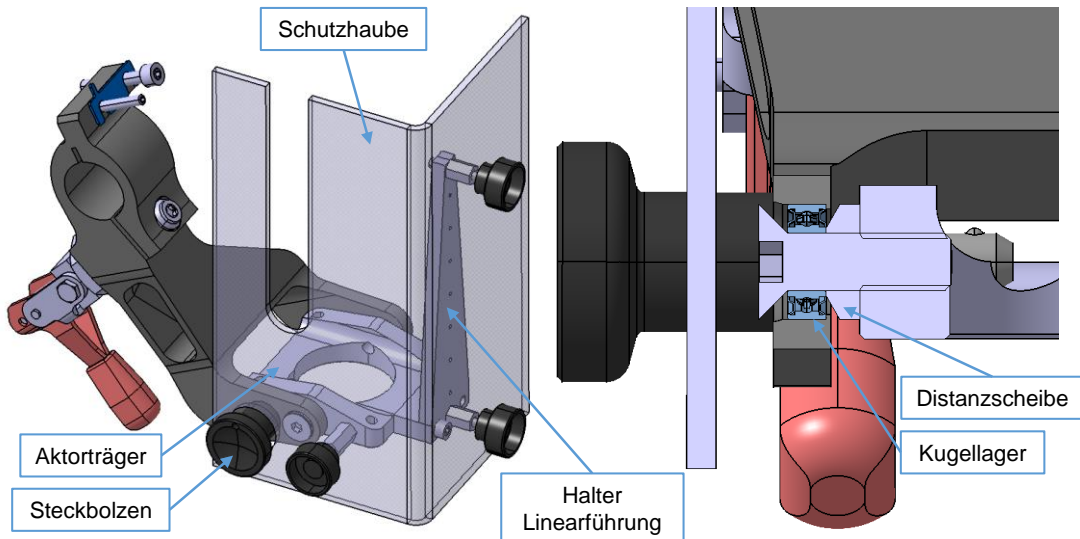


Abbildung 6-6 Modul MH2 – Mechanischer Grundaufbau der hinteren Messeinrichtung mit Arm, kugellagertem Aktorträger, Halter für Linearführung und Schutzhaube. Steckbolzen zur Arretierung von Arm und Aktorhalter zur besseren Handhabung.

Zur Abschätzung der Verformung des Arms und des Fußrastenhalters wird eine FEM Analyse durchgeführt. Die Komponenten werden mit Kopplungsrandbedingungen miteinander starr verbunden. Die Verformung bei 180 N beträgt $u = 0,26$ mm und sollte für genaue, absolute Messergebnisse bei der Auswertung berücksichtigt werden (Anhang G).

Aufgrund mangelnder Daten für die Berechnung der Einfederung der Kugellager (Typ SMR126-2Z) kann diese nicht durchgeführt werden [70]. Die Auslegung der Lager erfolgt über die Statische Tragsicherheit [71]. Mit den relevanten Daten folgt für zwei Lager:

$$S_0 = \frac{2 C_{0r}}{P_{0r}} = 2. \quad (6.5)$$

C_{0r} Radiale statische Tragzahl (je Lager); $C_{0r} = 180$ N

P_{0r} Radiale statische Lagerbelastung; $P_{0r} = 180$ N

Die erreichte Sicherheit ermöglicht einen ruhigen Lauf mit hoher Drehgenauigkeit. Auf eine Überdimensionierung zur Erhöhung der Steifigkeit wird aus Gewichts- und Bauraumgründen verzichtet. Bei der Ermittlung von Nachgiebigkeiten können die Einfederungen der Lager berücksichtigt werden (Unterabschnitt 6.7.1).

6.4 Modul 3 – Aktorik/Führung/Kraftmessung

Das Modul 3 bildet die zentrale Einheit zur Erzeugung und Erfassung der Messgrößen Kraft und Weg. Der Fokus liegt auf der präzisen Führung der kräfteleitenden Elemente. Dadurch werden Spiele und Verformungen gering gehalten und eine genaue Messung ermöglicht. Für die vordere Messeinrichtung werden eigene Kraftsensoren in Form von DMS-applizierten Linearwellen entwickelt. An der hinteren Bremse kommt eine hochgenaue Kraftmessdose zum

Einsatz. Die Aktorik ist bei beiden Messeinrichtungen identisch und dient gleichzeitig als Wegmessung. Die Motorkabel werden zur Verbesserung der elektromagnetischen Verträglichkeit (EMV) mit Drahtgeflecht geschirmt.

Bei dem verwendeten Linearaktuatoren mit Schrittmotor und Trapezgewindespindel ist die Spindel gegen Verdrehen zu sichern. Dies erfolgt bei beiden Messeinrichtungen über die Linearführungen. Das abzustützendes Moment wird im Folgenden berechnet [72]. Es entspricht dem erforderlichen Antriebsmoment M_d eines Motors bei angetriebener Trapezgewindespindel:

$$M_d = \frac{F P}{2000 \pi \eta_A} = 1,73 \cdot 10^{-4} \text{ Nm.} \quad (6.6)$$

F gesamte Axiallast; $F = 180 \text{ N}$

P Spindelsteigung; $P = 6 \text{ mm}$

η_A Wirkungsgrad des gesamten Antriebs

Der Wirkungsgrad η_A für die Wandlung einer Drehbewegung in eine Längsbewegung wird über den Steigungswinkel α und den Gewindereibungswinkel ρ' berechnet:

$$\eta_A = \frac{\tan \alpha}{\tan(\alpha + \rho')} = 0,995. \quad (6.7)$$

Diese werden folgendermaßen berechnet:

$$\tan \alpha = \frac{P}{d_2 \pi} = 0,231 \Rightarrow \alpha = 13,03^\circ \quad (6.8)$$

$$\rho' = \mu \cdot 1,07 = 0,043. \quad (6.9)$$

d_2 Flankendurchmesser; $d_2 = 8,25 \text{ mm}$

μ Reibwert; $\mu = 0,04$ für Kunststoff, geschmiert

Das maximale Axialspiel der Trapezspindel beträgt $\pm 0,05 \text{ mm}$ und der Steigungsverzug $\pm 0,1 \text{ mm}$ pro 300 mm Strecke.

Es wird außerdem die Messabweichung berechnet, die durch die Längsdehnung der Spindel unter Zugbelastung entsteht. Da die relevante Länge der Trapezspindel sich verringert, ist diese abhängig vom aktuellen Hub. Weiterhin ist zu beachten, dass die Kraft abhängig von der jeweiligen Kraft-Weg-Charakteristik ist. Die Werte sind der vorderen Messeinrichtung zugehörig. An der hinteren Messeinrichtung ist die Länge der Trapezspindel geringer.

$$\epsilon_{s_{\text{lev}}} = \Delta l = \frac{l_0(s_{\text{lev}})}{EA} F_{\text{lev}}(s_{\text{lev}}) \quad (6.10)$$

$$A = \pi \frac{d^2}{4}$$

$$l_0(s_{\text{lev}} = 0) = 100 \text{ mm}; d = 6,5 \text{ mm}; E = 210 \text{ GPa}$$

Abbildung 6-7 zeigt die prozentuale Messabweichung. Die Abweichung ist initial am größten, da dort die Rückstellkraft überwunden wird und dabei kaum ein Hub zurückgelegt wird. Der Fehler verläuft anschließend gegen Null und kann vernachlässigt werden.

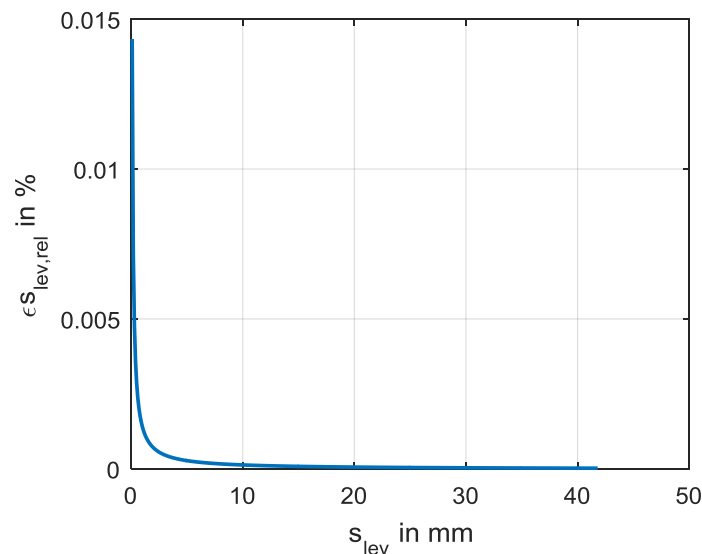


Abbildung 6-7 Systematische Messabweichung $\epsilon_{s_{lev,rel}}$ aufgrund von Längsdehnung der Trapezspindel.

6.4.1 Vorne

In Abbildung 6-8 ist die Aktorik, Linearführung und Kraftmessung der vorderen Messeinrichtung zu sehen. Die Trapezspindel des Aktors wird mithilfe einer Platte an den zwei DMS-applizierten Linearwellen verschraubt. Dazu wird die Trapezspindel auf die erforderliche Länge gekürzt und mit einem M6 Gewinde am Ende versehen. Zum Ausgleich von Toleranzen erfolgt dies über Kugelscheiben und Kegelpfannen (DIN 6319 C und D, Datenblatt auf Anhang CD). Die Linearwellen mit einem Durchmesser von $d = 6$ mm sind in zwei Kugelbuchsen des Typs LM6LUU [73, S. 4-52] gelagert. Diese besitzen zwei hintereinander angeordnete Kugelumlaufbahnen, sodass sie besonders für eine zusätzliche Belastung von Momenten geeignet sind. Sie sind weiterhin beidseitig gedichtet. Befestigt werden sie mit Sprengringen in den Aufnahmebohrungen mit Spielpassungen des Aktorträgers. An der Platte befindet sich ein Anschlag für den Endlagenschalter. Die DMS des Typs Vishay S5045 [74, S. 5] sind an den Enden der Linearwellen auf verjüngten Querschnitten mit 1 mm appliziert. Die Verjüngung der Querschnitte ist nötig, um eine ausreichende Dehnung und damit ein genügend großes Ausgangssignal zu erzeugen. Durch die Platzierung hinter den Lagern werden Reibungseinflüsse von der Kraftmessung ferngehalten. An jeder Welle werden vier Messgitter zu Vollbrücken gemäß der Anordnung in Unterabschnitt 2.5.1 verschaltet, sodass Biegeeinflüsse kompensiert werden.

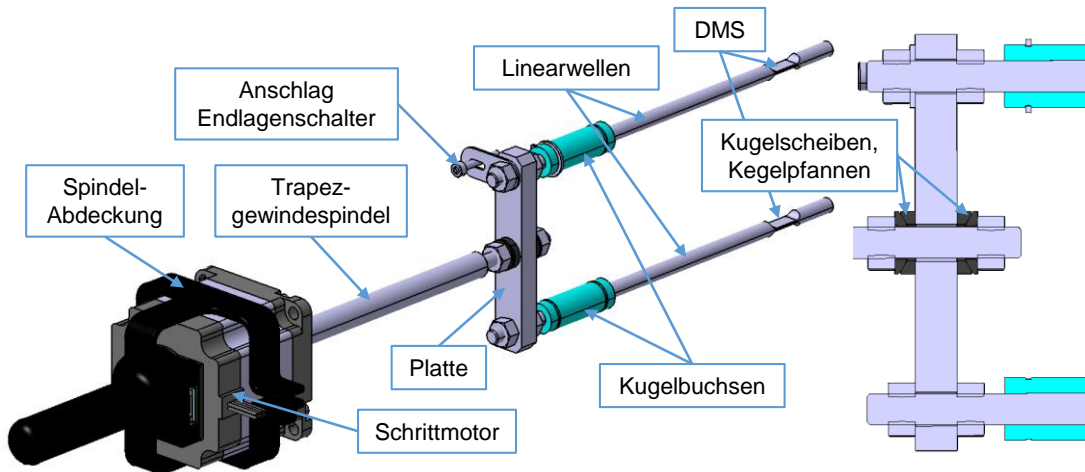


Abbildung 6-8 Modul MV3 – Aktorik, Linearführung und Kraftmessung der vorderen Messeinrichtung. Linearführung mittels Kugelbuchsen und Kraftmessung mittels auf Linearwellen applizierten DMS. Toleranzausgleich zwischen Spindel und Platte über Kugelscheiben und Kegelpfannen.

Im Folgenden wird die Auslegung der Kraftmessung beschrieben. Die Dehnung einer Messwelle berechnet sich zu:

$$\varepsilon = \frac{\sigma}{E} = \frac{F}{A E} = 7,14 \cdot 10^{-5} \quad (6.11)$$

F Axialkraft an einer Welle; $F = 90 \text{ N}$

A Fläche; $A = d h = 6 \text{ mm}^2$

E E-Modul; $E = 210 \text{ GPa}$

Aus Gl. (2.29) folgt das Ausgangssignal mit:

$$\frac{U_M}{U_B} = \frac{1}{4} k B \varepsilon = 0,0929 \frac{\text{mV}}{\text{V}}. \quad (6.12)$$

k Verstärkungsfaktor; $k = 2$

B Brückenfaktor; $B = 2,6$

Dies entspricht einem Skalierungsfaktor von:

$$c = \frac{F}{\frac{U_M}{U_B}} = 968,78 \frac{\text{N}}{\frac{\text{mV}}{\text{V}}} \quad (6.13)$$

Die Kalibrierprotokolle der Linearwellen befinden sich in Anhang I. Die gemessenen Skalierungsfaktoren weichen geringfügig ab und betragen $c_1 = 1031,53 \frac{\text{N}}{\frac{\text{mV}}{\text{V}}}$ und $c_2 = 1029,36 \frac{\text{N}}{\frac{\text{mV}}{\text{V}}}$.

Der Skalierungsfaktor wird in der CAN-Matrix für die korrekte Umrechnung hinterlegt. Ob dieser in der Gesamtmesskette noch korrekt ist, sollte durch experimentelle Validierung überprüft werden (Unterabschnitt 6.7.1).

Die kleinste einstellbare Empfindlichkeit der Brückenverstärker in der AD-CAN-Datenerfassung ist $1 \frac{\text{mV}}{\text{V}}$. Bei einem Ausgangsspannungsbereich von 0 ... 5 V entspricht der Vollausschlag bei Nennkraft für den Skalierungsfaktor c_1 damit:

$$U_{A,\max} = \frac{F}{c_1} \cdot 5 \text{ V} = 0,4362 \text{ V.} \quad (6.14)$$

Der Vollausschlag entspricht einem Wert in Digits von:

$$n_{\text{digits}} = \frac{0,4362 \text{ V}}{5 \text{ V}} \cdot 2^{16} = 5717 \text{ digits.} \quad (6.15)$$

Die Auflösung des Kraftsignals beträgt daher:

$$res_{F_{\text{lev},f}} = \frac{90 \text{ N}}{5717 \text{ digits}} = 0,0157 \frac{\text{N}}{\text{digit}}. \quad (6.16)$$

Mit einer höheren Brückenverstärkung wäre es möglich, die Auflösung zu erhöhen, jedoch würde dies zu einem stärkeren Rauschen führen. Die am Bremshebel anliegende Kraft F_{lev} entspricht der Summe der beiden Kraftsignale der Linearwellen.

Die Dehnung der Linearwellen geht als systematische Messabweichung in die Wegmessung ein. Sie wird wie folgt berechnet:

$$\frac{\Delta l}{F} = \frac{1}{E} \left(\frac{l_1}{A_1} + \frac{l_2}{A_2} \right). \quad (6.17)$$

l_1 Länge runder Querschnitt; $l_1 = 155 \text{ mm}$

l_2 Länge DMS Querschnitt; $l_2 = 11 \text{ mm}$

$A_1 = \pi \frac{d^2}{4}$ Fläche runder Querschnitt; $d = 6 \text{ mm}$

$A_2 = b h$ Fläche DMS Querschnitt; $b = 6 \text{ mm}$, $h = 1 \text{ mm}$

Weiterhin wird die Messabweichung durch Biegung der Wellen berechnet, die abhängig vom aktuellen Weg ist. Als Grundlage dient die Biegelinie eines freien Balkens mit Einspannung [75, S. 138]. Die Abweichung des gemessenen Wegs folgt trigonometrisch.

$$w(a = l(s_{\text{lev}})) = \frac{F_{\text{lev},y} l(s_{\text{lev}})^3}{2 \cdot 3 EI} \quad (6.18)$$

$$\alpha = \sin^{-1} \left(\frac{w(a = l(s_{\text{lev}}))}{l(s_{\text{lev}})} \right) \quad (6.19)$$

$$\epsilon s_{\text{lev}} = w(a = l(s_{\text{lev}})) \tan \alpha \quad (6.20)$$

Für eine leichtere Montage werden die Linearwellen länger dimensioniert als für die Aktuierung nötig.

6.4.2 Hinten

Abbildung 6-9 zeigt die Aktorik, Linearführung und Kraftmessung der hinteren Messeinrichtung. Die Trapezspindel wird über einen L-förmigen Halter mit der gleitgelagerten igus Drylin Linearführung verbunden [76, 77]. Über einen Endlagenschalter in der Spindelabdeckung kann die Trapezspindel reproduzierbar zur eingefahrenen Endposition bewegt werden. Die Kraftmessung erfolgt mit einer Kraftmessdose des Typs 8431 der Firma Burster mit einer Messgenauigkeit von 0,2 % bezogen auf den Messbereich von 0 ... 200 N [78]. Diese ist in Krafrichtung vor der Linearführung angeordnet, damit keine Reibungseffekte in das Messsignal eingeführt werden. Dass die Kraftmessdose nicht axiale Kräfte aufnehmen kann, wird durch integrierte Stützmembranen ermöglicht. Befinden sich die Fremdkräfte in bestimmten vorgegebenen Bereichen, was für die vorliegende Anwendung der Fall ist, beträgt der Einfluss auf die Messung zwischen 0,25 ... 1 % des Messbereichs.

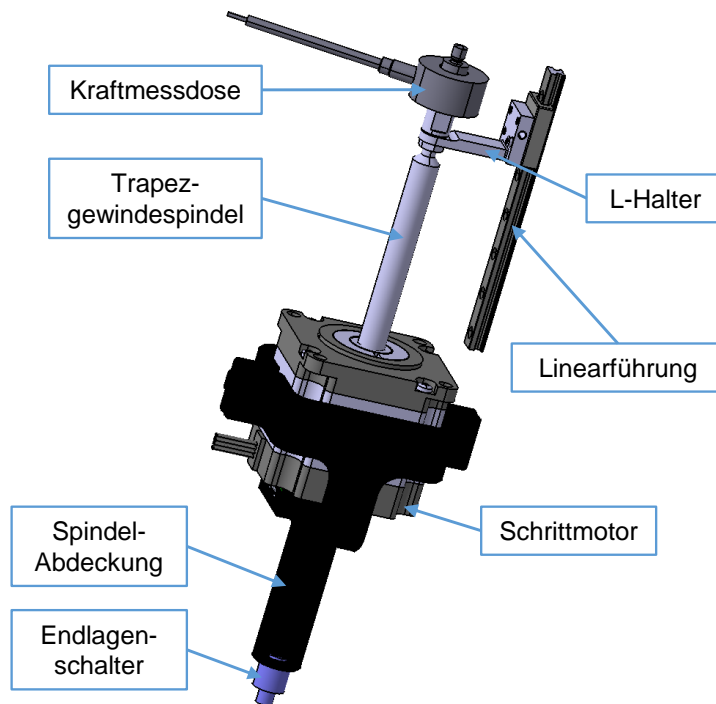


Abbildung 6-9 Modul MH3 - Aktorik, Linearführung und Kraftmessung der hinteren Messeinrichtung. Gleitgelagerte Linearführung und in Spindelabdeckung integrierter Endlagenschalter.

Die Kraftmessdose weist ein Ausgangssignal von $2 \frac{\text{mV}}{\text{V}}$ auf. Dieses kann auf den vollen Spannungsbereich am Ausgang verstärkt werden. Nach der Analog-Digitalwandlung entspricht dies einer Auflösung von:

$$res_{F_{\text{lev},r}} = \frac{200 \text{ N}}{2^{16}} = 0,0031 \frac{\text{N}}{\text{digit}} \quad (6.21)$$

6.5 Modul 4 – Hebelbetätigung

Das Modul Hebelbetätigung dient der Aktuierung der Bremshebel an den verschiedenen Fahrzeugen. Um Messabweichungen zu minimieren, sollte diese möglichst steif sein und Reibungen durch Lagerungen reduzieren. Geometrische bzw. kinematische Einflüsse werden durch geeignete Konstruktion und Dimensionierung vermindert und quantifiziert. An der hinteren Messeinrichtung konnte keine universal einsetzbare Betätigung entworfen werden.

6.5.1 Vorne

Die Bremshebelbetätigung der vorderen Messeinrichtung ist in Abbildung 6-10 abgebildet. Sie wird über Gewinde und Kontermuttern in der Fest- und Loslagerung mit den Linearwellen verschraubt. Zur Zugentlastung der DMS-Kabel sind Bleche vorgesehen. Die Loslagerung an der unteren Linearwelle wird durch eine Spielpassung mit f7/H7 zwischen Distanzhülse (pink) und Loslager erreicht. Als Achse dient eine Schulterpassschraube (ISO 7379, Datenblatt auf Anhang CD) mit M6 Schaftdurchmesser und einer Länge von 80 mm. Die Bremshebelrolle ist aus Polyoxymethylen (POM) gefertigt und kugelgelagert (Typ SMR106-2Z, [79]). Die Auslegung der Lager erfolgt analog zu der Lagerung des Aktors (Unterabschnitt 6.3.2) über die Statische Tragsicherheit, welche $S_0 \approx 1,5$ beträgt. Da keine Stoßbelastung vorherrschen wird, ist eine Sicherheit von $S_0 = 1$ ausreichend für einen ruhigen Lauf mit normaler Drehgenauigkeit. Das Material POM der Hebelrolle weist gute Gleiteigenschaften sowie eine hohe Festigkeit und Steifigkeit auf und ist außerdem abriebfest. Die Rollenmitte ist durch eine Nut markiert und kann bei symmetrischen Bremshebeln für die Ausrichtung zur Hilfe genommen werden.

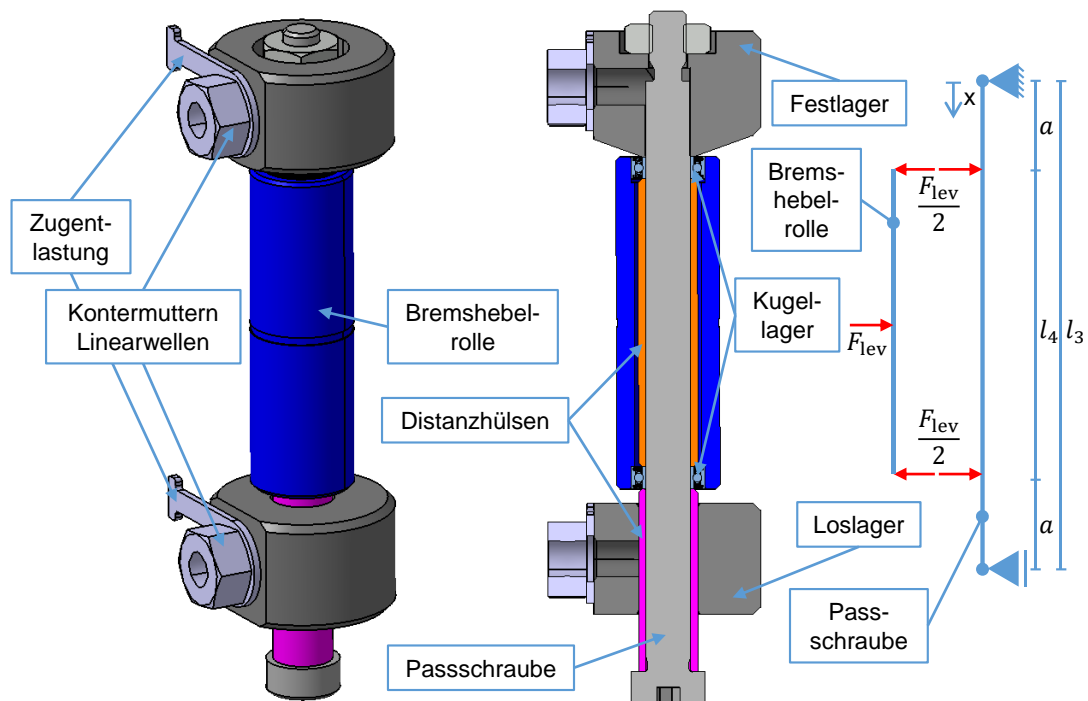


Abbildung 6-10 Bremshebelbetätigung der vorderen Messeinrichtung mit kugelgelagerter Kunststoffrolle und Fest-Loslagerung. Rechts: Modellbildung der Bremshebelrolle und Achse zur Berechnung der Verformungen unter Belastung.

Die Verformungen der Bremshebelrolle sowie der Achse stellen systematische Messfehler dar und werden im Folgenden theoretisch berechnet. Dazu werden die Modellbildungen in Abbildung 6-10, rechts verwendet. Es werden die Biegelinien aufgestellt und die entsprechenden Koordinaten eingesetzt [75, S. 138].

Achse

$$w(a) = \frac{F_{lev}}{6EI} (-4a^3 + 3a^2l_3) \quad (6.22)$$

$$I = \frac{\pi d^4}{64}$$

$$a = 11 \text{ mm}; l_3 = 64 \text{ mm}; d = 6 \text{ mm}; E = 210 \text{ GPa}$$

Bremshebelrolle

$$w\left(\frac{l_4}{2}\right) = \frac{F_{lev} l_4^3}{48EI} \quad (6.23)$$

$$I = \frac{\pi}{64} (D^4 - d^4)$$

$$l_4 = 42 \text{ mm}; D = 14 \text{ mm}; d = 9 \text{ mm}; E = 2,8 \text{ GPa}$$

Neben diesen Verformungen wird der Bremshebel durch das Abrollen der Rolle um einen zusätzlichen Weg betätigt, der in der Wegmessung des Aktors nicht erfasst wird. Er entspricht damit einer systematischen Messabweichung. Abbildung 6-11 illustriert den Berührungspunkt zwischen Rolle und Hebel in der initialen Hebelstellung. Während der Betätigung verringert sich der Hebelwinkel α_{lev} , wodurch die Kathete x sich verlängert und maximal den Betrag des Radius r_{BHR} der Rolle annimmt. Der zusätzlich aufgebrachte Weg Δx durch das Abrollen wird wie folgt berechnet:

$$\Delta x = \epsilon s_{lev} = r_{BHR} (\cos \alpha_{BHR,0} - \cos \alpha_{BHR}) \quad (6.24)$$

$$r_{BHR} = 7 \text{ mm}$$

Aus Gl. (6.24) ist erkennbar, dass die Abweichung sich proportional zum Radius r_{BHR} verhält, weshalb der Hauptfokus bei dem Entwurf der Hebelbetätigung auf die Minimierung des Durchmessers der Bremshebelrolle gelegt wird. Dies wird unter anderem durch die Wahl der Kugellager mit geringem Durchmesser erzielt.

Für einen geraden Bremshebel gilt dabei $\alpha_{BHR} = \alpha_{lev}$. Bei konkaven Bremshebeln ist dieser Zusammenhang nicht mehr gegeben. Da der abgebildete Bremshebel nur eine sehr geringe Konkavität im relevanten Bereich des Hebels aufweist, wird für die folgende Betrachtung ein gerader Hebel angenommen. Aufgrund des Versatzes a des Hebelarms b zum Drehpunkt ist das Aufstellen einer trigonometrischen Funktion für $\alpha_{lev}(s_{lev})$ nicht trivial, weshalb der Zusammenhang mithilfe des CAD abgeleitet wird. Für eine Korrektur dieser Abweichung bei der späteren Messauswertung empfiehlt es sich gleich die gesamte kinematische Kette inkl. der Druckstangenkinematik (Unterabschnitt 5.2.1) und der Konkavität zu erfassen. Dabei ist zu beachten, dass die gewählte Griffweitenverstellung aufgrund des Initialhebelwinkels $\alpha_{lev,0}$ zu berücksichtigen ist. Ein pragmatischer Ansatz für die Anwendung ohne Korrekturen ist daher, die Griffweitenverstellung bei Messungen stets auf die geringste Stufe einzustellen, um den

Initialhebelwinkel zu verringern. Dies ist ggf. bei weichen Bremsen nicht zielführend, wenn der gesamte Hebelweg benötigt wird. An Fremdfahrzeugen bei denen die Evaluierung der Kinetiken nicht direkt möglich ist, ist dies insbesondere sinnvoll.

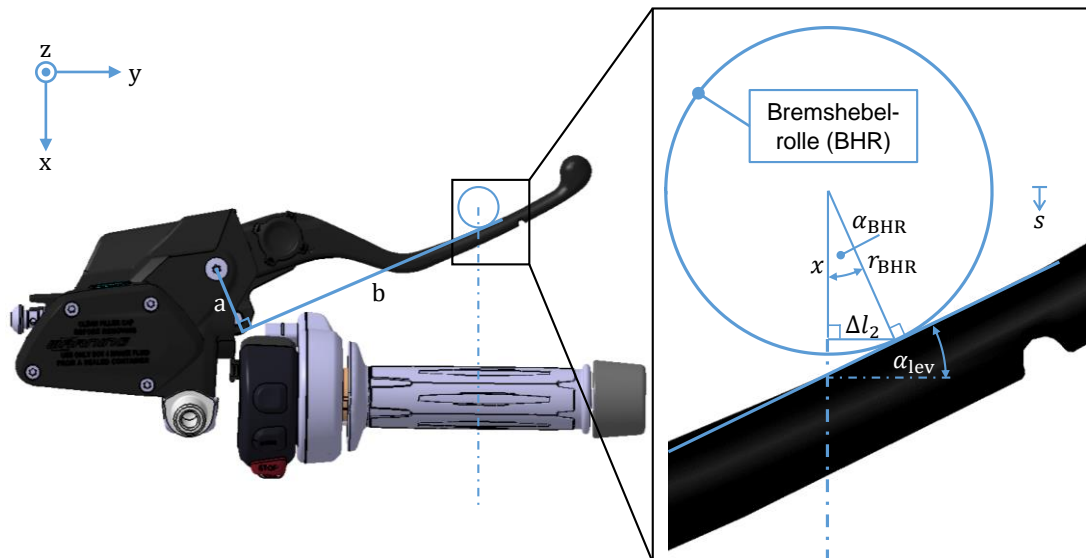


Abbildung 6-11 Das Abrollen der Bremshebelrolle auf dem Bremshebel bei einer Betätigung mit der vorderen Messeinrichtung führt zu einer Abweichung bei der Messung des Hebelwegs

Abbildung 6-12 zeigt die resultierenden Durchbiegungen und die Abweichung durch das Abrollen für das Fahrzeugmodell E (Unterabschnitt 5.4.1) mit der Griffweitenverstellung in der dritten Position. Der initiale Hebelwinkel beträgt $\alpha_{lev,0} = \alpha_{BHR,0} = 20,4^\circ$. Die Durchbiegungen besitzen entsprechend der aufgestellten Gleichungen ein proportionales Verhalten zur Kraft. Die Abweichung durch das Abrollen dagegen ist direkt abhängig vom Winkel α_{BHR} . Der Zusammenhang $F_{lev}(s_{lev})$ ist aus einer Kraft-Weg-Messung bekannt.

Aufgrund des Winkels α_{BHR} entsteht an der Hebelrolle die Querkraftkomponente $F_{lev,y}$, welche die Linearwellen auf Biegung belastet (Abbildung 6-12, rechts unten). Die Berechnung ist in Unterabschnitt 6.4.2 zu finden, der Verlauf der Abweichung ist in Abbildung 6-17 dargestellt. Weitere Verformungen entstehen am Hebel und den dazugehörigen Komponenten selbst.

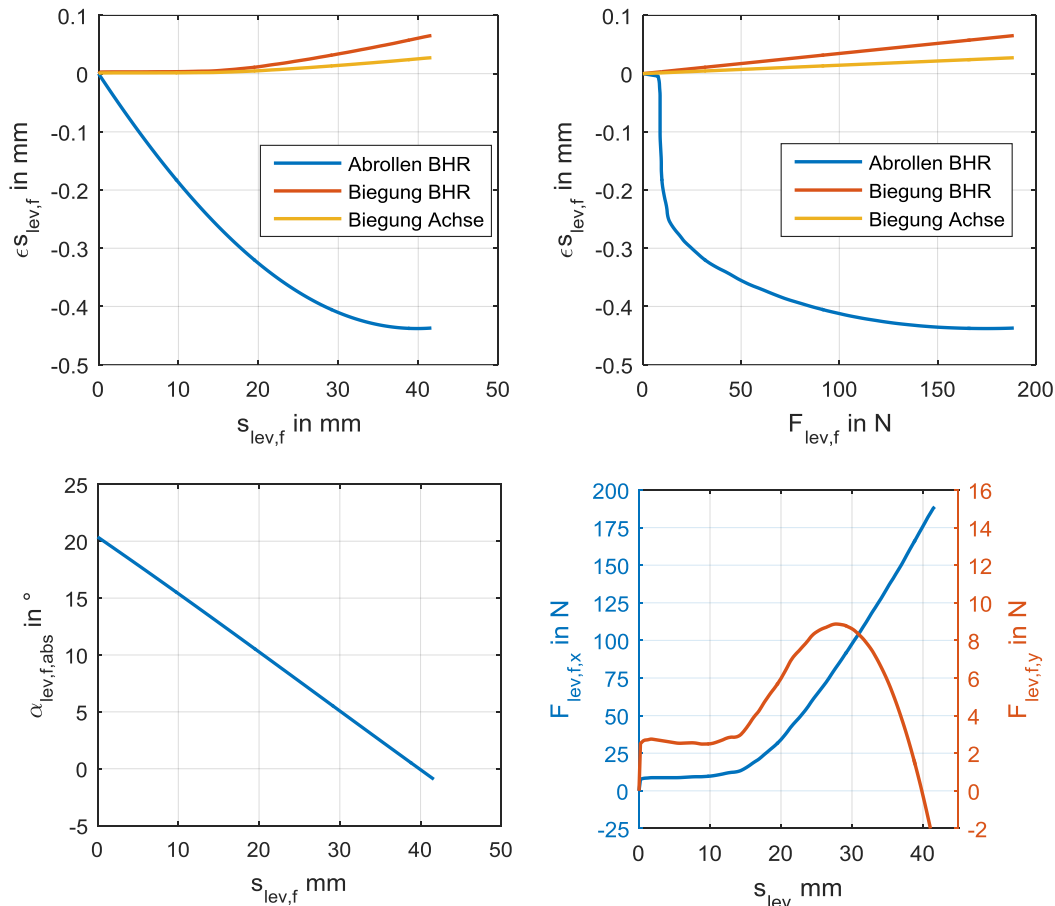


Abbildung 6-12 Abweichung ϵs_{lev} bei der Wegmessung durch Verformungen der Bremshebelrolle, Achse und durch das Abrollen der Bremshebelrolle auf dem Hebelweg (oben links) und der Hebelkraft (oben rechts). Positive Werte entsprechen einem größeren gemessenen Wert als tatsächlich vorhanden. Unten links: Hebelwinkel über Hebelweg. Unten rechts: Hebelkraft über Hebelweg in Längs- und Querrichtung der Betätigung.

Aus der seitlichen Verschiebung Δl_2 des Kraftangriffspunkts resultiert ebenfalls eine systematische Messabweichung der Kraft. Aufgrund des um Δl_2 verlängertem Hebelarms l_2 wird eine zu niedrige Kraft gemessen. Aus dem Momentengleichgewicht lässt sich die Abweichung ϵF_{lev} berechnen. Die Messgröße wird hier mit \hat{F}_{lev} gekennzeichnet:

$$\begin{aligned}
 M_{lev} &= \hat{F}_{lev}(l_2 + \Delta l_2) = F_{lev} l_2 \\
 \text{mit } \epsilon F_{lev} &= \hat{F}_{lev} - F_{lev} \\
 \Rightarrow \epsilon F_{lev} &= -\hat{F}_{lev} \frac{\Delta l_2}{l_2} = -\hat{F}_{lev} \frac{r \sin \alpha_{BHR}}{l_2}.
 \end{aligned} \tag{6.25}$$

Die relative Abweichung in Prozent entspricht damit:

$$\begin{aligned}
 \epsilon F_{lev,\%} &= -\frac{\Delta l_2}{l_2} 100 \% = -\frac{r \sin \alpha_{BHR}}{l_2} 100 \%. \\
 r &= 7 \text{ mm}; l_2 = 111,7 \text{ mm}
 \end{aligned} \tag{6.26}$$

Die Abweichung berechnet mit Gl. (6.31) ist in Abbildung 6-13 zu sehen. Durch den initialen Hebelwinkel ist sie zu Beginn am größten. Der Betrag nimmt über den Weg kontinuierlich ab.

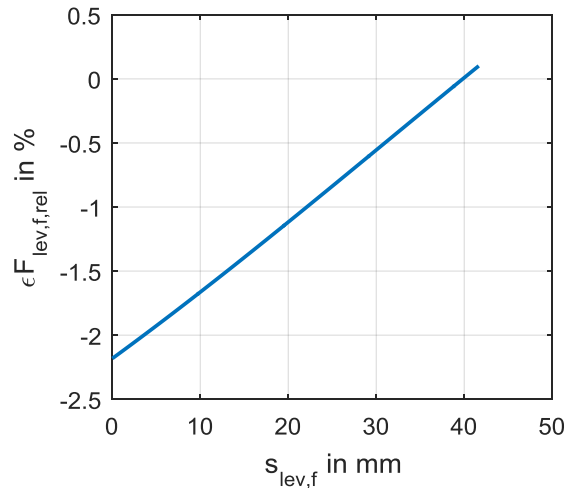


Abbildung 6-13 Systematische Messabweichung $\epsilon F_{lev,f,rel}$ hervorgerufen durch das Abrollen der Bremshebelrolle auf dem Bremshebel für das Fahrzeug Modell E.

Es wird vernachlässigt, dass die Bremshebelrolle aufgrund der Querkraftkomponente gleichzeitig in die entgegengesetzte Richtung wandert, da der kompensatorische Effekt nur etwa 0,02 % beträgt.

6.5.2 Hinten

Aufgrund der sehr unterschiedlichen Ausprägungen und Formen des Fußbremshebels und der Pedalfläche, konnte der Entwurf eines universell einsetzbaren Hebeladapters, der die Montage an allen Pedalformen ermöglicht, nicht erzielt werden. Es wird deshalb im Rahmen der Arbeit eine Lösung mit fahrzeugspezifischen Adaptern gewählt. Beispielhaft wird ein solcher Adapter für eines der Fahrzeugmodelle entworfen und gefertigt. Für Gruppen ähnlicher Fußbremshebel besteht weiterhin die Möglichkeit zu einem späteren Zeitpunkt einen Universaladapter zu entwerfen. Die Hebelbetätigung ist in Abbildung 6-14 dargestellt.

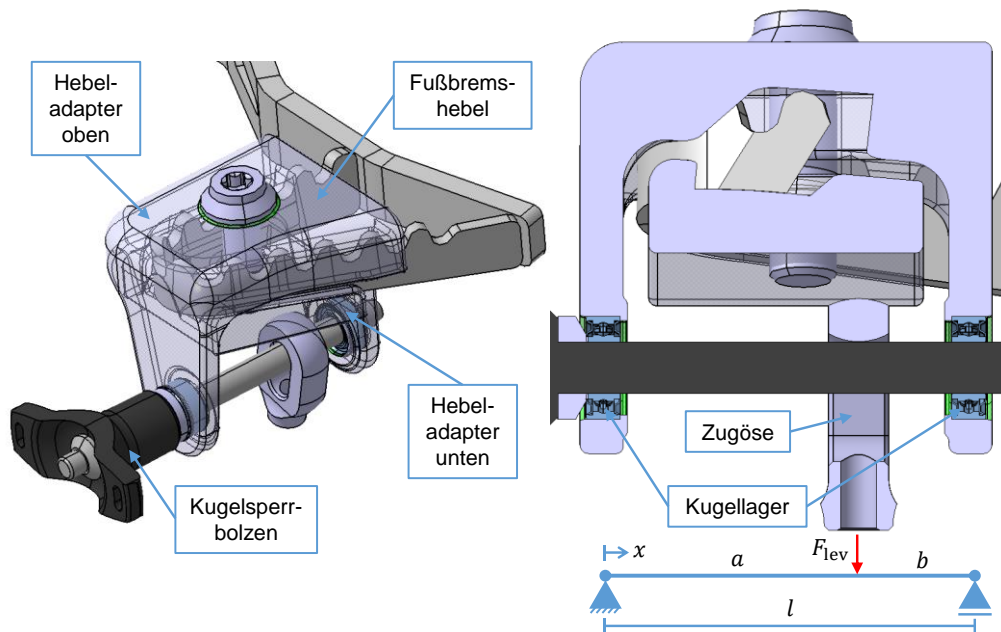


Abbildung 6-14 Bremshebelbetätigung der hinteren Messeinrichtung mit fahrzeugspezifischem Bremshebeladapter und kugellagerter Betätigung über eine abgerundete Zugöse zum Ausgleich von Winkelfehlern. Modellbildung zur Berechnung der Durchbiegung.

Beim Industriepartner sind Rapid Prototyping Fertigungsverfahren direkt und kosteneffizient verfügbar. Da es sich um eine Einzelanfertigung handelt, kommen diese in Frage. Einer der Vorteile bei 3-D-Druckverfahren ist die erhöhte Freiheit beim geometrischen Entwurf, da bspw. Hinterschnitte möglich sind. Dies wird genutzt, um die Negativform des Fußbremshebels in dem oberen Hebeladapter abzubilden. Bei einer rein mechanischen Fertigung würde dies eine komplizierte und ggf. nicht durchführbare Fräsbearbeitung oder konstruktive Einschränkungen erfordern. Der Hebeladapter wird mittels Selektivem Laserschmelzen (SLM) hergestellt. Der obere Hebeladapter wird aus der Aluminiumlegierung AlSi10Mg0,5 (EN AW 4046) und der untere Adapter wird wegen des Gewindes zur Montage aus nichtrostendem Stahl der Legierung X2CrNiMo17-12-2 (1.4404) gefertigt. Die Maßtoleranzen sind in der Norm DIN EN ISO 8062-3 festgelegt und betragen nach Kategorie DCTG 3 ca. 0,25 mm. Die Lagersitze und die Schraubverbindung werden anschließend mittels Fräsbearbeitung erstellt. Der Hebeladapter wird zur Befestigung von oben durch das Pedal geführt und mit einer Schraube mit der unteren Hälfte verschraubt, wodurch das Pedal dazwischen kraft- und formschlüssig geklemmt wird. Es wird ein seitliches Aufmaß in der Negativform vorgesehen, um Toleranzen des Bremshebels auszugleichen. Um die Reproduzierbarkeit bei der Montage zu erhöhen empfiehlt es sich, den Adapter in identischer Weise an den Fußbremshebel anzulegen.

Die Verbindung zur Aktorik erfolgt über eine Zugöse sowie einen Kugelsperrbolzen, der durch sie hindurch gesteckt wird und kugellagert ist. Es werden die gleichen Lager wie für den Aktorträger verwendet (Unterabschnitt 6.3.2). Die Zugöse ist an der Auflage zum Kugelsperrbolzen verrundet, um bei Winkelabweichungen die entstehenden Biegemomente auf die Kraftmessdose zu reduzieren.

Die Durchbiegung des Kugelsperbolzens wird berechnet. Mit der Biegelinie folgt [75, S. 138]:

$$w(x = a) = \frac{F}{6EI} \frac{b}{l} ((l^2 - b^2)a - a^3) = 0,016 \text{ mm} \quad (6.27)$$

$$I = \frac{\pi d^4}{64}$$

$$a = 30 \text{ mm}; b = 13 \text{ mm}; l = 43 \text{ mm}; d = 6 \text{ mm}$$

$$E = 210 \text{ GPa}; F = 180 \text{ N}$$

Auch die Verformung des Fußbremshebels wird untersucht. Aufgrund der Länge und der Biegung sowie Torsion um die Fahrzeuglängsachse weist dieser die größte Verformung im System auf. Aus einer FEM Analyse folgt die Verformung bei $F_{lev} = 180 \text{ N}$ mit $u = 0,63 \text{ mm}$ am Kraftangriffspunkt (Anhang G), was einer Abweichung in der Wegmessung von ca. $\epsilon_{S_{lev}} = 3,5 \cdot 10^3 \frac{\text{mm}}{\text{N}}$ entspricht. Am realen System können außerdem diverse Spiele in den Lagerungen zu Abweichungen führen. Bei der Konstruktion der Bremshebeladapter sollte der Kraftangriffspunkt so weit wie möglich zur Fahrzeugmitte platziert werden, um die Verformung zu reduzieren.

Die Berechnung der Lagereinfederung ist auch hier wegen fehlender Daten nicht möglich. Da die Betätigung des Fußbremshebels in Richtung der Gravitation verläuft, ist die Gewichtskraft der Hebelbetätigung zu der Kraftmessgröße zu addieren. Wie bereits in Unterabschnitt 5.5.3 wird dies bei der Umrechnung auf den Kolben durch die Vermessung der mechanischen Kräfte berücksichtigt.

6.6 Gesamtentwurf

Beim Entwurf der Module und Schnittstellen ist die Verträglichkeit im Gesamtentwurf kontinuierlich zu überprüfen. Dabei sind insbesondere die Funktionstüchtigkeit der Komponenten im Verbund sowie die grundsätzliche Fertig- und Montierbarkeit sicherzustellen. In diesem Zuge wird die Freigängigkeit der sich bewegenden Bauteile im CAD mittels Kollisionsprüfungen sichergestellt. Durch neuen Erkenntnisgewinn kann es auch in diesem Schritt noch zu notwendigen Änderungen und einer Anpassung der Anforderungen kommen, sodass ein iteratives Vorgehen notwendig ist. Im Folgenden wird der finale Feinentwurf präsentiert und das Vorgehen für die Montage beschrieben.

6.6.1 Vorne

Abbildung 6-15 zeigt den Gesamtentwurf der vorderen Messeinrichtung montiert am Lenker. Der Linearpotentiometer kann zur Plausibilisierung der Wegmessung verwendet werden und nach der Inbetriebnahme entfernt werden.

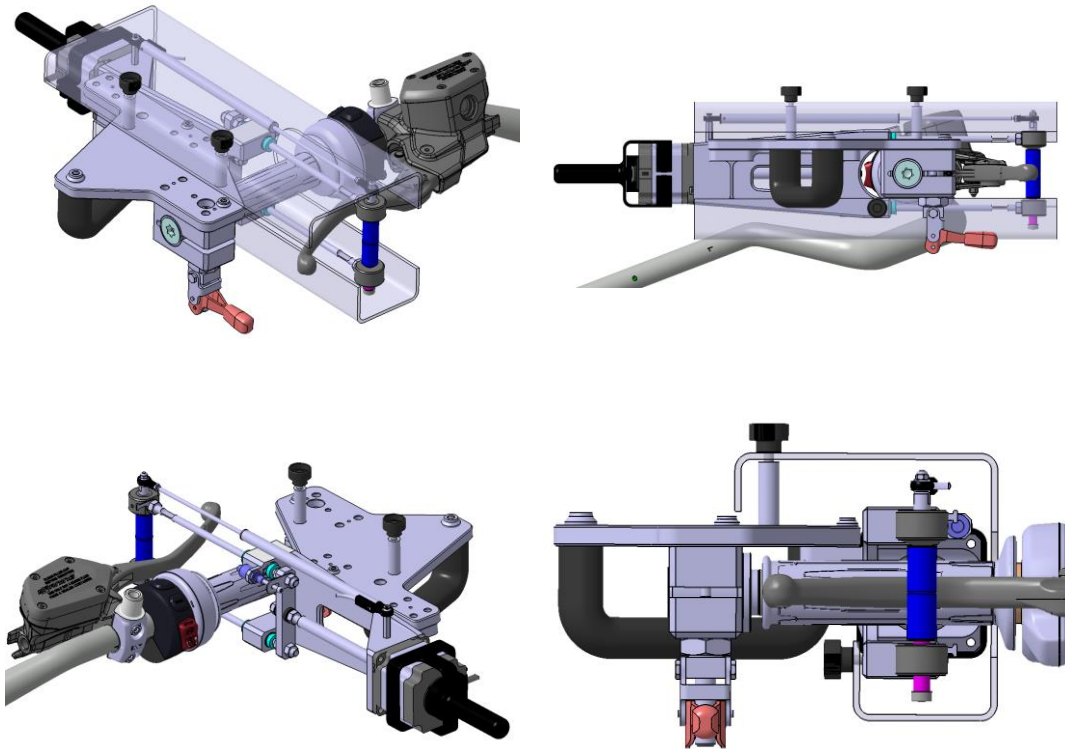


Abbildung 6-15 Gesamtentwurf der vorderen Messeinrichtung am Lenker.

Das Vorgehen bei der Montage umfasst die folgenden Schritte:

1. Anbauteile (Handschale, Lenkerende) entfernen.
2. Lenkeradapter festschrauben.
3. Griffweiteneinstellung am Hebel wählen (eine kleinere Stufe führt zu geringem Fehler in der Wegmessung).
4. Messeinrichtung auf Lenkeradapter aufschieben.
5. Messeinrichtung durch Peilung von der Seite mithilfe der Linearwellen und der Kolbenachse der HBA ausrichten und mit Schubstangenspanner festklemmen. Bei symmetrischen Bremshebeln kann die Markierung in der Bremshebelrolle zur Hilfe genommen werden.

6.6.2 Hinten

Abbildung 6-16 zeigt den Gesamtentwurf der hinteren Messeinrichtung montiert am Fahrzeug. Der Linearpotentiometer kann zur Plausibilisierung der Wegmessung am Fußbremshebel verwendet werden und nach der Inbetriebnahme entfernt werden.

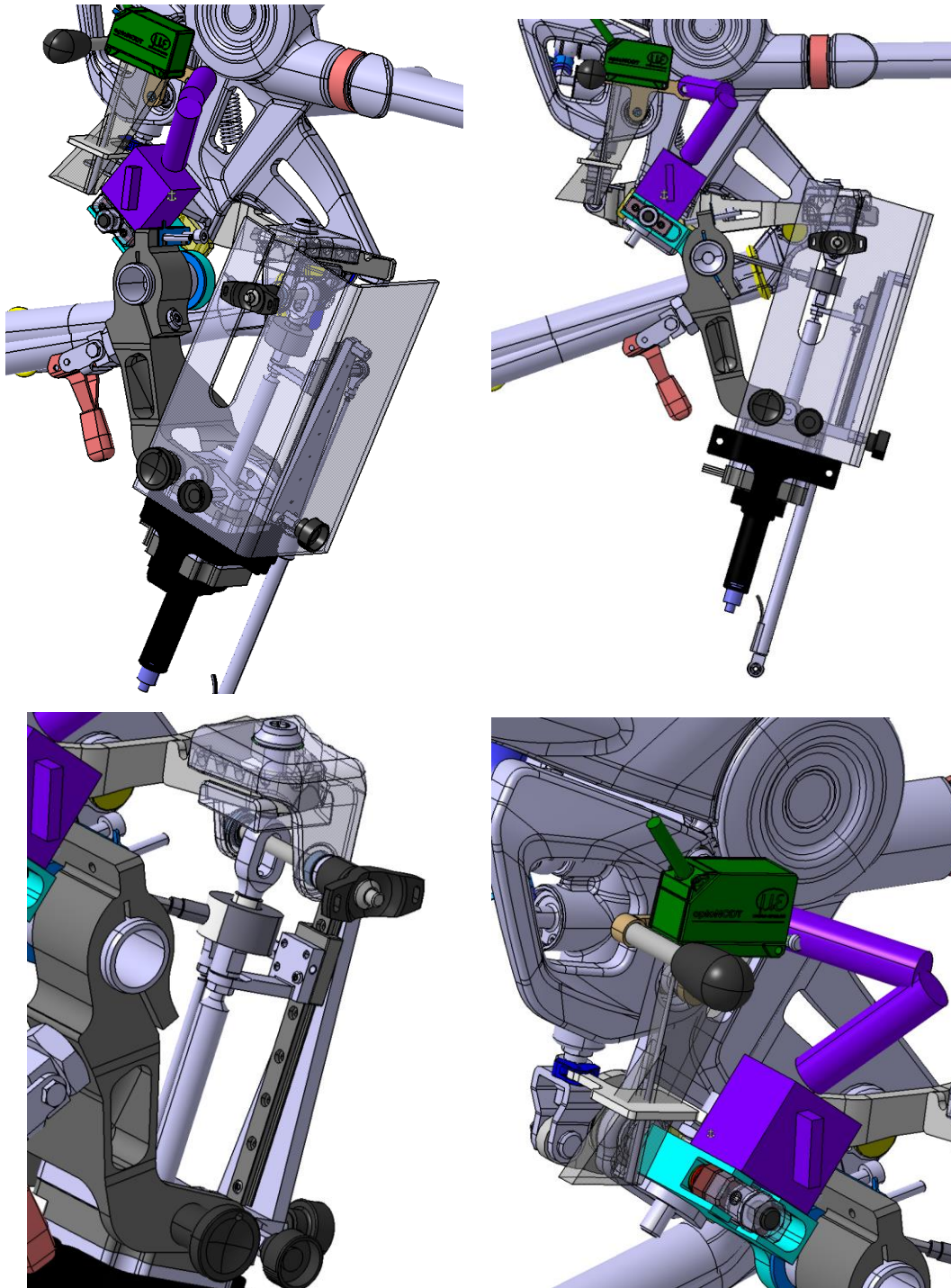


Abbildung 6-16 Gesamtentwurf der hinteren Messeinrichtung am Fahrzeug.

Das Vorgehen bei der Montage umfasst die folgenden Schritte:

1. Fußraste demontieren.
2. Rastenadapter montieren.
 - a. Dazu in Fußrastenhalter platzieren, Schraube durchstecken und Mutter bis zur Anlage an den Fußrastenhalter festschrauben.
 - b. Ggf. Einlegeplatte im Fußrastenhalter platzieren.
 - c. Iterativ Gewindehülse und Spanneisen festschrauben, bis der Rastenadapter fest verspannt ist.

3. Referenzwegmessung montieren.
 - a. Magnetstativfuß auf Rastenadapter platzieren und fixieren.
 - b. Mithilfe des 3-D-Gelenkarms und den Zentrierstiften den Laser an den HBZ Verschraubungen ausrichten und fixieren.
 - c. Reflektor mit magnetischem Sockel an der Druckstange fixieren und ausrichten.
4. Hebeladapter am Fußbremshebel montieren.
5. Arm mit Aktoreinheit montieren.
 - a. Shims einsetzen.
 - b. Arm mit Aktoreinheit auf Rastenadapter schieben, auf Stoß anlegen und durch Schubstangenspanner festklemmen.
 - c. Aktor verfahren, sodass sich die Zugöse in Montagestellung befindet.
 - d. Arretierbolzen entfernen und Kugelsperrbolzen durch Hebeladapter und Zugöse führen.

6.7 Theoretische Betrachtung der Messunsicherheit

Im Folgenden werden die quantifizierten Messabweichungen zu Gesamtmessunsicherheiten für die Messeinrichtungen zusammengefasst. Es werden Möglichkeiten für die experimentelle Erfassung der Abweichungen aufgezeigt, um diese durch Korrekturen zu berücksichtigen und die Messunsicherheit zu verringern.

6.7.1 Vorne

Weg

Die erkannten systematischen Messabweichungen der Wegmessung sind in Tabelle 6.1 auf der nächsten Seite aufgelistet. Abbildung 6-17 auf der nächsten Seite zeigt den Verlauf einiger Abweichungen über dem Weg. Die Abweichung durch Fertigungstoleranzen des Grundaufbaus wird vernachlässigt (Unterabschnitt 6.3.1) und ist nicht aufgeführt. Ohne eine Vermessung der Komponenten kann allerdings keine Aussage darüber getroffen werden, ob die geforderten Toleranzen bei der Fertigung tatsächlich eingehalten worden sind.

6 Entwurf und Ausarbeitung

Tabelle 6.1 Systematische Messabweichungen $\epsilon_{S_{lev,f,i}}$ der Wegmessung an der vorderen Messeinrichtung. Grün markierte Abweichungen sind nur bei einer Umrechnung auf den Weg s_{mc} am Geberzylinderkolben relevant.

Systematische Abweichungen Wegmessung			
Kinematisch/Geometrisch		Nachgiebigkeiten	
<i>i</i>	Beschreibung	$\epsilon_{S_{lev,f,i}}$	<i>i</i> Beschreibung $\epsilon_{S_{lev,f,i}}$
Fahrzeug			
1	Bremshebel und Umlenkung	max. 8 %	6 Bremshebel –
2	Position Handarmatur	$\pm 0,63$ %	7 Bremshebelumlenkung –
			8 Verbindungselemente –
Messeinrichtung			
3	Bremshebelrolle	min. $-2,1$ %	9 Bremshebelrolle $3,5 \cdot 10^{-4} \frac{\text{mm}}{\text{N}}$
4	Steigungsfehler Trapezspindel	$\pm 0,03$ %	10 Lager Bremshebelrolle –
5	Axialspiel Trapezspindel	0,05 mm	11 Achse $1,4 \cdot 10^{-4} \frac{\text{mm}}{\text{N}}$
			12 Biegung Linearwellen max. $1,8 \cdot 10^{-7} \frac{\text{mm}}{\text{N}}$
			13 Dehnung Linearwellen $1,7 \cdot 10^{-5} \frac{\text{mm}}{\text{N}}$
			14 Platte Linearwellen $3,7 \cdot 10^{-5} \frac{\text{mm}}{\text{N}}$
			15 Grundaufbau $1,3 \cdot 10^{-4} \frac{\text{mm}}{\text{N}}$
			16 Trapezspindel max. 0,014 %

Korrektur nicht möglich
Nicht linear
Nicht quantifiziert
Relevant bei Umrechnung auf Kolben

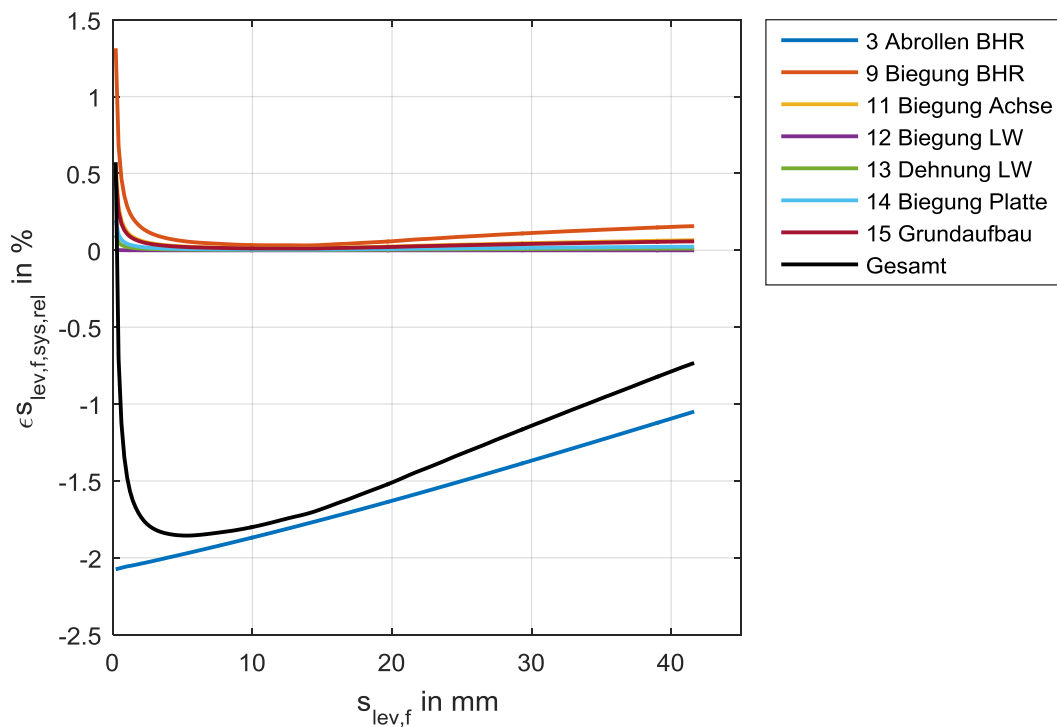


Abbildung 6-17 Auswahl quantifizierter systematischer Messabweichungen $\epsilon_{S_{lev,f,sys,rel}}$ der Wegmessung an der vorderen Messeinrichtung am Fahrzeug Modell E.

Es wird zunächst die Messunsicherheit für den Fall berechnet, dass keine der systematischen Abweichungen korrigiert wird. Da die Einzelabweichungen durch Kinematiken vom Weg und

die Abweichungen durch Nachgiebigkeiten von der Kraft abhängen, ist die Gesamtabweichung abhängig vom Weg und dem vorliegendem Kraft-Weg- und Weg-Hebelwinkel-Verhalten. Die hier angegebene Messunsicherheit ist daher in gewissem Maße spezifisch für das betrachtete Motorradmodell gültig. Um eine konstante Messunsicherheit angeben zu können, werden für die Abweichungen durch Kinematiken die Maximalwerte und für die Nachgiebigkeiten eine Kraft von $F_{lev,f} = 180 \text{ N}$ bei $s_{lev,f} = 40 \text{ mm}$ (Abbildung 6-12) angenommen. Es ist daher eine Sicherheit in der Abschätzung enthalten, die in der Realität mit großer Wahrscheinlichkeit nicht ausgeschöpft wird. Die Messunsicherheit beträgt dann:

$$\epsilon s_{lev,f,rel} = -(1,4 \dots 2,5)\% \quad (6.28)$$

Wird die Messgröße um die Abweichungen korrigiert, die bei der Auswertung eine Korrektur erlauben, sind noch die Abweichungen aufgrund des Steigungsfehlers und des Axialspiels der Trapezspindel sowie der HBA Position zu berücksichtigen. Dies gilt, sofern keine systematischen Abweichungen übersehen worden sind. Die Messunsicherheit lässt sich mit Korrektur daher theoretisch minimieren zu:

$$\epsilon s_{lev,f,min} = \pm 0,7 \% + 0,05 \text{ mm}. \quad (6.29)$$

Dabei wird angenommen, dass die theoretisch bestimmten Abweichungen fehlerfrei sind. Dies ist in der Realität erwartungsgemäß nicht der Fall. Dies kann schnell anhand einiger Punkte verdeutlicht werden. Wie in Unterabschnitt 6.5.1 beschrieben, fließen bei der Korrektur der hervorgerufenen Abweichung durch das Abrollen der Bremshebelrolle die Konkavität des Hebels und der initiale Hebelwinkel ein. Werden diese theoretisch bestimmt, bspw. aus dem CAD, fließen Unsicherheiten aufgrund von Fertigungs- und Montagetoleranzen ein. Weiterhin ist es nicht möglich zu wissen wie genau der Aktor eine Winkelposition anfahren kann, da auch wenn kein Schrittverlust auftritt, Abweichungen denkbar sind. Letztlich sei erwähnt, dass die Nachgiebigkeiten aus Modell- oder FEM-Berechnungen bestimmt worden sind, welche Abweichungen zum realen Verhalten aufweisen. Daher stellt sich die Frage, wie groß die Unsicherheiten in den bestimmten Abweichungen sind. Dies ist nur schwierig zu beantworten.

Um die Unsicherheiten bei der theoretischen Berechnung der Abweichungen zu umgehen, ist es empfehlenswert diese experimentell zu bestimmen. Dies ist natürlich wieder mit eigenen Messunsicherheiten verbunden, weshalb auf eine hohe Sorgfalt bei der Durchführung zu achten ist. Eine Möglichkeit die linearen Nachgiebigkeiten zu bestimmen, besteht darin, die Messeinrichtung in einem Laboraufbau lotrecht auszurichten und die Verformung an der Bremshebelrolle mittels einer Messuhr zu erfassen, während Gewichte mit bekannter Masse angehängen werden. Dabei kann gleichzeitig versucht werden, die Genauigkeit der Kraftmessung zu erheben. Die Erklärung folgt im nächsten Unterabschnitt. Es ist zu beachten, dass das Eigengewicht der Messeinrichtung durch die vertikale Ausrichtung einen anderen Einfluss hat als bei der Montage am Fahrzeug.

Bei der Umrechnung auf den Kolbenweg s_{mc} haben die Nachgiebigkeiten der Bremskomponenten einen Einfluss, der nicht quantifiziert worden ist. Weiterhin entsteht durch die Kinematik der Bremshebelmechanik eine Abweichung (Unterabschnitt 5.2.1), die bei der Messauswertung korrigiert werden kann. Mit dem aktuellen Wissensstand kann keine Aussage zur Messabweichung bei einer Umrechnung auf den Kolben gegeben werden.

Neben den systematischen Abweichungen können zufällige Abweichungen durch Umwelteinflüsse wie Temperaturschwankungen auftreten. Sie sind an dieser Stelle nicht abschätzbar, können aber durch Messungen an verschiedenen Tagen evaluiert werden. Eine weitere zufällige Abweichung entsteht aus potentiellen Ausrichtungsfehlern der Messeinrichtung am Fahrzeug. Diese kann durch mehrmaliges Messen mit wiederholter Ausrichtung reduziert werden, ist aber aufgrund des Kosinus ohnehin gering.

Kraft

Die systematischen Messabweichungen der Kraftmessung sind in Tabelle 6.2 aufgelistet. Die Abweichung $\epsilon F_{lev,f,2}$ für die Position der Handarmatur folgt aus Gl. (6.3) und der möglichen Positionstoleranz $\Delta Par F_{HBA} = \Delta l_2 = 0,7 \text{ mm}$ der Handarmatur (Unterabschnitt 5.4.1).

Die Genauigkeit der DMS-applizierten Linearwellen ist nicht ermittelt worden. Diese kann in Anlehnung an die Norm DIN EN ISO 7500-1 [80] bestimmt werden, welche die Prüfung von statischen einachsigen Prüfmaschinen behandelt. Zusammenfassend werden dazu drei Messreihen durchgeführt in denen mindestens fünf Kraftstufen zu- und abnehmend aufgebracht werden. Für eine bestimmte Genauigkeitsklasse müssen die Kennwerte *Spannweite* und *Umkehrspanne* innerhalb definierter Grenzen liegen. Die Genauigkeitsklasse bezieht sich auf den Endwert vom Nennkraftbereich und stellt den maximalen Fehler in Prozent dar. Für die Grenzen gilt:

- Spannweite: Die relative Abweichung des niedrigsten und höchsten Messwerts jeder Kraftstufe aus den drei Messreihen ist geringer als die Genauigkeitsklasse.
- Umkehrspanne: Die Differenz des Messwerts jeder Kraftstufe zwischen zu- und abnehmender Belastung ist geringer als das 1,5-fache der Genauigkeitsklasse.

Bei dieser Gelegenheit kann außerdem der Skalierungsfaktor aus Unterabschnitt 6.4.1 mit Berücksichtigung der gesamten Messkette überprüft werden, dessen Kenntnis für genaue Messungen unerlässlich ist.

Kraftmessdosen weisen typischerweise eine Genauigkeitsklasse von 1 % auf. Wird dieser Wert für die Linearmesswellen angenommen, entspricht dies bei dem geforderten Messbereich von 180 N der Abweichung $\epsilon F_{lev,4} = \pm 1,8 \text{ N}$. Wird analog zur Betrachtung beim Weg keine der korrigierbaren Abweichungen berücksichtigt, beträgt die Messunsicherheit:

$$\epsilon F_{lev,f} = -1,6 \dots 2,9 \% \pm 2 \text{ N.} \quad (6.30)$$

Wird die Abweichung hervorgerufen durch das Abrollen der Bremshebelrolle bei der Messauswertung korrigiert, reduziert sich die Unsicherheit zu:

$$\epsilon F_{lev,f} = \pm 0,7 \% \pm 2 \text{ N.} \quad (6.31)$$

Die Genauigkeit des Messverstärkers ist in der Regel vernachlässigbar und bei einer Kalibrierung der gesamten Messkette enthalten. Zufällige Abweichungen können bspw. durch Magnetfelder entstehen. Zur Minderung dieser Einflüsse werden die Motorkabel geschirmt und getrennt von den Sensorkabeln verlegt.

Tabelle 6.2 Systematische Messabweichungen $\epsilon F_{lev,f,i}$ der Wegmessung an der vorderen Messeinrichtung.

Systematische Abweichungen Kraftmessung					
Kinematisch/Geometrisch/Signalverarbeitung			Verluste		
i	Beschreibung	$\epsilon F_{lev,f,i}$	i	Beschreibung	$\epsilon F_{lev,f,i}$
Fahrzeug					
1	Bremshebel und Umlenkung	–	7	Reibung Bremshebel und Umlenkung	–
2	Position Handarmatur	$\pm 0,63\%$			
Messeinrichtung					
3	Abrollen Bremshebelrolle	min. $-2,2\%$	8	Reibung Lager Bremshebelrolle	–
4	Genauigkeit DMS	–			
5	Messverstärker DMS	–		Korrektur nicht möglich	
6	AD-Wandlung DMS	$\pm 0,015\text{ N}$		Nicht linear	
				Nicht quantifiziert	
				Relevant bei Umrechnung auf Kolben	

6.7.2 Hinten

Für das Kraft-Weg-Verhalten an der hinteren Bremsbetätigung existieren wegen mangelnder Messmethoden keine Daten. Um dennoch eine konkrete Abschätzung der Gesamtmessunsicherheit treffen zu können, wird zur Berechnung die Kennlinie der vorderen Bremse verwendet. Die Anzahl und Durchmesser der Kolben unterscheiden sich entsprechend. Das mechanische Übersetzungsverhältnisse ist vergleichbar. Die Messunsicherheiten werden mittels Gl. (5.2) berechnet. Darin wird für die hydraulische Kraft $F_{hydr,lev,r}$ am Bremshebel die Hebelkraft $F_{lev,f}$ verwendet:

$$F_{hydr,mc,r} = \underbrace{(F_{lev,r} - F_{mech,r})}_{F_{hydr,lev,r} \approx F_{lev,f}} i_{mech,inst,r} \approx (F_{lev,f}) \frac{\Delta s_{lev,r}}{\Delta s_{mc,r}} \quad (6.32)$$

Aufgrund der vorne nicht vorhandenen Feder am Bremshebel ist anzunehmen, dass dies in grober Näherung übereinstimmt, sofern die Reibungen vernachlässigt werden. Es befinden sich lediglich ein Produkt und ein Quotient in der Formel, sodass die relativen Messabweichungen als Summe der Einzelabweichungen gemäß Gl. (2.38) berechnet werden können:

$$\epsilon F_{hydr,mc,rel,r} = \frac{\epsilon F_{hydr,lev,r}}{F_{hydr,lev,r}} + \frac{\epsilon s_{lev,r}}{s_{lev,r}} + \frac{\epsilon s_{mc,r}}{s_{mc,r}} \quad (6.33)$$

$$\epsilon F_{hydr,mc,sysran,rel,r} = \sqrt{2 \cdot \left(\left(\frac{\epsilon F_{hydr,lev,sysran,r}}{F_{hydr,lev,r}} \right)^2 + \left(\frac{\epsilon s_{lev,sysran,r}}{s_{lev,r}} \right)^2 + \left(\frac{\epsilon s_{mc,sysran,r}}{s_{mc,r}} \right)^2 \right)} \quad (6.34)$$

$$\epsilon F_{hydr,mc,rel,tot,r} = \epsilon F_{hydr,mc,rel,r} + \epsilon F_{hydr,mc,sysran,rel,r} \quad (6.35)$$

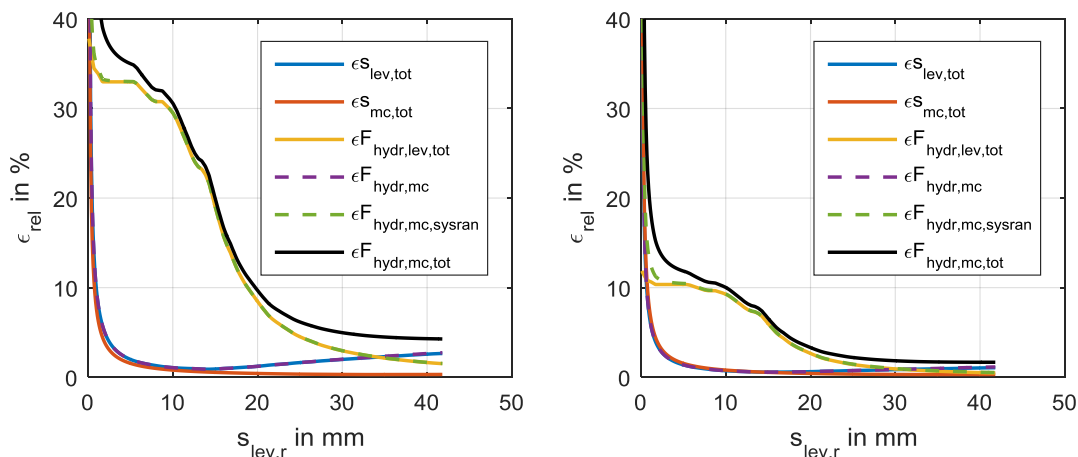
Die Gesamtmessunsicherheit ergibt sich durch lineare Addition der beiden Anteile. Weil es sich bei den drei Messgrößen um Differenzen handelt, werden die statistischen Anteile der Messabweichungen gemäß Gl. (2.37) jeweils mit $\sqrt{2}$ faktorisiert. Tabelle 6.3 enthält die Messabweichungen, welche folgendermaßen zugeordnet werden:

- Systematisch ϵ_i $i = 1, 6, 9 \dots 19$
- Systematisch-Statistisch $\epsilon_{sysran,i}$ $i = 2 \dots 5, 7, 8.$

Tabelle 6.3 Systematische Messabweichungen an der hinteren Messeinrichtung.

Systematische Abweichungen					
Kinematisch/Geometrisch			Nachgiebigkeiten		
<i>i</i>	Beschreibung	ϵ_i	<i>i</i>	Beschreibung	ϵ_i
Fahrzeug					
1	HBZ Druckstange	max. 0,4 %	9	HBZ Druckstange	–
		–	10	Fußbremshebel	$3,5 \cdot 10^{-3} \frac{\text{mm}}{\text{N}}$
			11	Fußrastenhalter	$1,2 \cdot 10^{-4} \frac{\text{mm}}{\text{N}}$
Messeinrichtung					
Wegmessung HBZ					
2	Ausrichtung Lasersensor	0,03 %			
3	Reproduzierbarkeit Lasersensor	$\pm 5 \mu\text{m}$			
4	DA-Wandlung Lasersensor	$\pm 12 \mu\text{m}$			
Wegmessung Fußbremshebel					
5	Steigungsfehler Trapezspindel	$\pm 0,03 \%$	12	Fußrastenadapter und Arm	$1,5 \cdot 10^{-3} \frac{\text{mm}}{\text{N}}$
6	Axialspiel Trapezspindel	0,05 mm	13	Lagerung Aktor	–
			14	Trapezspindel	–
			15	Kraftmessdose	$2,5 \cdot 10^{-4} \frac{\text{mm}}{\text{N}}$
	Korrektur nicht möglich		16	Zugöse	$3,3 \cdot 10^{-6} \frac{\text{mm}}{\text{N}}$
	Nicht linear		17	Kugelsperbolzen	$8,9 \cdot 10^{-5} \frac{\text{mm}}{\text{N}}$
	Nicht quantifiziert		18	Lager Adapter Fußbremshebel	–
			19	Adapter Fußbremshebel	$1,6 \cdot 10^{-5} \frac{\text{mm}}{\text{N}}$
Kraftmessung Fußbremshebel					
7	Genauigkeit Kraftmessdose	$\pm 0,2 \%$ v. E.			
8	Abweichung durch Fremdkräfte Kraftmessdose	$\pm 0,25 \dots 1 \%$ v. E.			v. E. – vom Endwert 200 N

Die Berechnungsergebnisse für die Abweichungen sind in Abbildung 6-18 (a) und (b) dargestellt. Abbildung 6-18 (a) entspricht dem Worst Case, bei dem keine der Nachgiebigkeiten korrigiert und die maximale Abweichung von $\pm 1\%$ v. E. durch Fremdkräfte an der Kraftmessdose angenommen wird. Es ist anzumerken, dass die berechneten Unsicherheiten aufgrund der Nachgiebigkeiten nicht symmetrisch um Null verteilt sind. Dies kann aber als Worst Case und zur Vereinfachung angenommen werden. Die Unsicherheit weist zu Beginn des Hebelwegs Werte von über 30 % auf. Diese werden durch die Abweichungen der Kraftmessung dominiert, die aufgrund des geringen Kraftniveaus während des Leerwegs einen erheblichen Einfluss besitzen. Mit steigender Kraft nimmt die Abweichung entsprechend ab. Die mittlere Unsicherheit beträgt $\epsilon_{\bar{F}_{\text{hydr,mc,tot,rel}}} = 17\%$.



(a) Keine Korrektur der Nachgiebigkeiten sowie max. Abweichung der Genauigkeit der Kraftmessung.

(b) Korrektur der Nachgiebigkeiten ohne Fußbremshebel und Fußrastenhalter sowie minimale Abweichung der Genauigkeit der Kraftmessung.

Abbildung 6-18 Systematische Messabweichungen und Gesamtmessunsicherheit der hinteren Messeinrichtung bei Umrechnung der Kraft $F_{\text{lev,r}}$ am Fußbremshebel auf die hydraulische Kraftkomponente am Geberzylinderkolben $F_{\text{hydr,mc,r}}$ basierend auf Kraft-Weg-Verhalten der vorderen Bremsbetätigung.

Die Fremdkräfte an der Kraftmessdose beschränken sich auf Kräfte, die durch das Eigengewicht der Messeinrichtung und die Gravitation entstehen. Diese sind gering, weshalb angenommen wird, dass sich die Messabweichung mit hoher Wahrscheinlichkeit eher am unteren Ende des angegebenen Wertes bewegen wird. Dieser Fall ist in Abbildung 6-18 (b) abgebildet, wobei zusätzlich eine Korrektur der Nachgiebigkeiten der Messeinrichtung vorgenommen wird. Die initiale Unsicherheit reduziert sich erwartungsgemäß deutlich auf ca. $< 12\%$. Die mittlere Unsicherheit sinkt auf $\epsilon_{\bar{F}_{\text{hydr,mc,tot,rel}}} = 7\%$. Weitere Einflüsse in der Praxis wie Spiele in den Lagerungen können schwierig abgeschätzt werden.

Insbesondere zur Bestimmung von Volumina ungelöster Luft wird eine möglichst hohe Messgenauigkeit benötigt. Eine Alternative zu der beschriebenen Umrechnung auf den Kolben ist die Referenzwegmessung am HBZ in Kombination mit einem zusätzlich ins System eingebrachten Drucksensor. Ab einem Weg von $s_{\text{mc}} = 1,25\text{ mm}$, vor dem in der Regel noch kein Druckaufbau stattgefunden hat, besitzt diese eine mittlere Messunsicherheit von $\epsilon_{s_{\text{mc}}} < 0,5\%$. Präzisionsdrucksensoren sind mit Genauigkeiten von $\epsilon_p \leq 0,1\%$ erhältlich [81], sodass bei vorhandenem Drucksensor eine sehr präzise Messung durchgeführt werden kann. Ein weiterer Vorteil der Methode ist, dass sie mit einer manuellen Betätigung des Bremshebels kombiniert werden kann und so einen Einsatz bei zeitkritischen Aufgaben ermöglicht.

Wie auch an der vorderen Messeinrichtung empfiehlt sich eine experimentelle Erfassung der Nachgiebigkeiten. Mittels einer Kombination von Strip-Messungen und theoretischen Berechnungen sind weitere Validierungen denkbar. Es bietet sich bspw. die Messung ohne Feder am Fußbremshebel, ohne HBZ-Druckstange oder mit leerem System inkl. Vergleichen mit dem Bremsdruck an.

6.8 Realisierung

Im Rahmen der Arbeit wurde die Fertigung der mechanischen Komponenten und die Beschaffung der Normteile bis auf wenige Ausnahmen abgeschlossen. Die erhaltenen Komponenten wurden geprüft und wurden so weit wie möglich montiert. Der mechanische Grundaufbau der vorderen Messeinrichtung wurde erfolgreich am Fahrzeug montiert (Abbildung 6-19). Die Gehäuse zur Aufnahme der elektronischen Bauteile sowie die benötigten Kabelbäume befinden sich zum Zeitpunkt der Abgabe noch im Aufbau.



Abbildung 6-19 Montage des mechanischen Aufbaus und der Hebelbetätigung der vorderen Messeinrichtung am Fahrzeug.

Die Ansteuerung und Signalaufzeichnung wurde grundlegend im Laboraufbau in Betrieb genommen. Dazu wurde ein CANalyzer Projekt mit den erforderlichen Konfigurationen erstellt und die Ablaufsteuerung mit dem in CANalyzer integrierten Werkzeug *Visuelle Sequenz* implementiert.

Offene Arbeiten sind daher der Abschluss der mechanischen und elektronischen Aufbauten sowie die Inbetriebnahme im Gesamtverbund. Dazu zählen vollständige die Implementierung der Ansteuerung und Signalaufzeichnung sowie die Erstellung einer Benutzeroberfläche. Weiterhin sind die in Abschnitt 6.7 erwähnten Methoden zur Validierung der Messgrößen empfehlenswert. Im Anschluss kann die Inbetriebnahme am Fahrzeug erfolgen.

Weitere Fotos der Bauteile finden sich auf der Anhang CD.

7 Zusammenfassung und Ausblick

Im Rahmen der vorliegenden Arbeit wurden die relevanten Grundlagen zu den Betätigungseinrichtungen von Motorrad Bremsen herausgearbeitet. Aufgrund uneinheitlicher und unvollständiger Definitionen wurde ein allgemeiner Formelsatz zur Umrechnung der mechanischen und hydraulischen Größen auf verschiedene Systemgrenzen inklusive der Definition von Übersetzungsverhältnissen erarbeitet. Der Stand der Wissenschaft zur Objektivierung der Hebel- und Bremscharakteristik wurde ausführlich aufgearbeitet. Dabei wurde offensichtlich, dass kaum Forschungsarbeit mit Motorradbezug existiert, weshalb größtenteils Beobachtungen aus dem industriellen Umfeld und wissenschaftlichen Publikationen zu Pkw behandelt werden. Dabei stellt die Steifigkeit der Bremsbetätigung das zentrale Charakteristikum dar. Wichtige Werkzeuge für dessen Ermittlung sind die Erfassung der Messgrößen Kraft, Weg und Druck und deren Darstellung in Kraft-Weg-, Druck-Weg- und Druck-Kraft-Diagrammen. Der Verlauf der Kraft-Weg-Kennlinie wird dabei aufgrund des ggü. Pkw-Bremskonzepten fehlenden Bremskraftverstärkers noch erheblicher von den vorliegenden Systemnachgiebigkeiten bestimmt. Aufgrund der Nachgiebigkeiten besitzen alle druckbeaufschlagten Komponenten Volumenaufnahmen, die Einflüsse auf den für einen bestimmten Bremsdruck benötigten Hebelweg besitzen. Die hohe Kompressibilität von ungelöster Luft in der Bremsflüssigkeit führt zu einer stark erhöhten Volumenaufnahme und damit verlängerten Leerwegen am Bremshebel. Ungelöste Luft kann mittels einer Auswertung der Kraft-Weg- und Druck-Weg-Kennlinie detektiert werden. Dies wird mit einem mathematisch-physikalischen Modell der Bremse nachvollzogen. Neben verlängerten Leerwegen entsteht durch Luft ein undefinierter Druckpunkt bzw. eine *weiche Bremse*. Der Druckpunkt ist die subjektive Analogie zum Kraft-Weg-Verhalten. Da keine befriedigende Definition dieses wichtigen Schlüsselbegriffs gefunden werden konnte, wurde eine solche vorgeschlagen.

Zur objektiven Erfassung der Steifigkeit der vorderen und hinteren Bremsbetätigung wurden daraufhin Messeinrichtungen anhand der Entwicklungsmethodik nach VDI Richtlinie 2221 entwickelt. Die Voruntersuchungen ergaben, dass an der hinteren Betätigung kein Konzept zur objektiven und vergleichbaren Erfassung mit automatischer Betätigung bekannt ist. An der Vorderbremse werden im Allgemeinen mehr Untersuchungen durchgeführt und es existiert bereits eine automatische Messeinrichtung. Aufgrund diverser Eigenschaften konnte diese aber nicht die gewünschten Genauigkeiten erzielen, weshalb auch hier ein neues Konzept erforderlich war. Im ersten Schritt wurde eine Produktspezifikation erstellt, in welcher alle Anforderungen mithilfe von Berechnungen und Abschätzungen aufgelistet wurden. Die definierten Anforderungen konnten weitestgehend durch die entwickelten Konzepte erfüllt werden. An beiden Messeinrichtungen wird zur Betätigung ein Linearaktuator mit Schrittmotor und Trapezspindel verwendet, der eine hochgenaue Wegmessung erlaubt. Die Kraftmessung an der vorderen Messeinrichtung geschieht durch Linearwellen mit darauf applizierten DMS-Vollbrücken. Eine kugelgelagerte Rolle betätigt den Bremshebel. Montiert wird die Messeinrichtung über ein im Lenkerende vorhandenes Gewinde. An der hinteren Messeinrichtung konnte keine objektive Kraft-Weg-Messung direkt am Bremshebel entworfen werden, weshalb dort eine zusätzliche Wegmessung mittels Lasertriangulationssensor direkt am

Hauptbremszylinder (HBZ) erfolgt. Mittels der momentanen Übersetzung berechnet aus den Wegen am Hebel und HBZ kann so eine Umrechnung auf objektive Größen erfolgen. Montiert wird die Einheit anstelle der Fußraste im Fußrastenhalter. Die Referenzwegmessung am HBZ nutzt magnetische Fixierungen in Kombination mit weiteren Einstell- und Positioniervorrichtungen. Die Betätigung des Bremshebels erfolgt über fahrzeugspezifische Adapter. Zur Kraftmessung wird eine Kraftmessdose mit hoher Genauigkeit eingesetzt. Zur Kontrolle der Verformungen wurden an beiden Einrichtungen die Bauteile anhand von theoretischen Berechnungen und Finite-Elemente-Analysen ausgelegt. Reibungen werden durch den konsequenten Einsatz von Wälzlagern und Linearführungen minimiert.

Durch zahlreiche Effekte entstehen systematische Messabweichungen, welche die Genauigkeiten der Messgrößen beeinflussen. Diese wurden identifiziert und mittels Fehlerrechnung zu einer Gesamtmessunsicherheit kombiniert. An der vorderen Messeinrichtung entstehen die größten Abweichungen aufgrund der Abrollbewegung der Rolle am Bremshebel. Mit deren Kenntnis können diese unter bestimmten Voraussetzungen korrigiert werden. Es wurde ebenfalls beschrieben, wie die mechanischen Nachgiebigkeiten experimentell quantifiziert und korrigiert werden können. Die Genauigkeit der Linearmesswellen konnte im Rahmen der Arbeit nicht ermittelt werden. Basierend auf Annahmen für deren Genauigkeit ist eine hohe theoretisch zu erzielende Genauigkeit zu erwarten. An der hinteren Messeinrichtung führt die Umrechnung der Messgrößen zu einer Fortpflanzung der vorhandenen Abweichungen. Aufgrund mangelnder Kraft-Weg-Messungen basiert die Berechnung auf Kennlinien der vorderen Bremsbetätigung. Das realisierte Konzept weist in der Berechnung vergleichsweise höhere Messunsicherheiten auf, die durch die Korrektur systematischer Abweichungen signifikant reduziert werden können. Auch in diesem Fall beträgt die mittlere Messunsicherheit noch $\pm 7\%$. Da bei dem Konzept nur geringe, offensichtliche Verbesserungspotentiale entdeckt werden können, bleibt offen, wie eine genauere Kraft-Weg-Messung aussehen könnte. Auf Basis der Referenzmessung am HBZ wird jedoch eine weitere Möglichkeit für eine genaue Druck-Weg-Messung vorgeschlagen. Diese erfordert zusätzlich eingebrachte Drucksensorik und ist damit nicht an unpräparierten Fahrzeugen einsetzbar, kann aber die genauere Detektion von Luft ermöglichen.

Mit den entwickelten Messeinrichtungen kann in der Zukunft die Hebelcharakteristik auf Basis der Kraft-Weg-Messung objektiv in einer automatischen und reproduzierbaren Weise erfasst werden. Dies ermöglicht u.a. die Detektion und Mengenabschätzung von ungelöster Luft im System und kann die Zuweisung von Ursachen auf weiteres Fehlverhalten unterstützen. Die Messeinrichtungen können als Grundlage dienen, um prozesstaugliche Konzepte für die Verwendung in Produktion und Serienfertigung zu entwickeln.

Mit Bezug auf die angewandte Entwicklungsmethodik und das Projektmanagement kann festgehalten werden, dass weitere Voruntersuchungen mittels Prototypen und experimentellen Versuchen kombiniert mit Iterationsschleifen die erzielte Reife hätten erhöhen können. Dies reduziert ggf. Kosten, die aufgrund eingebrachter Änderungen in den späten Entwicklungsphasen entstehen können. Es erhöht jedoch auch den Entwicklungszeitraum, der durch den Rahmen der Arbeit fest vorgegeben war. Die Realisierung konnte nicht vollständig abgeschlossen werden, sodass die finale Inbetriebnahme am Fahrzeug im Gesamtverbund noch aussteht. Die grundlegende Inbetriebnahme zur Ansteuerung und Signalaufzeichnung wurde in Laboraufbauten erfolgreich durchgeführt.

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 2-1	Überblick der Komponenten eines Motorrad Bremssystems mit ABS [4, S. 5].....	5
Abbildung 2-2	Tandemhauptbremszylinder beim Pkw mit Ausführung der Ausgleichsbohrung als Zentralventil links (18) und Schnüffellochbohrung rechts (11) [8, S. 56].....	6
Abbildung 2-3	Hebelkraft-Hebelwinkel-Kennlinien für Hauptbremszylinder mit Zentralventil (ZV) und Schnüffellochbohrung (SN) [7, S. 50].....	7
Abbildung 2-4	Tandemhauptbremszylinder beim Pkw mit Plungerkolben [9].....	7
Abbildung 2-5	Radiale und axiale Bauweise bei Handbremsarmaturen.	8
Abbildung 2-6	Hebelverhältnis an der Handbremsarmatur mit Definition des Kraftangriffspunkt über die eingeführte 40-mm Linie sowie des genäherten Übersetzungsverhältnisses i_{mech}	9
Abbildung 2-7	Fußbremsanlage in häufig zu findender Bauform mit ihren Komponenten.	10
Abbildung 2-8	Hebelverhältnis an der Fußbremsanlage mit Definition des genäherten Übersetzungsverhältnisses $i_{mech, r}$. Definition des Hebelarms l_2 unter Berücksichtigung der Fußauflage auf der Fußraste.....	10
Abbildung 2-9	Momentengleichgewicht am Rad zwischen gesamter Reibkraft der Bremsanlage an den Brems Scheiben und Reifenlängskraft im Radaufstandspunkt.	13
Abbildung 2-10	Flussdiagramm der Vorgänge im Bremssystem mit Einfluss auf die Hebelcharakteristik bei einer Bremsung ohne ABS-Regelung.....	14
Abbildung 2-11	Typisches Kraft-Weg- und Druck-Weg-Diagramm (F-s- und p-s-Diagramm) mit charakteristischen Kennwerten erstellt aus einer Standmessung am Motorrad. Bezeichnungen teilweise gemäß [2, S. 7].....	16
Abbildung 2-12	Kraft-Druck-Diagramm (p-F-Diagramm) mit Parametern erstellt aus einer Standmessung am Motorrad nach [2, S. 8].	17
Abbildung 2-13	Fahrzeugverzögerung über Fußkraft (b-F-Diagramm) für verschiedene Hauptbremszylinder (HBZ) [6, S. 245].....	18
Abbildung 2-14	Handkraft-Winkel-Diagramm für verschiedene Betätigungsgeschwindigkeiten für ein Fahrzeug mit ABS [7, S. 62].....	19
Abbildung 2-15	Volumenverluste der Komponenten im Motorrad Bremssystem bei $p_{hydr} = 40$ bar [7, S. 28].....	20

Abbildung 2-16	Hebelkraft-Hebelwinkel-Diagramm mit angetragenen Gradienten sowie dem dazwischen eingeschlossenen Winkel nach RINDLE [7, S. 49].	21
Abbildung 2-17	Volumenänderung von Luft unter Druckeinfluss für isotherme Zustandsänderung.	24
Abbildung 2-18	Handkraft-Winkel-Diagramm für verschiedene Mengen an Luft im Bremssystem [7, S. 90].	24
Abbildung 2-19	Simulierte Kraft-Weg-Kennlinie (Hebelkraft F_{lev} über Kolbenweg des Geberzylinders s_{mc}) für verschiedene Mengen ungelöster Luft im Bremssystem. Mittels Asymptoten an den Gradienten kann auf die Luftmenge im System geschlossen werden.	25
Abbildung 2-20	Messeinrichtung zur Messung der Hebelkraft und des Hebelwegs montiert am Lenker. Krafterzeugung und –übertragung mittels Linearaktor, Umlenkhebel und Kunststoffrolle.	27
Abbildung 2-21	Montage der Messeinrichtung über einen am Lenkerende angeschraubten Adapter (2) und einen Klemmbock (4) mit Spanner (1).	27
Abbildung 2-22	Bremsroboter mit hydraulischer Betätigung im Pkw (links: Prototyp, rechts: überarbeitete Ausführung [2, S. 45].	28
Abbildung 2-23	Verschiedene Messeinrichtungen zur Messung der Hebelkraft und des Hebelwegs bzw. -winkels am Motorrad. Oben: Kraftmessdose mit Metallbügel, Mitte: DMS-applizierter Bremshebel [7, S. 32], Unten links: DMS-applizierter Bremshebel mit Winkelpotentiometer [7, S. 43], Unten rechts: Linearpotentiometer.	29
Abbildung 2-24	CAN Bustopologie mit verdrahteter Zweidrahtleitung (CAN Ground nicht dargestellt) und Abschlusswiderständen.	32
Abbildung 2-25	Prinzipieller Aufbau eines Standard-Folien-Dehnungsmessstreifens mit metallischem Messgitter [35, S. 15].	33
Abbildung 2-26	Verbreitete Darstellungsweisen der Wheatstoneschen Brückenschaltung mit bevorzugter farblicher Zuweisung der Signalleitungen [35, S. 142]. $R_1 \dots R_4$ Widerstände der Brückenzweige 1 bis 4 $1 \dots 4$ Anschlusspunkte U_B Brückenspeisespannung U_M Brückenausgangsspannung (Messspannung)	34
Abbildung 2-27	DMS Vollbrückenschaltung mit gleichgesinnten DMS 1 und 3 sowie quer dazu angeordneten DMS 2 und 4, wie sie bevorzugt bei Zug-/Druckstäben angewendet wird.	35
Abbildung 3-1	Phasen der Produktentstehung und –entwicklung mit den Phasen I bis IV des Konstruktionsprozesses nach [39, S. 4-7].	39
Abbildung 3-2	Generelles Vorgehen beim Entwickeln und Konstruieren gemäß VDI Richtlinie 2221 [42, S. 9].	40
Abbildung 4-1	Radstand und Schwerpunktabstände zu den Rädern am Motorrad sowie Reifen- und Massenkräfte bei einer Bremsung.	45

Abbildung 5-1	Funktionsstruktur mit drei Ebenen für die zu entwickelnden Bremsenmesseinrichtungen. Messgröße Druck nicht dargestellt, weil diese aus der Fahrzeugsensorik resultiert.	53
Abbildung 5-2	Nicht lineares Übersetzungsverhältnis $i_{mech, f}$ hervorgerufen durch Kinematik Bremshebelmechanik und Fehler $\epsilon_{i_{mech, f}}$ bezogen auf ein konstant angenommenes Verhältnis (Griffweitenverstellung Stufe 3).	55
Abbildung 5-3	Abweichung $\epsilon_{smc, r}$ aufgrund der Kinematik bei einer Wegmessung an der Kolbenstange der hinteren Bremsbetätigung.....	56
Abbildung 5-4	Studie der geometrischen Randbedingungen und Parameter an der vorderen Bremsbetätigungseinrichtung.	61
Abbildung 5-5	Studie der geometrischen Randbedingungen und Parameter an der hinteren Bremsbetätigungseinrichtung.	63
Abbildung 5-6	Prinziplösung V1 für die vordere Messeinrichtung. Aktorik betätigt den Bremshebel linear mittels Druck.	67
Abbildung 5-7	Prinziplösung V2 für die vordere Messeinrichtung. Aktorik betätigt den Bremshebel linear mittels Zug.	68
Abbildung 5-8	Prinziplösung V3 für die vordere Messeinrichtung. Drehbar gelagerte Aktorik betätigt den Bremshebel linear mittels Zug und einem Bremshebeladapter.....	68
Abbildung 5-9	Prinziplösung H1 für die hintere Messeinrichtung. Drehbar gelagerte Aktorik betätigt den Fußbremshebel linear mittels Druck. Referenzwegmessung am Hauptbremszylinder.	71
Abbildung 5-10	Prinziplösung H2 für die hintere Messeinrichtung. Drehbar gelagerte Aktorik betätigt den Fußbremshebel linear mittels Zug. Referenzwegmessung am Hauptbremszylinder.	71
Abbildung 5-11	Prinziplösung H3 für die hintere Messeinrichtung. Drehbar gelagerte Aktorik betätigt den Fußbremshebel linear mit einem Hebel. Referenzwegmessung am Hauptbremszylinder.	72
Abbildung 5-12	Produktarchitektur als Zusammenführung der Funktionen- und Produktstruktur [39, S. 157] nach [62].	76
Abbildung 6-1	Modul MH0 – Referenzwegmessung am Hauptbremszylinder der Hinterradbremse mittels Lasertriangulationssensor (links) und Schnittansicht der Ausrichtung des Lasers über Gewindestifte an der Verschraubung der Hauptbremszylinder (rechts).	78
Abbildung 6-2	Modul MV1 – Komponenten zur Montage der vorderen Messeinrichtung am Lenker mittels kraftschlüssiger Klemmverbindung mit Lenkeradapter, Hebelnabe (Klemmbock) und Schubstangen-Spanner. Hülse zur Anpassung an Lenker mit M10 Gewinde.	79
Abbildung 6-3	Modul MH1 – Komponenten zur Montage der hinteren Messeinrichtung an der Fußrastenhalterung mittels Gewindehülse und federgelagerter Bolzen. Federn in geringster (grün) und maximaler (rot) Kompression dargestellt.	

Abbildung 6-4	Kraftschlüssige Klemmverbindung des Arms an den Fußrastenadapter an der hinteren Messeinrichtung mit reproduzierbarer Einstellung der Position mittels Beilagscheiben (Shims). Jeweils nur ein Shim dargestellt.82
Abbildung 6-5	Modul MV2 – Mechanischer Grundaufbau der vorderen Messeinrichtung mit Grundplatte, Aktorträger, Schutzhaube und Griff.83
Abbildung 6-6	Modul MH2 – Mechanischer Grundaufbau der hinteren Messeinrichtung mit Arm, kugelgelagertem Aktorträger, Halter für Linearführung und Schutzhaube. Steckbolzen zur Arretierung von Arm und Aktorhalter zur besseren Handhabung.84
Abbildung 6-7	Systematische Messabweichung $\epsilon_{slev, rel}$ aufgrund von Längsdehnung der Trapezspindel.86
Abbildung 6-8	Modul MV3 – Aktorik, Linearführung und Kraftmessung der vorderen Messeinrichtung. Linearführung mittels Kugelbuchsen und Kraftmessung mittels auf Linearwellen applizierten DMS. Toleranzausgleich zwischen Spindel und Platte über Kugelscheiben und Kegelpfannen.87
Abbildung 6-9	Modul MH3 - Aktorik, Linearführung und Kraftmessung der hinteren Messeinrichtung. Gleitgelagerte Linearführung und in Spindelabdeckung integrierter Endlagenschalter.....89
Abbildung 6-10	Bremshebelbetätigung der vorderen Messeinrichtung mit kugelgelagerter Kunststoffrolle und Fest-Loslagerung. Rechts: Modellbildung der Bremshebelrolle und Achse zur Berechnung der Verformungen unter Belastung.90
Abbildung 6-11	Das Abrollen der Bremshebelrolle auf dem Bremshebel bei einer Betätigung mit der vorderen Messeinrichtung führt zu einer Abweichung bei der Messung des Hebelwegs.92
Abbildung 6-12	Abweichung ϵ_{slev} bei der Wegmessung durch Verformungen der Bremshebelrolle, Achse und durch das Abrollen der Bremshebelrolle auf dem Bremshebel aufgetragen über dem Hebelweg (oben links) und der Hebelkraft (oben rechts). Positive Werte entsprechen einem größeren gemessenen Wert als tatsächlich vorhanden. Unten links: Hebelwinkel über Hebelweg. Unten rechts: Hebelkraft über Hebelweg in Längs- und Querrichtung der Betätigung.93
Abbildung 6-13	Systematische Messabweichung $\epsilon_{Flev, rel}$ hervorgerufen durch das Abrollen der Bremshebelrolle auf dem Bremshebel für das Fahrzeug Modell E.94
Abbildung 6-14	Bremshebelbetätigung der hinteren Messeinrichtung mit fahrzeugspezifischem Bremshebeladapter und kugelgelagerter Betätigung über eine abgerundete Zugöse zum Ausgleich von Winkelfehlern. Modellbildung zur Berechnung der Durchbiegung.95
Abbildung 6-15	Gesamtentwurf der vorderen Messeinrichtung am Lenker.97
Abbildung 6-16	Gesamtentwurf der hinteren Messeinrichtung am Fahrzeug.....98

Abbildung 6-17	Auswahl quantifizierter systematischer Messabweichungen $\epsilon_{slev, f, sys, rel}$ der Wegmessung an der vorderen Messeinrichtung am Fahrzeug Modell E.	100
Abbildung 6-18	Systematische Messabweichungen und Gesamtmessunsicherheit der hinteren Messeinrichtung bei Umrechnung der Kraft $F_{lev, r}$ am Fußbremshebel auf die hydraulische Kraftkomponente am Geberzylinderkolben $F_{hydr, mc, r}$ basierend auf Kraft-Weg-Verhalten der vorderen Bremsbetätigung.	105
Abbildung 6-19	Montage des mechanischen Aufbaus und der Hebelbetätigung der vorderen Messeinrichtung am Fahrzeug.	106

Tabellenverzeichnis

Tabelle 4.1	Berechnungsergebnisse für Bremsung vorne mit abhebendem Hinterrad und Bremsung hinten mit blockierendem Hinterrad.....	47
Tabelle 4.2	Hebelwinkelgeschwindigkeiten und zugehörige Bremsmanöver an der vorderen Bremsbetätigung [6, S. 58] und Umrechnung auf die lineare Betätigung an der 40 mm-Linie.	48
Tabelle 5.1	Für die Messeinrichtung geeignete Aktorik mit linearer Bewegung.....	58
Tabelle 5.2	Ergebnisse der Parameterstudie der vorderen Bremsbetätigungseinrichtung. 61	
Tabelle 5.3	Ergebnisse der Parameterstudie der hinteren Bremsbetätigungseinrichtung...63	
Tabelle 5.4	Morphologischer Kasten zur Generierung von Prinziplösungen der vorderen Messeinrichtung.	66
Tabelle 5.5	Morphologischer Kasten zur Generierung von Prinziplösungen der hinteren Messeinrichtung.	70
Tabelle 5.6	Nutzwertanalyse nach Zangemeister für die Lösungsvarianten V1 bis V3 der vorderen Messeinrichtung.	73
Tabelle 5.7	Nutzwertanalyse nach Zangemeister für die Lösungsvarianten H1 bis H3 der hinteren Messeinrichtung.	73
Tabelle 5.8	Zuordnung von Komponenten in Module der vorderen Messeinrichtung.	74
Tabelle 5.9	Zuordnung von Komponenten in Module der hinteren Messeinrichtung.	74
Tabelle 5.10	Geeignete Elektronik und Software zur Ansteuerung der Aktorik und Aufnahme der Messsignale.	75
Tabelle 6.1	Systematische Messabweichungen $\epsilon_{slev, f, i}$ der Wegmessung an der vorderen Messeinrichtung. Grün markierte Abweichungen sind nur bei einer Umrechnung auf den Weg s_{mc} am Geberzylinderkolben relevant.....	100
Tabelle 6.2	Systematische Messabweichungen $\epsilon_{Flev, f, i}$ der Wegmessung an der vorderen Messeinrichtung.	103
Tabelle 6.3	Systematische Messabweichungen an der hinteren Messeinrichtung.	104

Literaturverzeichnis

- [1] motorradonline.de, *Worauf es bei MotoGP Bremsen ankommt: "Die Bremsen sind das Wichtigste"*. [Online] Verfügbar: <https://www.motorradonline.de/motogp-moto2-moto3/worauf-es-bei-motogp-bremsen-ankommt.632138.html>. Zuletzt geprüft am: Apr. 23 2018.
- [2] R. Trutschel, *Analytische und experimentelle Untersuchung der Mensch-Maschine-Schnittstellen von PKW-Bremsanlagen*; Zugl.: Ilmenau, Techn. Univ, Diss, 2007, 1. Aufl. Ilmenau, Ilmenau: Univ.-Verl.; Univ.-Bibliothek Vertrieb, 2007. ISBN 978-3-939473-14-5.
- [3] ADAC e.V., – *Fahrerassistenzsysteme für Motorräder –: Auch in Schräglage sicher bremsen*. [Online] Verfügbar: https://www.adac.de/infotestrat/tests/motorrad-roller/motorradassistenzsysteme_2015/default.aspx. Zuletzt geprüft am: Apr. 23 2018.
- [4] J. Reissing, H.-A. Wagner, und H.-J. Jahreiß, "Integral ABS und ASC – Die neuen Fahrdynamik Regelungssysteme von BMW Motorrad," *Brake.Tech*, 2006.
- [5] ADAC e.V., *Über 240 Zweiradmodelle mit ABS*. [Online] Verfügbar: <https://www.adac.de/infotestrat/motorrad-roller/kauf-verkauf/richtige/abs-motorraeder/default.aspx>. Zuletzt geprüft am: Mrz. 23 2018.
- [6] B. Breuer und K. H. Bill, *Bremsenhandbuch: Grundlagen, Komponenten, Systeme, Fahrdynamik. Mit 53 Tabellen*, 4. Aufl. Wiesbaden: Springer Vieweg, 2013. ISBN 978-3-8348-1796-9.
- [7] M. F. Rindle, "Einfluss der Bremskomponenten auf das Bremsverhalten beim Motorrad,"; Diplomarbeit, Lehrstuhl für Fahrzeugtechnik (FTM), Technische Universität München, München, 2007.
- [8] K. Reif, *Bremsen und Bremsregelsysteme*, 1. Aufl. Wiesbaden: Vieweg + Teubner, 2010. ISBN 978-3-8348-1311-4.
- [9] Seonghun KIM; Hyundai Mobis Co Ltd. "Plunger-typed master cylinder for brake system of vehicle". United States patent US8051657B2. November 8, 2011.
- [10] D. Will, *Hydraulik: Grundlagen, Komponenten, Systeme*, 6. Aufl.: Springer Vieweg, 2015. ISBN 978-3-662-44401-6.
- [11] Gesprächsaufzeichnung: S. Phan und A. Eisele mit: Lewien, Ralph; Hülsmann, Florian, *Einführungsgespräch zum Thema Messmethodik Bremse*. München, Okt. 6 2017.
- [12] D. G. Ebert und R. A. Kaatz, "Objective Characterization of Vehicle Brake Feel," *SAE Technical Paper 940331*, S. 5–10, 1994.
- [13] H.-H. Braess und U. Seiffert, *Vieweg Handbuch Kraftfahrzeugtechnik*. Wiesbaden: Vieweg+Teubner Verlag, 2003. ISBN 978-3-663-11758-2.

- [14] Ingo Schultis, "Einfluss der Handarmatur auf das Gesamtsystem Bremse,"; Diplomarbeit, Hochschule Esslingen, Esslingen, 2007.
- [15] P. Dobrinski, G. Krakau, und A. Vogel, *Physik für Ingenieure*. Wiesbaden: Vieweg+Teubner, 2010. ISBN 978-3-8348-0580-5.
- [16] G. Bauer, *Ölhydraulik*, 11. Aufl.: Springer Vieweg, 2016. ISBN 9783658123437.
- [17] M. Burckhardt, *Fahrwerktechnik: Bremsdynamik und Pkw-Bremsanlagen: Bremsvorgang, Bremsstabilität, Kräfte, Fahrzeug-, Fahrbahn- und Reifeneinfluß, Bremsanlage: Einzelteile, Auslegung, Berechnung und Volumenhaushalt, Anhängerbetrieb und Anhängerbremsen*, 1. Aufl. Würzburg: Vogel, 1991. ISBN 978-3802301841.
- [18] AT-RS.DE, *Druckpunkt der Bremse*. [Online] Verfügbar: <https://www.at-rs.de/druckpunkt-der-bremse.html>. Zuletzt geprüft am: Apr. 23 2018.
- [19] Lehrstuhl für Ergonomie, "Vorlesung Produktergonomie: Kognition Grundlagen,"; Vorlesungsskript, Lehrstuhl für Ergonomie, Technische Universität München, München, 2016.
- [20] Wegele und Bruno, "Untersuchung einer Motorradbremse in thermischen Versuchen bezüglich Gaseintrag im hydraulischen System: in Kooperation mit BMW Motorrad,"; Bachelorarbeit, Fahrzeugtechnik (FTM), Technische Universität München, München, 2018.
- [21] H. Watter, *Hydraulik und Pneumatik: Grundlagen und Übungen - Anwendungen und Simulation*, 4. Aufl. Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden, 2015. ISBN 978-3-658-07859-1.
- [22] H. Gholizadeh, D. Bitner, R. Burton, und G. Schoenau, "Modeling and Experimental Validation of the Effective Bulk Modulus of a Mixture of Hydraulic Oil and Air," *J. Dyn. Sys, Meas, Control*, Bd. 136, Rn. 5, 2014.
- [23] K. Schrank, H. Murrenhoff, und C. Stammen, "Investigation of Different Methods to Measure the Entrained Air Content in Hydraulic Oils," in *ASME/BATH 2014 Symposium on Fluid Power and Motion Control*: ASME, 2014, V001T01A017.
- [24] W. Chang, Q. Jiahe, und G. Minghua, "Brake Pedal Displacement Measurement System based on Machine Vision," *Journal of Multimedia*, Rn. Bd. 8, Ausg. 5, S. 632–638, 2013.
- [25] A. J. Day, H. P. Ho, K. Hussain, und A. Johnstone, "Brake System Simulation to Predict Brake Pedal Feel in a Passenger Car," *SAE Technical Paper 2009-01-3043*, 2009.
- [26] D. Aleksendric, V. Cirovic, und D. Smiljanic, "Brake Pedal Feel Control Model," *SAE Technical Paper 2015-01-2674*, 2015.
- [27] D. Meng, L. Zhang, und Z. Yu, "A dynamic model for brake pedal feel analysis in passenger cars," *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, Bd. 230, Rn. 7, S. 955–968, 2016.
- [28] U. Schwenken, "Eine Methode zur Fehlerbewertung und zur adaptiven Motorleistungsbegrenzung auf der Basis einer modellbasierten Diagnose am Beispiel eines PKW-Kühlsystems,"; Dissertation, Fakultät für Maschinenbau, Ruhr-Universität Bochum, Bochum, 2006.

-
- [29] M. Börner, H. Straky, T. Weispenning, und R. Isermann, "Model based fault detection of vehicle suspension and hydraulic brake systems," *Mechatronics*, Bd. 12, Rn. 8, S. 999–1010, 2002.
- [30] Elektronik Kompendium, *ISO/OSI-7-Schichtenmodell*. [Online] Verfügbar: <http://www.elektronik-kompendium.de/sites/kom/0301201.htm>. Zuletzt geprüft am: Apr. 23 2018.
- [31] ME-Meßsysteme, *CAN Bus Grundlagen*. [Online] Verfügbar: <https://www.me-systeme.de/de/support/grundlagen/can-bus-grundlagen>. Zuletzt geprüft am: Apr. 23 2018.
- [32] W. J. Buchanan, "CAN Bus," in *The Handbook of Data Communications and Networks*, W. J. Buchanan, Hrsg, Boston, MA: Springer US, 2004, S. 705–714.
- [33] CAN in Automation (CiA), *CAN knowledge*. [Online] Verfügbar: <https://www.can-cia.org/can-knowledge/>. Zuletzt geprüft am: Apr. 17 2018.
- [34] CAN in Automation (CiA), *CANopen - The standardized embedded network*. [Online] Verfügbar: <https://www.can-cia.org/en/canopen/>. Zuletzt geprüft am: Apr. 17 2018.
- [35] S. Keil, *Dehnungsmessstreifen*, 2. Aufl. Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden, 2017. ISBN 978-3-658-13612-3.
- [36] ME Systeme, *Grundlagen DMS Messtechnik*. [Online] Verfügbar: <https://www.me-systeme.de/inhalte/grundlagen/kb-straingage.pdf>. Zuletzt geprüft am: Apr. 23 2018.
- [37] K. Eden und H. Gebhard, *Dokumentation in der Mess- und Prüftechnik: Messen - Auswerten - Darstellen, Protokolle - Berichte - Präsentationen*, 2. Aufl. Wiesbaden: Springer Vieweg, 2014. ISBN 978-3-658-06113-5.
- [38] TU München, "Hinweise zur Beurteilung von Messungen, Messergebnissen und Messunsicherheiten (ABW),"; Praktikumsskript, Fakultät für Physik, Technische Universität München, München, 2009.
- [39] P. Naefe und J. Luderich, *Konstruktionsmethodik für die Praxis: Effiziente Produktentwicklung in Beispielen*, 2016. ISBN 978-3-658-13870-7.
- [40] P. Naefe, *Einführung in das Methodische Konstruieren*. Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden, 2012. ISBN 978-3-658-00001-1.
- [41] R. Koller, *Konstruktionslehre für den Maschinenbau*. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 1998. ISBN 978-3-642-80418-2.
- [42] VDI Verein Deutscher Ingenieure e.V, *Methodik zum Entwickeln und Konstruieren technischer Systeme und Produkte*, VDI Richtlinie 2221, 1993.
- [43] VDI Verein Deutscher Ingenieure e.V, *Methodik zum Entwickeln und Konstruieren technischer Systeme und Produkte*, VDI Richtlinie 2221 Entwurf, 2018.
- [44] Europäische Union, *RICHTLINIE 93/14/EWG DES RATES vom 5. April 1993 über Bremsanlagen für zweirädrige oder dreirädrige Kraftfahrzeuge*, 93/14/EWG, 1993.
- [45] G. Berndt, "Funktionstoleranz und Meßunsicherheit," *Wissenschaftliche Zeitschrift der Technischen Universität Dresden*, Rn. Band 17, Nr. 2, S. 470, 1968.
- [46] Europäisches Parlament und Rat, *Maschinenrichtlinie*, Richtlinie 2006/42/EG, 2016.

- [47] Hottinger Baldwin Messtechnik GmbH, *Die Qual der Wahl: Piezoelektrische oder DMS-basierte Kraftaufnehmer?* [Online] Verfügbar: <https://www.hbm.com/de/3719/piezoelektrische-oder-dms-basierte-kraftaufnehmer/>. Zuletzt geprüft am: Apr. 23 2018.
- [48] R. Parthier, *Messtechnik: Grundlagen und Anwendungen der elektrischen Messtechnik*, 2016. ISBN 978-3-658-13598-0.
- [49] burster präzisionsmesstechnik gmbh & co kg, *DC/DC-Wegtaster: Serie 87350*. [Online] Verfügbar: https://www.burster.de/fileadmin/user_upload/redaktion/Documents/Products/Data-Sheets/Section_8/87350_DE.pdf. Zuletzt geprüft am: Apr. 23 2018.
- [50] burster präzisionsmesstechnik gmbh & co kg, *Hochpräziser Inkrementaler Wegtaster: Serie 8738*. [Online] Verfügbar: https://www.burster.de/fileadmin/user_upload/redaktion/Documents/Products/Data-Sheets/Section_8/8738_DE.pdf. Zuletzt geprüft am: Apr. 23 2018.
- [51] Variohm Eurosensor, *PZ12 Series: Linear Motion Position Sensors*. [Online] Verfügbar: https://www.variohm.de/images/datasheets/PZ12_Linearpotentiometer_1406.pdf. Zuletzt geprüft am: Apr. 23 2018.
- [52] Variohm Eurosensor, *Linearpotentiometer - Serie VLP/VXP*. [Online] Verfügbar: https://www.variohm.de/images/datasheets/Linearpotentiometer_%20VLP-VXP_1705_F.pdf. Zuletzt geprüft am: Apr. 23 2018.
- [53] Variohm Eurosensor, *Motorsport Linearpotentiometer ELPM Serie*. [Online] Verfügbar: https://www.variohm.de/images/datasheets/ELPM_Motorsport_Linearpotentiometer_1703_M.pdf. Zuletzt geprüft am: Apr. 23 2018.
- [54] A-Drive Technology GmbH, *Linearstellzylinder Baureihe GSM*. [Online] Verfügbar: http://www.a-drive.de/fileadmin/user_upload/bilder/produkte/linearantriebe/Linearstellzylinder/46_GSM_V051_web_DE.pdf. Zuletzt geprüft am: Apr. 23 2018.
- [55] NTI AG LinMot, *Linearmotor PS01-37x120 HP*. [Online] Verfügbar: <http://shop.linmot.com/D/ag1000.37.122/linearmotoren/linearmotoren-p01-37/statoren-ps01-37x120-hp/ps01-37sx120f-hp-n.htm>. Zuletzt geprüft am: Apr. 23 2018.
- [56] NTI AG LinMot, *Auslegung Linearmotor PS01-37x120 HP*.
- [57] Nanotec Electronic GmbH & Co. KG, *L5918S2008-T10X6 - LINEARAKTUATOR - NEMA 23*. [Online] Verfügbar: <https://de.nanotec.com/produkte/1834-l5918s2008-t10x6/>. Zuletzt geprüft am: Apr. 23 2018.
- [58] Nanotec Electronic GmbH & Co. KG, *ST5918L3008-A - SCHRITTMOTOR - NEMA 23*. [Online] Verfügbar: <https://de.nanotec.com/produkte/533-st5918l3008-a/>. Zuletzt geprüft am: Apr. 23 2018.
- [59] Nanotec Electronic GmbH & Co. KG, *GPLEP70-2S-25 - PRÄZISIONSPLANETENGETRIEBE*. [Online] Verfügbar: <https://de.nanotec.com/produkte/2105-gplep70-praezisionsplanetengetriebe/>. Zuletzt geprüft am: Apr. 23 2018.
- [60] D. Muhs, H. Wittel, D. Jannasch, und J. Voßiek, *Normung, Berechnung, Gestaltung*, 18. Aufl., 2007. ISBN 978-3-658-17895-6.

- [61] D. Schmid *et al*, *Konstruktionslehre Maschinenbau: [inkl. Bilder-CD]*, 3. Aufl. Haan-Gruiten: Verl. Europa-Lehrmittel Nourney Vollmer, 2013. ISBN 978-3808513989.
- [62] G. Pahl, W. Beitz, J. Feldhusen, und K.-H. Grote, *Pahl/Beitz Konstruktionslehre: Methoden und Anwendung erfolgreicher Produktentwicklung*, 8. Aufl. Berlin, Heidelberg: Springer Vieweg, 2013. ISBN 978-3-642-29568-3.
- [63] Lehrstuhl für Raumfahrttechnik (LRT), "Systems Engineering: Der Prozess der Systementwicklung,"; Vorlesungsskript, Lehrstuhl für Raumfahrttechnik (LRT), Technische Universität München, München, SS 2016.
- [64] AIM Arnold Intelligente Messsysteme GmbH & Co. KG, *Datenblatt Datenerfassungssysteme XXCH-DAS*. [Online] Verfügbar: http://www.aim-messtechnik.de/docs/XXCH-DAS_Flyer_de.pdf. Zuletzt geprüft am: Apr. 23 2018.
- [65] HMS Industrial Networks AB, *USB-to-CAN V2: Aktives USB-Interface*. [Online] Verfügbar: <https://www.ixxat.com/de/produkte/industrie-produkte/pc-interfaces/pc-can-interfaces/pc-can-interfaces-details/usb-to-can-v2>. Zuletzt geprüft am: Apr. 23 2018.
- [66] PEAK-System Technik GmbH, *PCAN-USB: CAN-Interface für USB*. [Online] Verfügbar: <https://www.peak-system.com/PCAN-USB.199.0.html>. Zuletzt geprüft am: Apr. 23 2018.
- [67] Micro Epsilon, *Datenblatt Lasertriangulationssensor optoNCDT 1320*. [Online] Verfügbar: https://www.micro-epsilon.de/download/products/_laser-sensor/dax--optoNCDT-1320--de.html.
- [68] Micro Epsilon, *Bedienungsanleitung optoNCDT 1320*. [Online] Verfügbar: <https://www.micro-epsilon.de/download/manuals/man--optoNCDT-1320--de.pdf>. Zuletzt geprüft am: Apr. 23 2018.
- [69] R. Koller und N. Kastrup, *Prinziplösungen zur Konstruktion technischer Produkte*, 2. Aufl. Berlin, Heidelberg, s.l.: Springer Berlin Heidelberg, 1998. ISBN 978-3-642-63712-4.
- [70] Schaeffler Technologies AG & Co. KG, *Deep groove ball bearings SMR126-2Z*. [Online] Verfügbar: https://medias.schaeffler.com/medias/en!hp.ec.br.pr/SMR.-2Z*SMR126-2Z. Zuletzt geprüft am: Apr. 23 2018.
- [71] Schaeffler Technologies AG & Co. KG, *Tragfähigkeit und Lebensdauer: Richtwerte für die statische Tragsicherheit*. [Online] Verfügbar: https://medias.schaeffler.com/medias/de!hp.tg.cat/tg_*ST4_20474161931#ST4_20514802571. Zuletzt geprüft am: Apr. 23 2018.
- [72] ANT Antriebstechnik, *Katalog Antriebstechnik*. [Online] Verfügbar: <http://www.ant-antriebstechnik.de/database/dbfiles//Antriebstechnik-gep.pdf>. Zuletzt geprüft am: Apr. 23 2018.
- [73] THK, "Linearlager Katalog: Model LM-L," [Online] Verfügbar: https://www.thkstore.com/media/product_custom_files/5/0/508-2E_04_LinearBush.pdf.
- [74] Vishay Precision Group, *Strain Gages*. [Online] Verfügbar: <http://www.vishaypg.com/docs/11366/90deg.pdf>. Zuletzt geprüft am: Apr. 23 2018.
- [75] D. Gross, W. Hauger, J. Schröder, und W. A. Wall, *Technische Mechanik 2*. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2012. ISBN 978-3-642-19983-7.

- [76] igus® GmbH, *drylin® T Miniaturführungswagen TW-04*. [Online] Verfügbar: <https://www.igus.de/product/930>. Zuletzt geprüft am: Apr. 23 2018.
- [77] igus® GmbH, *drylin® T Miniaturführungsschiene TS-04*. [Online] Verfügbar: <https://www.igus.de/product/730>. Zuletzt geprüft am: Apr. 23 2018.
- [78] Burster, "Datenblatt Präzisions-Miniatur-Kraftsensor 8431, 8432," Gernsbach, 2018. [Online] Verfügbar: https://www.burster.de/fileadmin/user_upload/redaktion/Documents/Products/Data-Sheets/Section_8/8431_DE.pdf. Zuletzt geprüft am: Apr. 23 2018.
- [79] Schaeffler Technologies AG & Co. KG, *Rillenkugellager SMR106-2Z*. [Online] Verfügbar: https://medias.schaeffler.com/medias/de!hp.ec.br.pr/SMR.-2Z*SMR106-2Z. Zuletzt geprüft am: Apr. 23 2018.
- [80] DIN Deutsches Institut für Normung e. V, *Metallische Werkstoffe - Kalibrierung und Überprüfung von statischen einachsigen Prüfmaschinen - Teil 1: Zug- und Druckprüfmaschinen - Kalibrierung und Überprüfung der Kraftmesseinrichtung*, DIN EN ISO 7500-1:2018-06, 2018.
- [81] STS GmbH, *Präzisions Drucktransmitter 4-20mA / 0-10V*. [Online] Verfügbar: https://www.stssensors.de/Druck-Sensoren-Transmitter/Drucktransmitter/Praezisions-Drucktransmitter/Overview.aspx?ctgyName=Praezisions-Drucktransmitter-analog&path=CMS/CMS_DE/CMS_DE_Catalog/CMS_HQ_Catalog_Products/Drucktransmitter/Praezisions-Drucktransmitter-analog&prdtName=transmitter-ATM.1ST&vld=1#transmitter-ATM.1ST. Zuletzt geprüft am: Apr. 23 2018.

Anhang

Anhang A	Simulation Kraft-Weg-Kennlinie.....	xvii
Anhang B	Produktspezifikation.....	xxi
Anhang C	Parametrierung Berechnung max. Betätigungskräfte.....	xxxii
Anhang D	Mind Map.....	xxxiii
Anhang E	Produktarchitektur Vordere Messeinrichtung.....	xxxiv
Anhang F	6-3-5-Methode Bögen.....	xxxv
Anhang G	FEM Analysen.....	xliii
Anhang H	Konzept Ansteuerung und Signalaufzeichnung.....	xlix
Anhang I	Kalibrierprotokolle Sensoren.....	I

Anhang A Simulation Kraft-Weg-Kennlinie

Um die Einflüsse der hydraulischen und mechanischen Eigenschaften des Bremssystems auf die Hebelcharakteristik besser zu verstehen, wird ein mathematisch-physikalisches Modell der Bremse erstellt. Mit den Ausgangsgrößen des Modells kann die Belastungsphase der Kraft-Weg- und Druck-Weg-Kennlinie sowie die Verteilung der Volumenverluste analysiert werden.

Modellbildung

Die Modellierung orientiert sich an dem beschriebenen Ablaufschema in Unterabschnitt 2.2.3. Das Modell wird in Matlab mit n Schritten numerisch berechnet. Fluiddynamische Effekte und nicht lineare Komponenteneigenschaften, abgesehen von dem Verhalten der Luft, werden nicht modelliert. Abbildung A 1 enthält die berücksichtigten Kräfte am Kolben des Hauptbremszylinders für die verschiedenen Phasen.

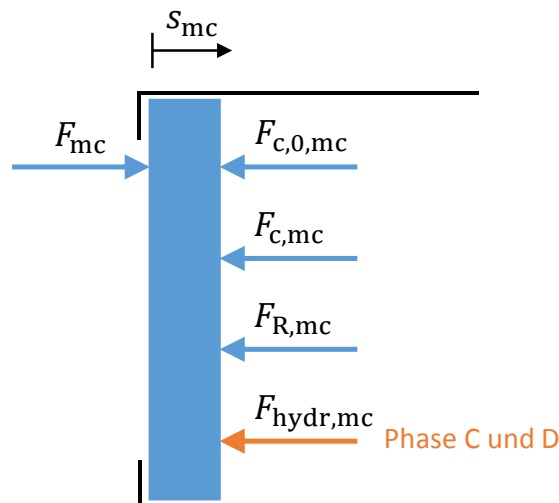


Abbildung A 1 Betrachtete Kräfte am Kolben des Hauptbremszylinders (Plunger). Die hydraulische Kraft $F_{hydr,mc}$ wirkt nach dem Überfahren der Ausgleichsbohrung.

F_{mc}	Kolbenkraft
s_{mc}	Kolbenweg
$F_{c,0,mc}$	Vorspannkraft Kolbenfeder
F_c	Federkräften
$F_{R,mc}$	Reibkräfte der Kolbenmanschetten

Phase A und B – Rückstellkraft und Totweg überwinden

Für die Phasen A und B wird das Kräftegleichgewicht für den HBZ Typ Plunger aufgestellt und nach dem Kolbenweg s_{mc} umgeformt:

$$F_{mc}(n) = F_{c,0,mc} + c_{mc} s_{mc}(n) + F_{R,mc}$$

$$\Leftrightarrow s_{mc}(n) = \frac{F_{mc}(n) - F_{c,0,mc} - F_{R,mc}}{c_{mc}} \quad (7.1)$$

mit $F_{c,mc}(n) = c_{c,mc} s_{mc}(n)$.

c_{mc} Federsteifigkeit Kolbenfeder

Dabei ist $s_{deadStr,mc}$ der Totweg des HBZ. Es wird stets die Kraft inkrementiert:

$$F_{mc}(n+1) = F_{mc}(n) + \Delta F$$

für $s_{mc}(n) < s_{deadStr,mc}$.

(7.2)

Wenn Kolbenweg $s_{mc} < 0$ ist, wird er zu Null gesetzt: $s_{mc} = 0$.

Phase C – Lüftspiel überwinden

Der Bremsdruck wird aus dem Kräftegleichgewicht am Kolben berechnet:

$$p_{hydr}(n) = \frac{1}{A_{mc}} (F_{mc}(n) - c_{mc} s_{mc}(n-1) - F_{c,0,mc} - F_{R,mc}). \quad (7.3)$$

Dabei wird näherungsweise der Kolbenweg der letzten Iteration verwendet, damit keine Differentialgleichung zu lösen ist. Mit dem Bremsdruck folgen die Volumenverluste der Komponenten mit Gl. (2.22) und der Luft mit Gl. (2.24). Diese ergeben addiert den Gesamtvolumenverlust ΔV_{tot} .

Aus dem Gesamtvolumenverlust wird der Kolbenweg berechnet:

$$s_{mc}(n) = \frac{\Delta V_{tot}(n)}{A_{mc}} + s_{mc}(n_{phaseC}). \quad (7.4)$$

n_{phaseC} Iteration, bei der Phase C startet

$s_{mc}(n_{phaseC})$ Leerweg

Die Nachgiebigkeit der Quadringe wird mit einem Volumenverlustkoeffizienten modelliert. Der Weg der Kolben des Bremssattels berechnet sich dann aus dem dazugehörigen Volumenverlust:

$$s_{sc}(n) = \frac{\Delta V_{sc,quad}(n)}{A_{sc}}. \quad (7.5)$$

Die Endbedingung der Schleife ist, dass das Lüftspiel überwunden ist:

$$s_{sc}(n) < s_{airGap}. \quad (7.6)$$

Phase D – Druckaufbau

Die Simulation des Druckaufbaus nach dem Anlegen der Bremsbeläge erfolgt mit folgenden Ausnahmen analog zu Phase C.

Der Volumenverlust des Lüftspiels bleibt ab der Iteration n_{phaseD} unverändert und wird nicht mehr in den Systemnachgiebigkeiten inkludiert:

$$\Delta V_{sc,quad}(n) = \Delta V_{sc,quad}(n_{phaseD}). \quad (7.7)$$

Der Gesamtvolumenverlust damit berechnet zu:

$$\begin{aligned} \Delta V_{tot}(n) = & \left(\frac{dV_{sys,phaseC}}{dp_{hydr}} - \frac{dV_{sc,quad}}{dp_{hydr}} \right) p_{hydr}(n) + \Delta V_{air}(n) \\ & + \Delta V_{sc,quad}(n_{phaseD}) + \left(\frac{dV_{sc}}{dp_{hydr}} + \frac{dV_{pad}}{dp_{hydr}} \right) (p_{hydr}(n) \\ & - p_{hydr}(n_{phaseD})). \end{aligned} \quad (7.8)$$

Parametrierung

Es werden die in Abbildung A 2 dargestellten Nachgiebigkeiten des Systems in Form von Volumenverlustkoeffizienten modelliert. Die Nachgiebigkeit der Quadringe ist nicht aufgeführt. Die Parametrierung erfolgt nach BURCKARDT [17, 169-177] mit Ausnahme des Druckmodulators, der mit Werten von RINDLE [7, S. 28] berechnet wird.

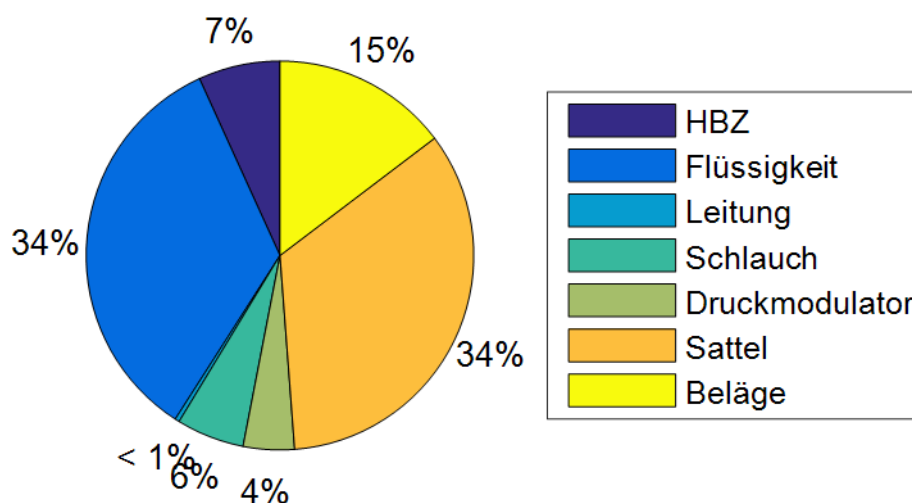


Abbildung A 2 Prozentuale Aufteilung der Nachgiebigkeiten des Bremssystems für die verwendete Parametrierung.

Die Zahlenwerte der Verlustkoeffizienten sind der Datei „ini_FS.m“ zu entnehmen. Die Parametrierung der Federsteifigkeiten und Reibungen erfolgt durch Annahmen aufgrund mangelnder Daten.

Anhang B Produktspezifikation

Messeinrichtung Bremse

(Ergänzendes Dokument zur Masterarbeit „Konzeption, Konstruktion und Realisierung einer Messeinrichtung zur parametrischen Steifigkeitserfassung einer Motorrad Bremse“)

Erstellt von: Simon Phan, Masterand

Email: simon.phan@tum.de

Am: 21.11.2017

Stand: 15.01.2018

Inhaltsverzeichnis

1	Übersicht	xxiii
1.1	Verwendungszweck des Dokuments	xxiii
1.2	Kontext	xxiii
1.3	Zielsetzung.....	xxiii
1.4	Hardware-Schnittstellen.....	xxiv
1.5	Betriebszustände.....	xxv
2	Anforderungen	xxvi
2.1	Funktionsübersicht	xxvi
2.2	Messgrößen	xxvi
2.3	Sicherheit	xxvii
2.4	Sonstiges	xxvii
3	Lieferumfang	xxviii
3.1	Dokumentation.....	xxviii
4	Checkliste	xxviii

1 Übersicht

1.1 Verwendungszweck des Dokuments

Die vorliegende Produktspezifikation dient zur Definition der Anforderungen und Eigenschaften der zu entwickelnden Messeinrichtungen zur Vermessung der Bremssysteme von Motorrädern im Rahmen der Masterarbeit „Konzeption, Konstruktion und Realisierung einer Messeinrichtung zur parametrischen Steifigkeitserfassung einer Motorrad Bremse“. Das Dokument entspricht keinem vollständigen Lastenheft und ist nicht zur Verhandlung eines Angebots bei externen Dienstleistungsunternehmen gedacht. Es dient zur eigenen Dokumentation der im Rahmen der Masterarbeit erarbeiteten Anforderungen sowie der Prüfung über deren erfolgreiche Erfüllung bei der Entwicklung und Validierung der Messeinrichtungen.

1.2 Kontext

Es ist eine objektive Messmethode erforderlich, um begleitend zu der Entwicklung oder bei Fahrzeugen im Feld eine aussagekräftige Bewertung der Kraft-Weg-Charakteristik der Bremsbetätigungen durchführen zu können. Die bisher in der Entwicklung verwendeten Methoden erfordern meist ein Präparieren des Fahrzeugs mit externer Messtechnik (Applikation von DMS, Montage von Wegsensoren). Dies ist mit erhöhtem Zeit- und Rüstaufwand verbunden und erschwert einen schnellen Erkenntnisgewinn. Bei derartigen Messungen wird die Bremse in der Regel vom Versuchingenieur manuell betätigt, was zu abhängig vom Ingenieur zu mehr oder weniger reproduzierbaren Ergebnisse führt.

Als besonders wichtig hervorzuheben für die aussagekräftige Bewertung eines Bremssystems, ist die sehr präzise Messung des Leerwegs (Bereich des Hebelwegs bis zum merklichen Anstieg des Kraft-Weg Gradients).

1.3 Zielsetzung

Das zu entwickelnde System soll zur Steifigkeitserfassung der Vorder- und Hinterradbremse von Motorrädern verwendet werden. Dies kann in zwei getrennten Einheiten realisiert werden. Wird in diesem Dokument auf den Begriff „Messeinrichtung“ Bezug genommen, so ist in der Regel das System zur Vermessung beider Bremssysteme gemeint. Abweichungen werden aus dem Kontext ersichtlich.

Die Entwicklung umfasst die Konzeption, Konstruktion und Realisierung. Es sollen die eingebrachte Kraft und der Weg über die Zeit im Betrieb aufgezeichnet werden. Dies hat derart zu erfolgen, dass durch die Messgrößen selbst oder Umrechnungen eine objektive Vergleichbarkeit zwischen verschiedenen Fahrzeugen möglich ist. Es wird zusätzlich gefordert, dass der Druck des Bremssystems aus den internen Fahrzeugsensoren aufgezeichnet werden kann. Es muss möglich sein die Betriebsparameter zu definieren und abzuspeichern. Die aufgezeichneten Messdaten müssen in einem zur weiteren Signalverarbeitung geeignetem Datenformat gespeichert werden können. Das System soll für Messungen am stehenden Gesamtfahrzeug mit abgeschaltetem Motor verwendet werden. Es soll nicht für Dauererprobungen verwendet werden, selbst wenn technisch möglich. Es wird kein Betrieb bei ABS-Regelungen durchgeführt.

1.4 Hardware-Schnittstellen

Das Funktionsprinzip der Messeinrichtung soll grundsätzlich für jegliches Motorradmodell geeignet und funktionsfähig sein. Eine Verwendung von Adaptern und Einstellvorrichtungen ist erlaubt. Um die verschiedenen Ausprägungen von Bremssystemen zu berücksichtigen, findet die Entwicklung auf der Basis der folgenden Fahrzeugmodelle statt:

- C 650 Sport, GT, Evolution
- S 1000 RR, R, XR
- R 1200 GS, GS Adventure, R
- F750

Vorderes Bremssystem

Abbildung B 1 zeigt beispielhaft die Betätigungseinrichtung des vorderen Bremssystems und den definierten Kraftangriffspunkt entlang der *40-mm-Linie*. Die Komponenten der Schnittstelle sind:

- Lenker/Lenkerstummel mit Innengewinde (nicht abgebildet) inkl. Lenkergewicht
- Kombischalter inkl. Gasgrehdrieff
- Handbremsarmatur (HBA) mit Bremshebel (Griffweitenverstellung ca. ± 10 mm)

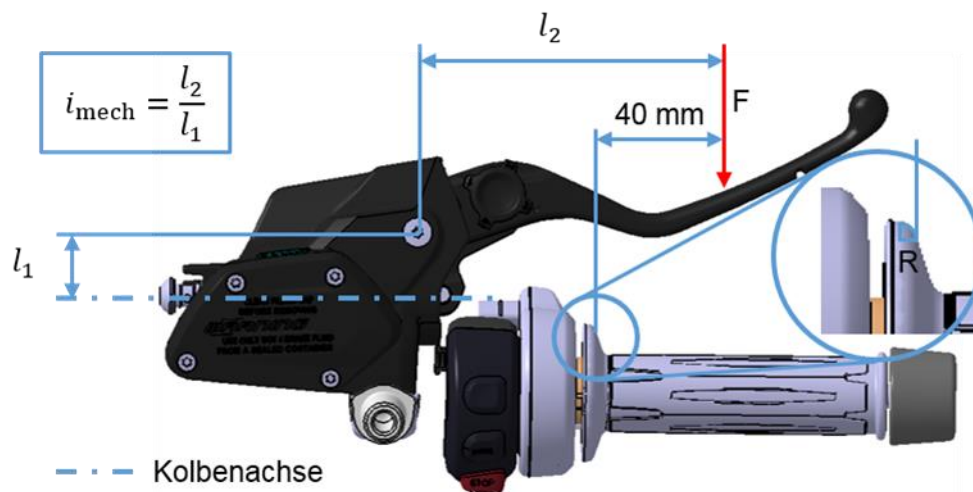


Abbildung B 1 Mensch-Maschine-Schnittstelle vorderes Bremssystem mit Definition der 40-mm-Linie und des mechanischen Übersetzungsverhältnisses.

Die Messeinrichtung kann die Kraft und den Weg an einem anderen Punkt einleiten, solange die Größen auf die 40-mm-Linie und die Kolbenachse umgerechnet werden können. Die definierte Krafrichtung verläuft in einer Ebene aufgespannt durch Lenkerachse und Kolbenachse der HBA. Der Abstand des Bremshebels zum Lenker lässt sich in einem Bereich von ca. ± 10 mm verstellen (Griffweitenverstellung). Die Messeinrichtung muss auf jede Griffweite einstellbar sein und durch ein Fahrprofil oder die Software auf den Startwert $s = 0$ mm kalibriert werden können (Relativer Nullpunkt). Die Messeinrichtung muss in der Lage sein den vollen Hebelweg (bis Anschlag Griffgummi) zu verfahren.

Hinteres Bremssystem

Abbildung B 2 links zeigt beispielhaft die Mensch-Maschine-Schnittstelle des vorderen Bremssystems. Die Komponenten der Schnittstelle sind:

- Fußrastenhalter inkl. Fußraste
- Hauptbremszylinder (HBZ) mit Druckstange und Fußbremshebel sowie Schläuchen und Ausgleichsbehälter
- Weitere Anbauteile wie Fersenschutz

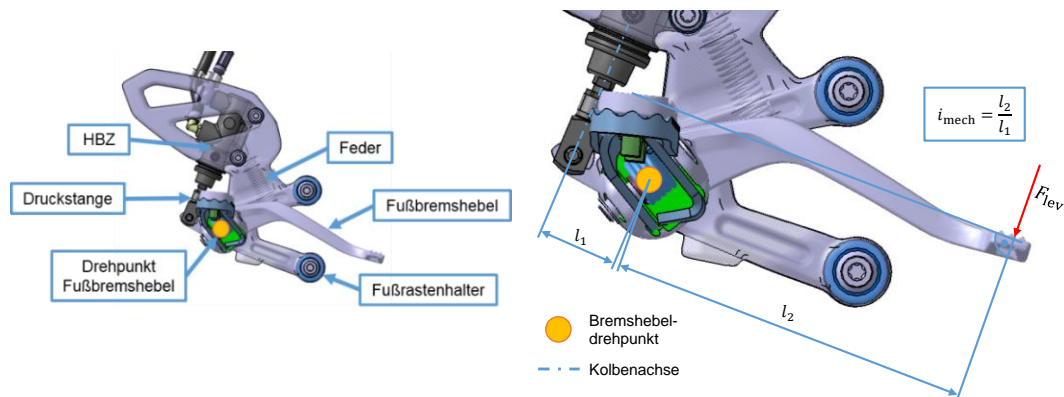


Abbildung B 2 Mensch-Maschine-Schnittstelle hinteres Bremssystem mit Komponenten (links) und Definition des mechanischen Übersetzungsverhältnisses (rechts).

Für Messungen am hinteren Bremssystem existiert kein einheitliches Bezugssystem. Abbildung B 2 rechts zeigt eine mögliche Definition des mechanischen Übersetzungsverhältnisses. Die Messeirichtung muss die Kraft und den Weg derart einbringen, dass eine Vergleichbarkeit zwischen verschiedenen Modellen möglich ist. Dies kann durch Bezug auf den Geberzylinder oder eine definierte Position am Fußbremshebel mit Angabe der Richtung oder weitere Umrechnungen erfolgen.

Zur Montage der Messeinrichtung dürfen die Bremshebel entfernt werden. Die Handbremsarmatur und der Hauptbremszylinder dürfen in ihrer Lage und Position nicht verändert werden. Das hydraulische System darf nicht geöffnet werden.

1.5 Betriebszustände

- Software und Hardware in Betrieb
 - Hardware ist mit Energie versorgt und betätigt die Bremse.
 - Hardware ist mit Energie versorgt und löst die Betätigung der Bremse. Dies muss so geschehen, dass lediglich die Kraft aus dem System Bremsanlage aufgezeichnet wird oder es muss die Eigenhysterese der Messeinrichtung rechnerisch berücksichtigt sein.
 - Während der beiden genannten Betriebszustände muss die Software die Messgrößen Weg (Position), Kraft, Geschwindigkeit, Druck (Fahrzeugsensorik) und Zeit aufzeichnen.
 - Die BUS-Kommunikation mit dem Fahrzeug wird gewünscht, um Motorrad interne Messgrößen messen zu können und eine Aktuierung der ABS-Druckmodulator Stellventile zu ermöglichen. Die Kommunikation muss parallel zum Messbetrieb erfolgen können.
- Software in Betrieb, Hardware nicht in Betrieb

- Vor einem Hard- und Softwarebetrieb muss es möglich sein in der Software die Betriebsparameter zu definieren. Diese müssen z.B. als Datei speicher- und abrufbar sein.
- Nach einem Hard- und Softwarebetrieb müssen die gespeicherten Daten auslesbar sein. Die Daten müssen ein Dateiformat besitzen, das eine visuelle Darstellung und Weiterverarbeitung mit einem Datenverarbeitungsprogramm ermöglicht.
- Software und Hardware nicht in Betrieb
 - Software und Hardware müssen abschaltbar sein.

2 Anforderungen

2.1 Funktionsübersicht

- Bremse betätigen unter Vorgabe von Weg oder Kraft oder Druck und Geschwindigkeit.
- Weg, Geschwindigkeit, Kraft, Druck (Fahrzeug) und Zeit aufzeichnen.
- Betriebsparameter/Messprofile mithilfe der Software erstellen und speichern.
- Definierte Messprofile abfahren.
- Aufgezeichnete Messdaten visualisier- und auswertbar machen.
- Datenauswertung muss eine Vergleichbarkeit zwischen verschiedenen Messungen und Fahrzeugen erlauben (kann durch Umrechnungen und/oder Detektion charakteristischer Punkte erfolgen: Leerweg, Druckaufbauphase usw.).

2.2 Messgrößen

- Kräfte aufbringen und messen bis zu $F_{lev,f/r} = 180 \text{ N}$ (v/h) mit einer Auflösung von $res_{F_{lev}} = 0,5 \text{ N}$ entlang der 40 mm-Linie/Fußpedal oder Äquivalent an einem anderen Betätigungspunkt mit einer Messunsicherheit von $\epsilon F_{lev} = \pm 3,6 \text{ N}$.
- Weg verfahren und messen bis zu $s_{lev,f/r} = 66 \text{ mm}$ (v/h) mit einer Auflösung von $res_{s_{lev}} = 0,3 \text{ mm}$ entlang der 40 mm-Linie/Fußpedal oder Äquivalent an einem anderen Betätigungspunkt mit einer Messunsicherheit von $\epsilon s_{lev} = \pm 0,5 \text{ mm}$.
- Geschwindigkeit aufbringen und messen bis zu $v_{lev} = 0 \dots 125 \frac{\text{mm}}{\text{s}}$ entlang der 40 mm-Linie/Fußpedal oder Äquivalent an einem anderen Betätigungspunkt mit einer Auflösung von $res_{v_{lev}} = 1 \frac{\text{mm}}{\text{s}}$ mit einer Messunsicherheit von $\epsilon v_{lev} = \pm 1 \frac{\text{mm}}{\text{s}}$.
- Druck (CAN, interne Fahrzeugmessgröße).
- Zeit.
- Messfrequenz min. 100 Hz.

Beispielmessung Kraft-Weg

Abbildung B 3 zeigt einen beispielhaften Verlauf für eine Kraft-Weg-Messung, wie sie mit der Messeinrichtung zu erzeugen ist. Weitere ähnliche Darstellungen sind z.B. Druck-Weg, Kraft-Druck.

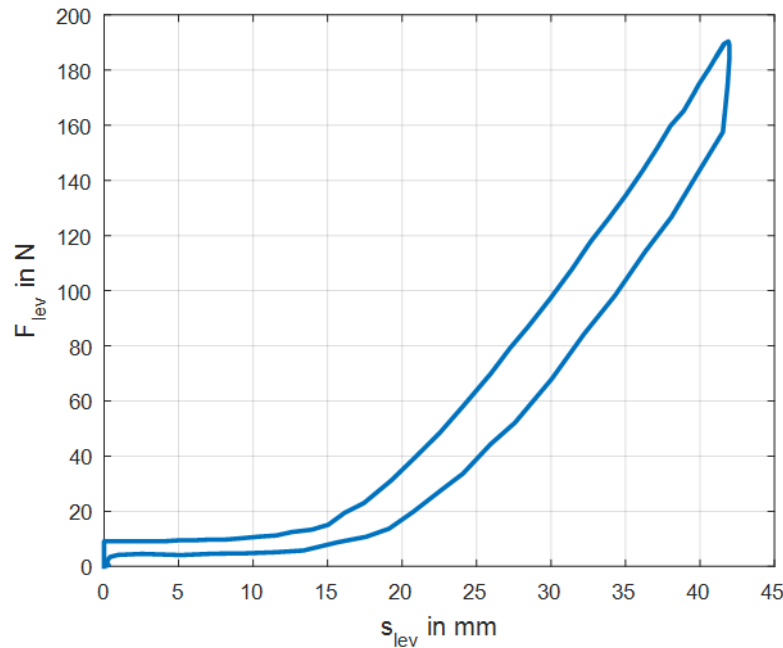


Abbildung B 3 Beispielhafter Verlauf einer Kraft-Weg Messung an der 40 mm-Linie.

2.3 Sicherheit

- Das System muss eine Möglichkeit besitzen vom Bediener während des Betriebs deaktiviert zu werden (Notausschalter).
- Das System muss eine mechanische Überlastung oder einen Defekt erkennen und den Prüfablauf selbsttätig abbrechen (Endlagenschalter, Abschaltkriterium Kraft/Zeit).
- Ein Einsatz des Systems bei drehenden Rädern, laufendem Motor und ABS-Regelungen ist nicht vorgesehen.
- Ein Quetschen zwischen beweglichen Teilen muss durch Schutzhauben oder -gitter verhindert werden.

2.4 Sonstiges

- Die Rüstzeit soll 15 min nicht übersteigen.
- Umbau- und Rüstaufwand (Demontage von Anbauteilen wie Bremshebel, Handschutz, Fußraste erlaubt).
- Gewicht der am Fahrzeug zu montierenden Teile muss < 3 kg sein.
- Das System wird für den Bereich Forschung und Entwicklung (F&E) konzipiert. Eine Berücksichtigung der Produktion im Werk hinsichtlich Prozesstauglichkeit ist nicht gefordert. Bei konzeptunabhängigen Eigenschaften oder Eigenschaften, welche die Verwendung in der F&E nicht einschränken, wird eine vorteilhafte Ausprägung für die Produktion gewünscht.
- Das System ist für die Umgebungsbedingungen im Werkstatteinsatz auszulegen.
- Die Spannungsversorgung ist Netzversorgung 230 V AC und Fahrzeugbordnetz 12 V DC. Weitere benötigte Energieversorgungseinheiten müssen mitgeliefert werden.

3 Lieferumfang

- Messeinrichtung inkl. Messtechnik, Anbaumaterial, Energieversorgungseinheit für vorne und hinten.
- Software für Betrieb, Datenaufzeichnung und –auswertung.
- Technische Dokumentation (CAD Daten, technische Zeichnungen, Berechnungen).

3.1 Dokumentation

Die Dokumentation der Konzeption und Berechnung erfolgt durch die Ausarbeitung der Masterarbeit in Schriftform. Die Konstruktionsdaten werden im CAD-Format bereitgestellt. Berechnungen werden in Form von Matlab Skripten mitgeliefert.

4 Checkliste

F – Forderung

W – Wunsch

Index	Funktion	Anforderung	Datum	F/W
1.	Funktionelle Anforderungen			
1.1.	Steuerung des Systems			
1.1.1.		Die Parameter Weg und Geschwindigkeit sowie die sich als Reaktionen ergebende Parameter Kraft und Druck müssen durch das Messprofil vorgegeben werden können.	15.01.18	F
1.1.2.		Das Zurückfahren der Messeinrichtung muss kraftlos erfolgen (Hebel darf vom System nicht gebremst werden) bzw. es muss die Eigenhysterese des Systems bekannt sein.	21.11.17	F
1.2.	Weg			
1.2.1.		Weg bis zu $s_{lev,f/r} = 66 \text{ mm (v/h)}$ verfahren und messen.	21.11.17	F
1.2.2.		Auflösung $res_{s_{lev}} = 0,3 \text{ mm}$	15.01.18	F
1.2.3.		Messunsicherheit $\epsilon_{s_{lev}} = \pm 0,5 \text{ mm}$	15.01.18	F
1.2.4.		Der gemessene Weg muss eine vergleichbare Messgröße darstellen oder auf eine Größe umgerechnet werden können, die die Vergleichbarkeit zwischen verschiedenen Fahrzeugen	21.11.17	F

		erlaubt (Geberzylinder, 40 mm-Linie)		
1.3.	Kraft			
1.3.1.		Kraft bis zu $F_{lev,f/r} = 180 \text{ N}$ (v/h) aufbringen und messen	15.01.18	F
1.3.2.		Auflösung $res_{F_{lev}} = 0,5 \text{ N}$	15.01.18	F
1.3.3.		Messunsicherheit $\epsilon F_{lev} = \pm 3,6 \text{ N}$	15.01.18	F
1.3.4.		Der gemessene Kraft muss eine vergleichbare Messgröße darstellen oder auf eine Größe umgerechnet werden können, die die Vergleichbarkeit zwischen verschiedenen Fahrzeugen erlaubt (Geberzylinder, 40 mm-Linie)	21.11.17	F
1.4.	Geschwindigkeit			
1.4.1.		Geschwindigkeiten von $v_{lev} = 0 \dots 125 \frac{\text{mm}}{\text{s}}$ verfahren und messen.	15.01.18	F
1.4.2.		Auflösung $res_{v_{lev}} = 1 \frac{\text{mm}}{\text{s}}$	15.01.18	F
1.4.3.		Messunsicherheit $\epsilon v_{lev} = \pm 1 \frac{\text{mm}}{\text{s}}$	15.01.18	F
1.4.4.		Der gemessene Geschwindigkeit muss eine vergleichbare Messgröße darstellen oder auf eine Größe umgerechnet werden können, die die Vergleichbarkeit zwischen verschiedenen Fahrzeugen erlaubt (Geberzylinder, 40 mm-Linie)		
1.5.	BUS-Kommunikation Fzg.			
1.5.1.		Ansteuerung von Ventilen im ABS-Druckmodulator über Fahrzeug-CAN-Bus.	21.11.17	W
1.5.2.		Bremsdruck interner Fahrzeugsensoren aufzeichnen.	21.11.17	F
1.6.	Messgrößenaufzeichnung			
1.6.1.		Die Messeinrichtung muss eine Aufzeichnung der oben genannten Messgrößen ermöglichen.	21.11.17	F
1.6.2.		Messfrequenz min. $f = 100 \text{ Hz}$	15.01.18	F
1.6.3.		Betriebsparameter/Messprofile müssen mithilfe der Software erstellt und gespeichert werden können.	21.11.17	F
1.7.	Gewicht			

1.7.1.		Am Fahrzeug zu montierende Teile dürfen ein Gewicht von 3 kg nicht überschreiten.	15.01.18	F
1.8.	Energieversorgung			
1.8.1.		Es stehen 230 V AC und 12 V DC zur Verfügung. Weitere benötigte Energieversorgungen müssen bereit gestellt werden	15.01.18	F
2.	Montage			
2.1.	Fahrzeugmodelle			
2.1.1.		Die Messeinrichtung muss generell an allen Fahrzeugtypen und –fabrikaten montierbar sein, insbesondere an den folgenden: <ul style="list-style-type: none"> • C 650 Sport, GT, Evolution • S 1000 RR, R, XR • R 1200 GS, GS Adventure, R • F750 	21.11.17	F
2.1.2.		Die Messeinrichtung muss an der Vorder- und Hinterradbremse des Gesamtfahrzeugs einsetzbar sein. Die Ausführung kann in zwei getrennten Einheiten realisiert werden.	21.11.17	F
2.1.3.		Durch die Montage und Betätigung dürfen keine bleibenden Veränderungen oder Schäden am zu prüfenden Fahrzeug entstehen.	15.01.18	F
2.2.	Zeitaufwand			
2.3.		Die Montage soll in weniger als 15 min durchführbar sein.	21.11.17	W
3.	Sicherheitstechnische Anforderungen			
3.1.	Messbetrieb			
3.1.1.		Das System muss eine Möglichkeit besitzen vom Bediener während des Betriebs deaktiviert zu werden (Notausschalter und Softwarelösung).	21.11.17	F
3.1.2.		Das System muss eine mechanische Überlastung oder einen Defekt erkennen und den Prüfablauf selbsttätig abbrechen (Endlagenschalter, Abschaltkriterium Kraft/Zeit).	21.11.17	F

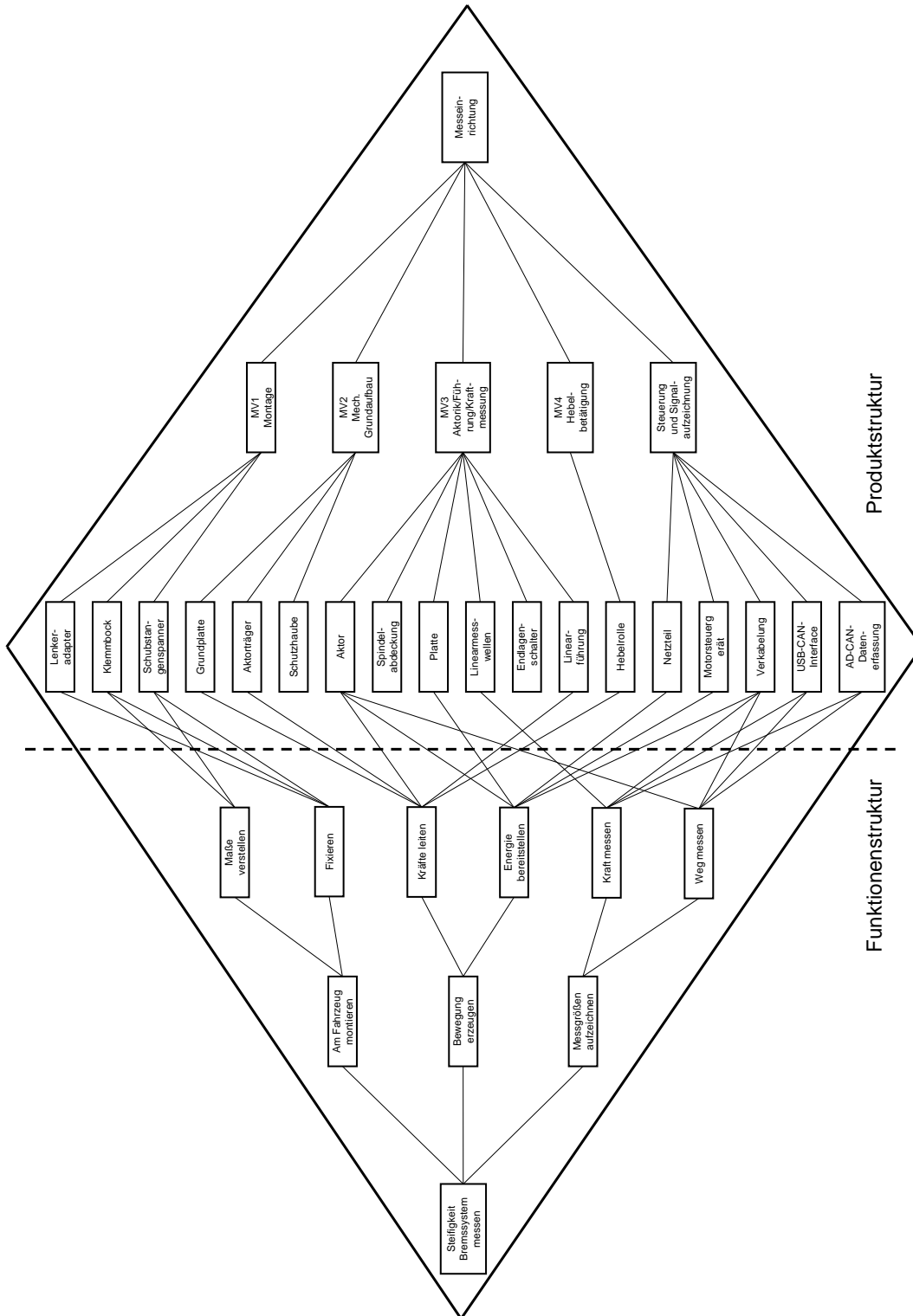
3.1.3.		Bewegende Teile des Systems müssen durch Schutzhauben oder -gitter abgedeckt sein.	15.01.18	F
--------	--	--	----------	---

Anhang C Parametrierung Berechnung max. Betätigungskräfte

Tabelle C 1 Parameter einer vollbeladenen Reiseenduro für die Berechnung der maximalen Betätigungskräfte.

Parameter	Einheit	Wert	Parameter	Einheit	Wert
m	kg	380	$D_{sc,f}$	mm	32
l_f	mm	945	$D_{sc,r}$	mm	28
l_r	mm	580	$n_{sc,f}$	–	4
l_{wb}	mm	1525	$n_{sc,r}$	–	2
h_{cog}	mm	645	$i_{calip,f}$	–	1
$r_{dyn,f}$	mm	310	$i_{calip,r}$	–	2
$r_{dyn,r}$	mm	310	$D_{mc,f}$	mm	15
$r_{disc,eff,f}$	mm	137	$D_{mc,r}$	mm	12,7
$r_{disc,eff,r}$	mm	122	$i_{mech,f}$	–	4,4
$n_{calip,f}$	–	2	$i_{mech,r}$	–	4,1
$n_{calip,r}$	–	1	$F_{mech,f}$	N	15
$\mu_{disc,pad}$	–	0,55	$F_{mech,r}$	N	45

Anhang E Produktarchitektur Vordere Messeinrichtung



Anhang F 6-3-5-Methode Bögen

Christina P.

Arbeitsblatt: 6-3-5-Methode nach Rohrbach



Fragestellung:

Wie kann ein objektives Messsystem aussehen, das die Charakteristik der Motorradbremse aus Sicht des Fahrers vermisst?

Idee 1	Idee 2	Idee 3
<p>Case vermessen Weg / Druck über HECU über genormte Fußbremse Errechnung i.O.</p>	<p>Druck über HECU Schwenk am nischen Band Zylinder mit Einrast Bewegung Fußbremse Errechnung i.O.</p>	
<p>Hebel = Längenverstellbar Längenbereich Position HBZ und Fußbremse verstellbar</p>		
<p>Anbindung der Lockplatte an Fahrzeug damit Radbedingungen gewahrt werden, wie z.B. Leitungsverlegung usw.</p>	<p>HBE Wehrung wie oben mit Fuß jedoch Kraft einbringen durch die genormten Gewichte</p>	
<p>Abstand vom Drehpunkt Gleichheit stets sicherstellen Wegmessung via Laser, opt. Sicherstellen dass Messeinrichtung diese stets gleich positioniert.</p>	<p>Kräfte laufen über Motorrad, durch die Fußbremse in Messeinrichtung Betätigungseinrichtung, muss messbar sein oberhalb Tolranzen gering bleiben, keine Abstützung von Motorrad möglich, noch am HBZ/FB Hebel.</p>	

Christina
Bran

Haus

Arbeitsblatt: 6-3-5-Methode nach Rohrbach



Fragestellung:

Wie kann ein objektives Messsystem aussehen, das die Charakteristik der Motorradbremse aus Sicht des Fahrers vermisst?

	Idee 1	Idee 2	Idee 3
	<ul style="list-style-type: none"> - Verstellbare Sitzmöglichkeit - Verstellbare Fußablage - Verstellbarer Fußbr. hebel - Aufbau mit "echter Bremse" 	<ul style="list-style-type: none"> - Existierendes Fahrzeug welches "typisch BMW" ist - Verwendung üblicher Messtechnik (Hebelweg, Druck, F) 	<p>Wie Idee 1 aber keine "echte Bremse" sondern Bremsensimulator hydraulisch? Federn?</p>
Christian	R	<p>Messvarianten:</p> <p>$\frac{H}{L} \cdot \frac{F}{r}$</p> <p>Winkelmesshebel</p> <p>Kraft F wird gemessen und gleichzeitig Winkel der Fußbr. gemessen.</p>	<p>Ein Modellbau mit mehreren verstellbaren Parametern.</p>
Christoph	? Anbringung Dg. am Fußmaß Ladeschauen, flexibel und anw. selb. sein und hinsichtlich Messmittel-fähigkeit am besten tauglich sein.	<p>Kraftsensor aufs direkt am Hebel sitzen, sonst nicht einrichtg. mit messen</p> <p>Grundsätzlich: Einbeziehung der ABS Sensoren wenn mögl.</p> <p>Idealerweise einspeisung des ext. Sensormesssignals auf den Fuß, CAN dann kann man 1. mit bereits bekannte Messsysteme prüfen und auch Bosch tut sich auch leichter</p>	? zum Ermitteln was dem Kunden eigentlich am Besten tunge würde...
	<ul style="list-style-type: none"> - Echte Bremse an gestellt -> Versh. Bremsen darstellbar -> Fahrersimulator 	<ul style="list-style-type: none"> - Kopplung zw. Kraftmessung und Druckmessung -> Als Startpunkt für Messung absoluten Druck -> Dann Kraft und Weg relativ messe 	<p>Probandenstudien an eine "Sitzwerk" Modulare hydraulische System über Kraft</p>

Christian

Arbeitsblatt: 6-3-5-Methode nach Rohrbach



Fragestellung:

Wie kann ein objektives Messsystem aussehen, das die Charakteristik der Motorradbremse aus Sicht des Fahrers vermisst?

Idee 1	Idee 2	Idee 3
<p>HBZ Fußraste Feder elek. Signal Zahnstange Feder Druck HBZ Fußraste Signal</p>	<p>HBZ Fußraste E-Motor</p>	<p>Kabelzug</p>
<p>Wann Erregung werden</p> <p>Unter Einbeziehung der ABS-Wirksamkeit kann der hydraulische und mechanische Druck aus dem Sensor berechnet werden und getrennt beurteilt werden.</p>	<p>ggf. kann hier mit dem Prinzip "Schnelle Betätigung - Druck einpressen - langsam Loslassen" zum Detektieren des Schließpunktes realisiert werden.</p>	<p>Kräfte sind im Anfangsbereich sehr klein. Daher ist generell wichtig der Sensorik (Kontakte) so nah wie möglich am Kabel sitzen zu lassen, sprich am oder vor der Anschlussleitung am Kabel</p>
<p>HBZ Kabelzug wie versch. Bauweise verfahren fest an Boden</p>	<p>HBZ E-Motor Klammer Druckpunkt aufdringe</p>	<p>E-Motor Seil</p>
<p>- Rahmen wird abgestützt durch eine Art Wagenheber damit keine Abkantung durch das Fahrwerk kommt</p>	<p>Zahnstange abstützen an Rahmen Befestigung Klave über Anschlagpunkt Fußbremse</p>	<p>Kabelsensor am Seil</p>

Prinzip

Klausur Stefan UX-EE
 Toolset 32

Audi

Arbeitsblatt: 6-3-5-Methode nach Rohrbach



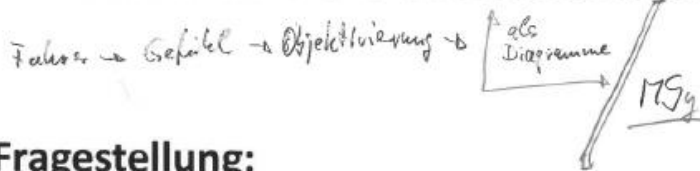
Fragestellung:

Wie kann ein objektives Messsystem aussehen, das die Charakteristik der Motorradbremse aus Sicht des Fahrers vermisst?

Idee 1	Idee 2	Idee 3
<p>Rahmen muss</p> <ul style="list-style-type: none"> - Befestigung Motorradheber an Schwingenachse - Vorderrad auf dem Boden, um Drehmoment durch Betätigung abzustützen 	<ul style="list-style-type: none"> - Spanntechnik aus dem Vorrichtungsbau - Längenverstellbare Arme, + Winkelverstellbare 	<ul style="list-style-type: none"> • Prüfschluß über Befüllschnittstelle in Anlagentechnik integrieren • Druck aufbauen und Halten dazu Fußbremshel betätigen • Messen über Hebel → zusätzliche Befüllschnittstelle
<p>Probandenstudie Fragen:</p> <ul style="list-style-type: none"> - Wo ist der Druckpunkt? - Ist die Bremse sportlich 1-10? - Ist die Fußposition angenehm? ... <p>→ Abgleich mit Messtechnik</p>	<p>Festlager Abstützen in</p> <ul style="list-style-type: none"> ↳ Halten = Montafestlager integrieren 	<p>Vordruck aufbringen um Leerwege zu eliminieren Sattel, Beläge anlegen</p>
	<p>evtl. "nur" Rolling Chassis</p>	

Christoph Damarev

Arbeitsblatt: 6-3-5-Methode nach Rohrbach

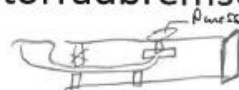


Fragestellung:

Wie kann ein objektives Messsystem aussehen, das die Charakteristik der Motorradbremse aus Sicht des Fahrers vermisst?

Schnüffellack Detektion:

Schnell Betätigen, langsam lösen

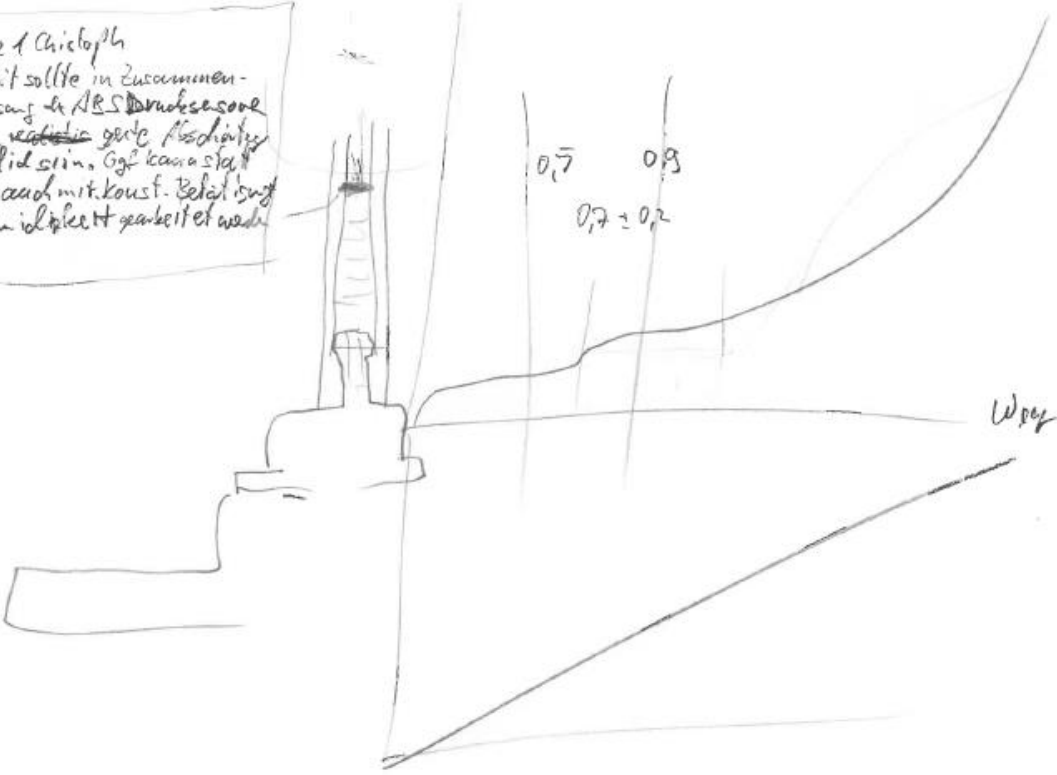


Generell: erst Sensorik auf CAN, Einfach, bewährt, in Berlin bekannt. (Messmittelfähigkeit?)

Idee 1	Idee 2	Idee 3
<p>maximale Weg mit 3EL abstreifen damit alles schön sauber ist.</p> <p>Beim Betätigen d. Fuß betriebsmäßig Weg oder Winkel mitgezogen werden. Das Messsystem auf die Nachlaufbahnung und misst die kl. Verformung durch die bei Betätigung eintritt (soziale Druckverhältnisse)</p>	<p>Optisches Messen des Rel. Stromes (analog Correvit). Diese zeigt die Charakteristik + ABS Sensoren</p>	<p>Magnetisches System das Kolbenbewegung detektiert</p>
<p>• Füllstand optisch messen</p>		<p>Spule über kolbenartige schreibn Magnet anbringen</p>
<p>Fotoaufnahme mit Ansteuer software</p>	<p>definierte Toträume transparent schaffen durchsichtige Blindleitung nur zur visuellen Überwachung • oder per Videoanalyse Bewegung messen mit Drehmoment abgrenzen</p>	

Betätigung über Handkraft

Idee 1 Christoph
Kann't sollte in Zusammen-
messung in ABS Druckzone
eine ~~reale~~ große Fischeiter
möglich sein. Ggf kann statt
Weg auch mit konst. Betrag sich
geschwindigkeit gearbeitet werden



Simon

Arbeitsblatt: 6-3-5-Methode nach Rohrbach



Fragestellung:

Wie kann ein objektives Messsystem aussehen, das die Charakteristik der Motorradbremse aus Sicht des Fahrers vermisst?

Idee 1	Idee 2	Idee 3
<p>- Druckbetätigung durch Aktor</p>	<p>- Drehmoment am Hebel aufbringen</p>	<p>- Zugbetätigung am Hebel mit Aktor</p>
<p>Befestigung am C-Haken?</p>	<p>Führung über Fußbranskel Lagerung Assistent mit übergreifender Hilfe Witz direkt</p>	
<p>Aktor um</p>		<p>Kraftaufbringung durch Fahrerfuß, F möglich machen um Subjektiv → objektiv Abgleich zu ermöglichen</p>
<p>Aktor und Arm nicht am Rahmen?? da sonst mit drehen mit keine Absättigung möglich?</p>	<p>Sensorik durch benötigten Strom? da $M \sim I$</p>	

Anhang G FEM Analysen

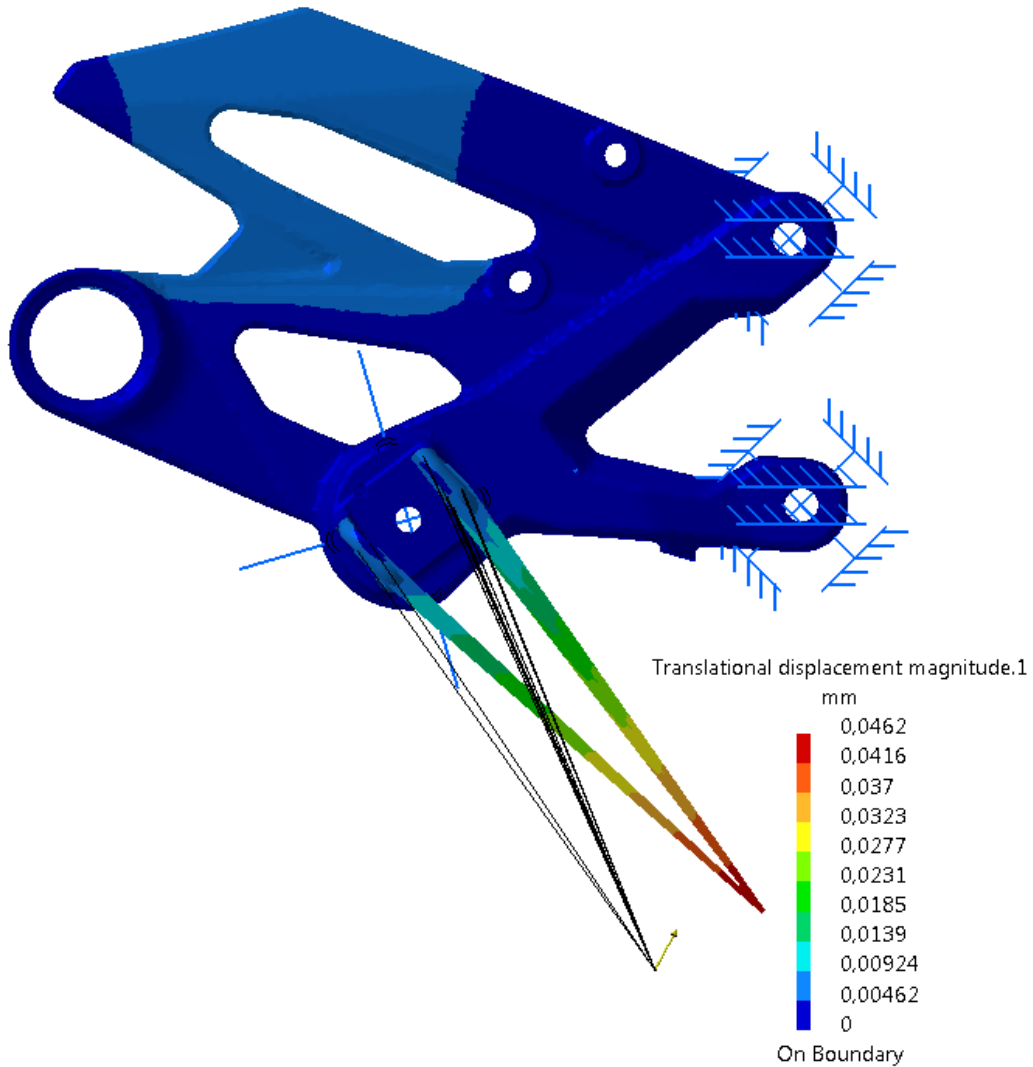


Abbildung G 1 Verformung des Fußrastenhalters Fahrzeugmodell B für Bremsbetätigung mit $F_{1ev} = 180 \text{ N}$ für eine am Fußrastenhalter montierte Aktorik.

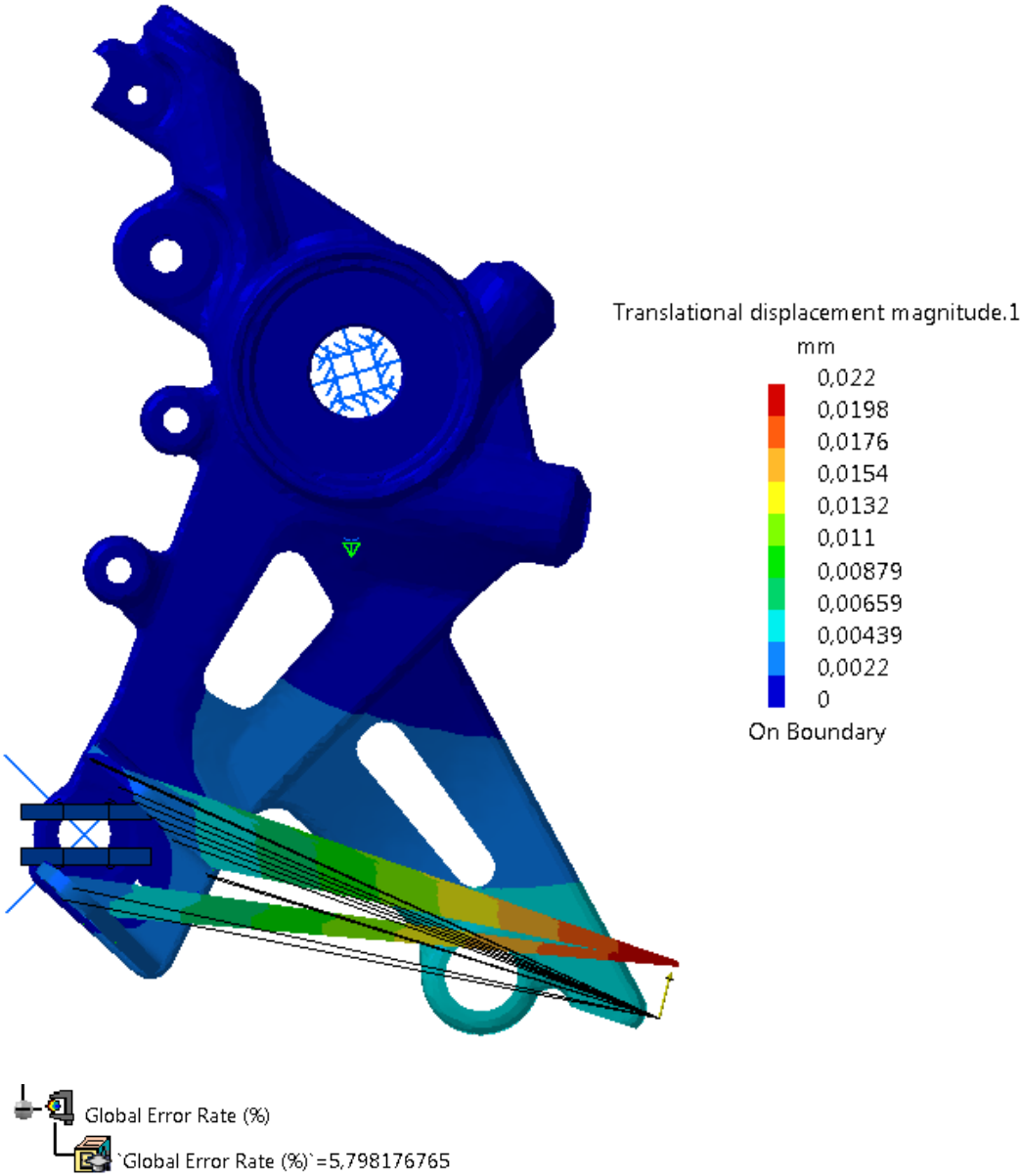


Abbildung G 2 Verformung des Fußrastenhalters Fahrzeugmodell E für Bremsbetätigung mit $F_{lev} = 180\text{ N}$ für eine am Fußrastenhalter montierte Aktorik.

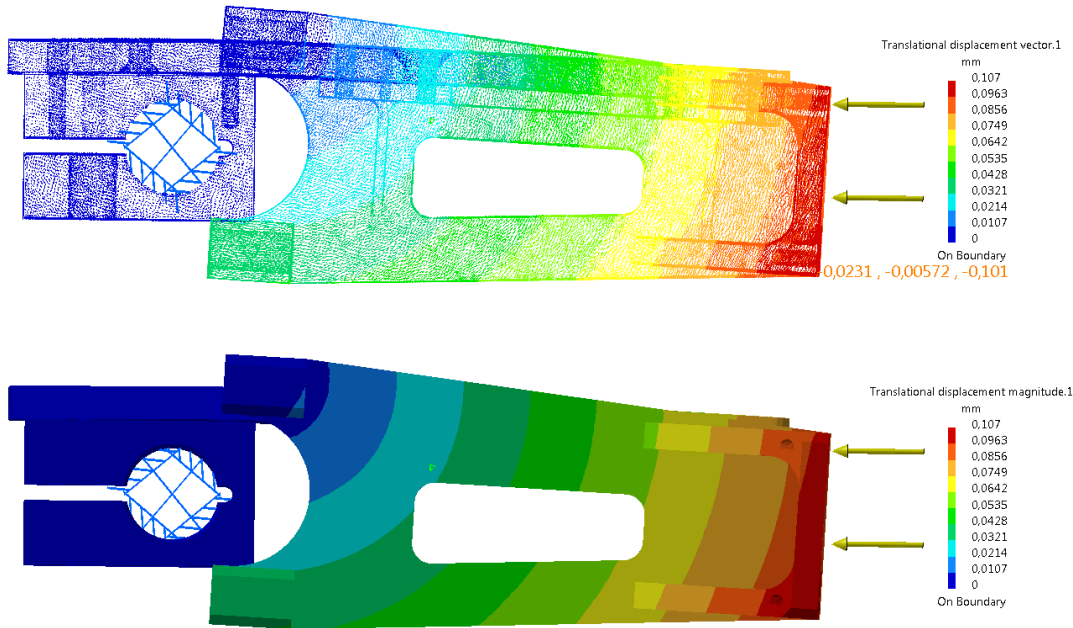


Abbildung 6.8-1 Verformung des mechanischen Grundaufbaus der vorderen Messeinrichtung bei $F_{lev} = 180 \text{ N}$.

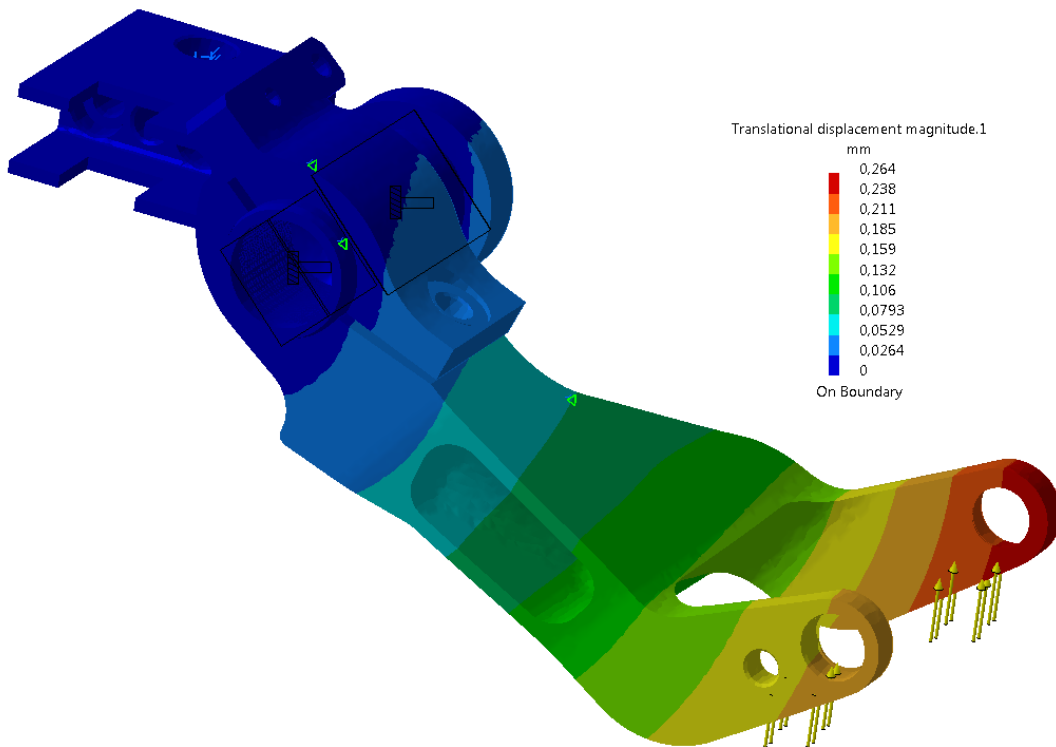


Abbildung G 3 Verformung des mechanischen Grundaufbaus der hinteren Messeinrichtung bei $F_{lev} = 180 \text{ N}$.

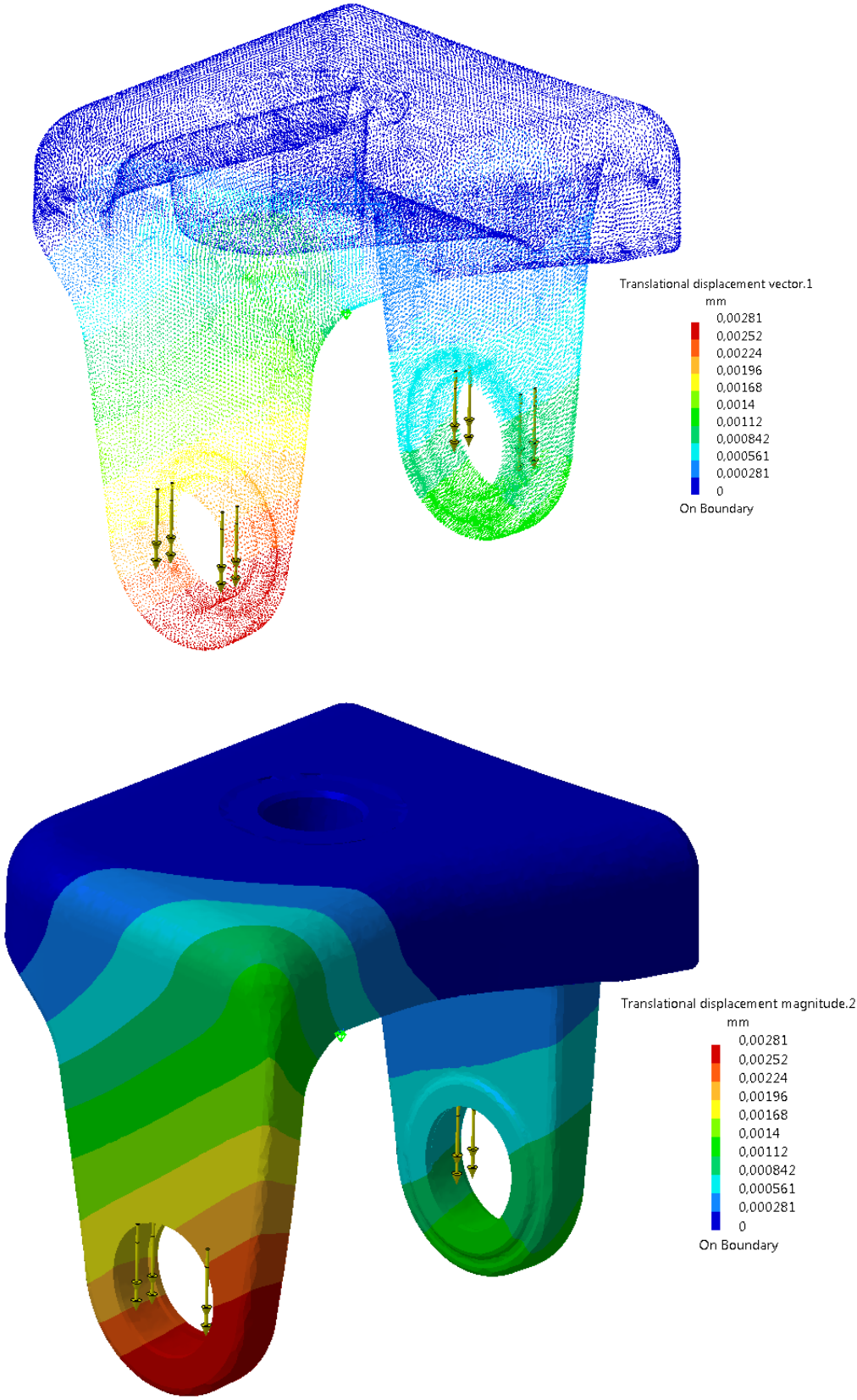


Abbildung G 4 Verformung des Hebeladapters der hinteren Messeinrichtung bei $F_{lev} = 180 \text{ N}$.

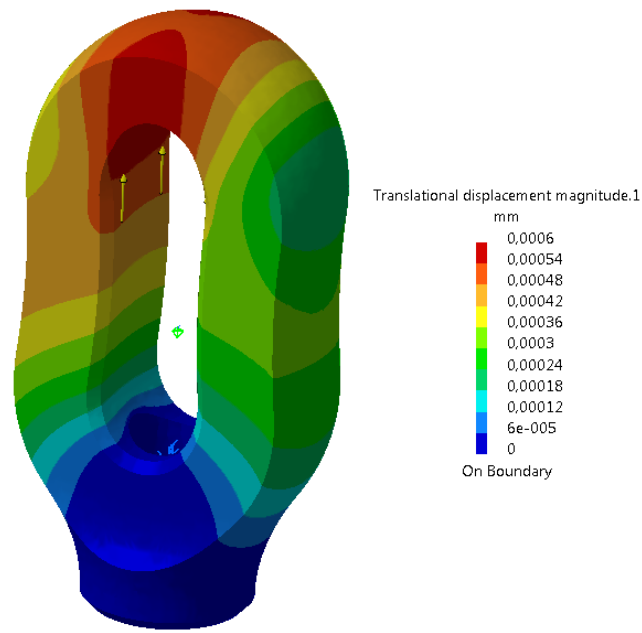
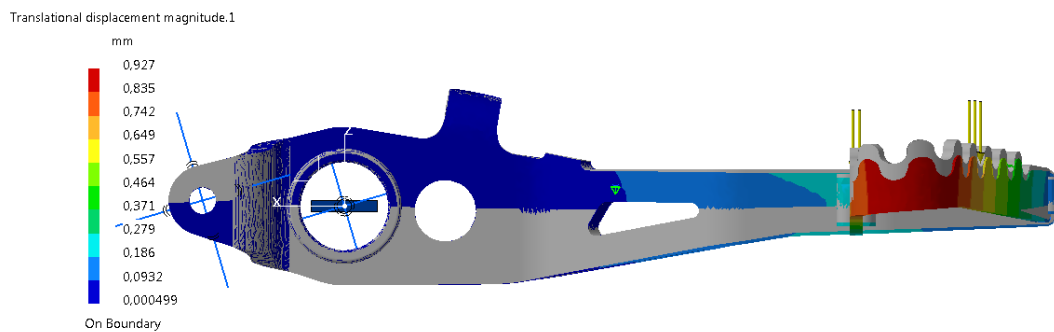
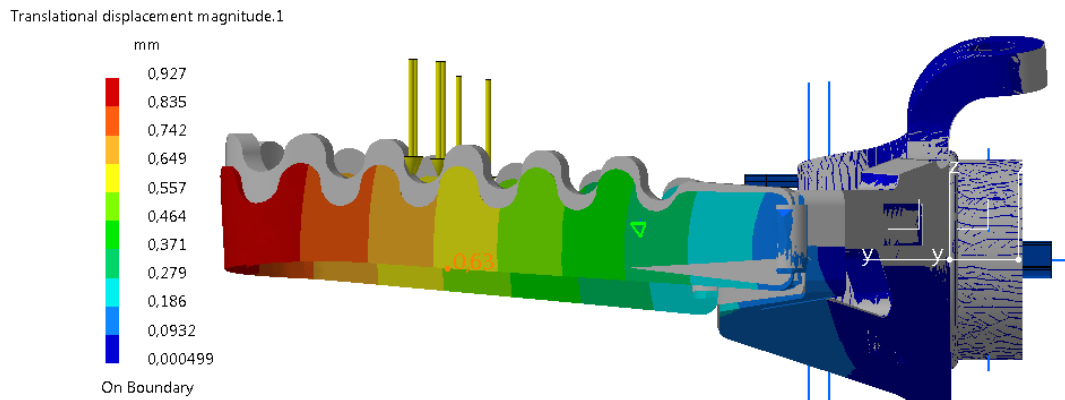


Abbildung 6.8-2 Verformung der Zugöse der hinteren Messeinrichtung bei $F_{lev} = 180 \text{ N}$.



Global Error Rate (%)
Global Error Rate (%) = 6,438951015

Abbildung G 5 Verformung des Fußbremshebels des Fahrzeugmodells F bei $F_{lev} = 180 \text{ N}$.

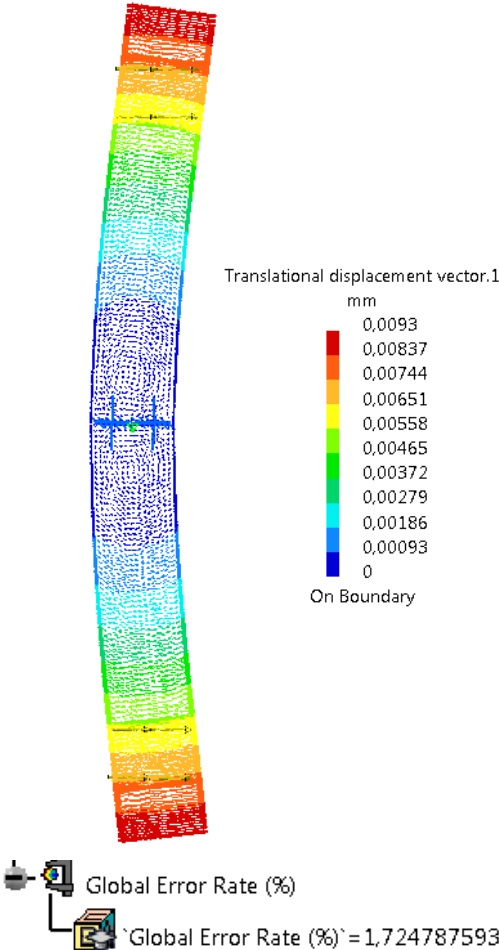
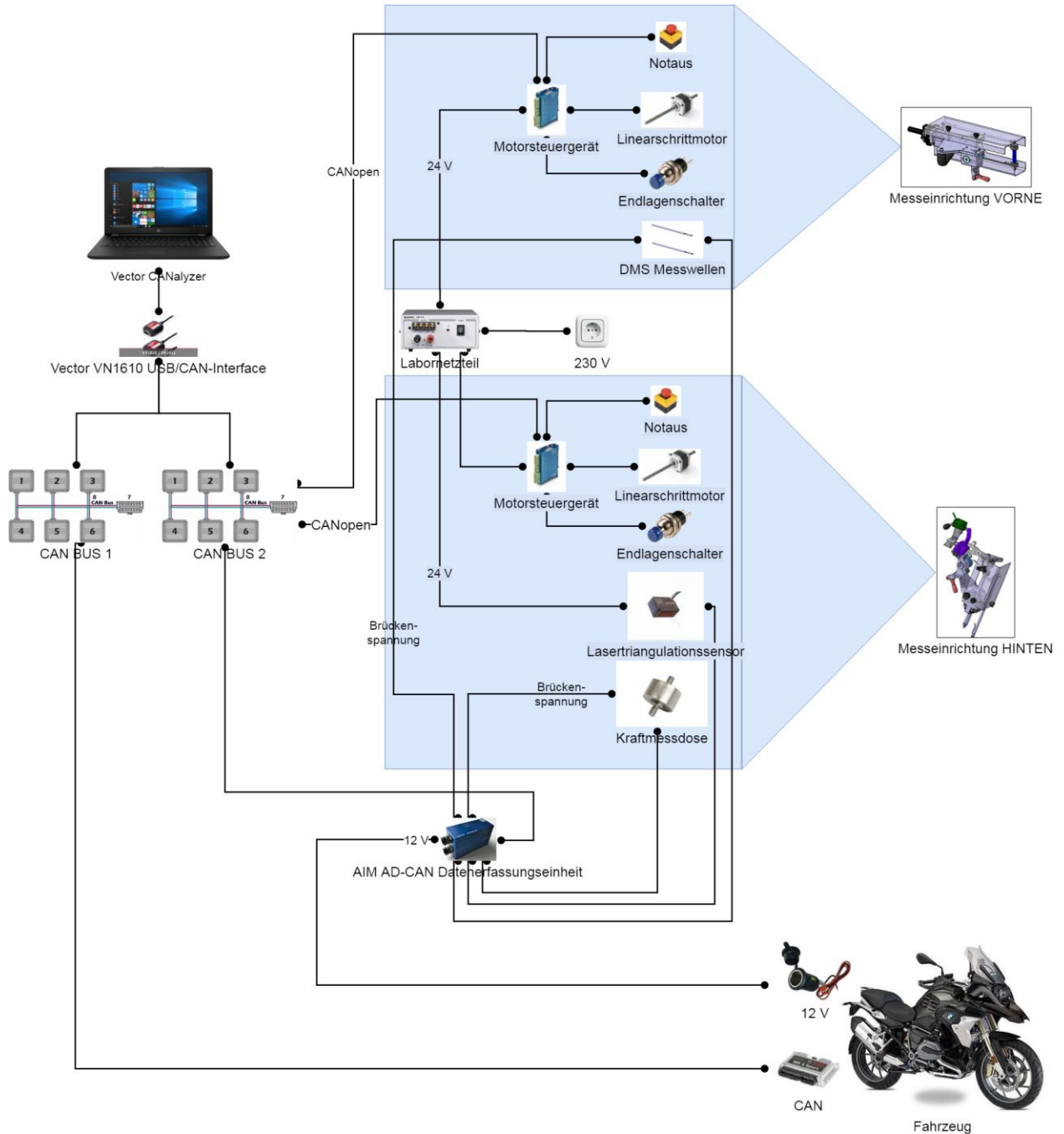


Abbildung G 6 Verformung der Platte der Linearführung der vorderen Messeinrichtung bei $F_{1ev} = 180 \text{ N}$.

Anhang H Konzept Ansteuerung und Signalaufzeichnung

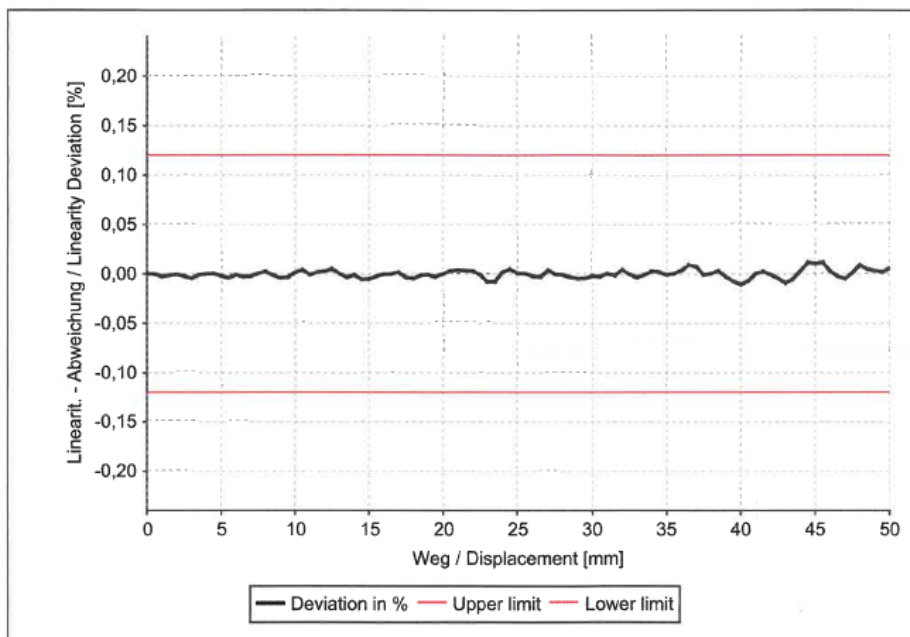


Anhang I Kalibrierprotokolle Sensoren

Kalibrierprotokoll Ausgang Calibration final inspection optoNCDT



Modell	Model	ILD1320-50
Serien-Nr.	Serial-no.	17110185
Messbereich [mm]	Measuring range [mm]	50
geprüft von	Tested by	JJo
Datum	Date	2018-02-06



Dieser Prüfbericht gilt für die angegebene Systemzusammenstellung (DT251).
Messobjekt für den Test: Keramik weiss und eben
Die ermittelte Kennlinie ist als Werkskalibrierung im System hinterlegt.
Abweichungen von diesen Daten können auftreten durch:
- Rauigkeit der Oberfläche
- Sensormontage (Verkipfung)
- Temperaturschwankungen während der Messung
- Zirkulation warmer Luft zwischen Sensor und Messobjekt
- abweichende Reflexionseigenschaften der Oberfläche
Für weitere Informationen beachten Sie bitte die Hinweise in der Bedienungsanleitung.

This Test Report is valid for the reported system configuration (DT251).
Target: white ceramic (flat)
The above characteristics is stored as factory calibration.
Differences of these data can appear because of:
- roughness of surface
- sensor mounting (tilt)
- fluctuations of temperature during the measurement
- circulation of hot air between sensor and target
- deviation of reflection attribute of surface
Further the statements in the operating manual is valid.



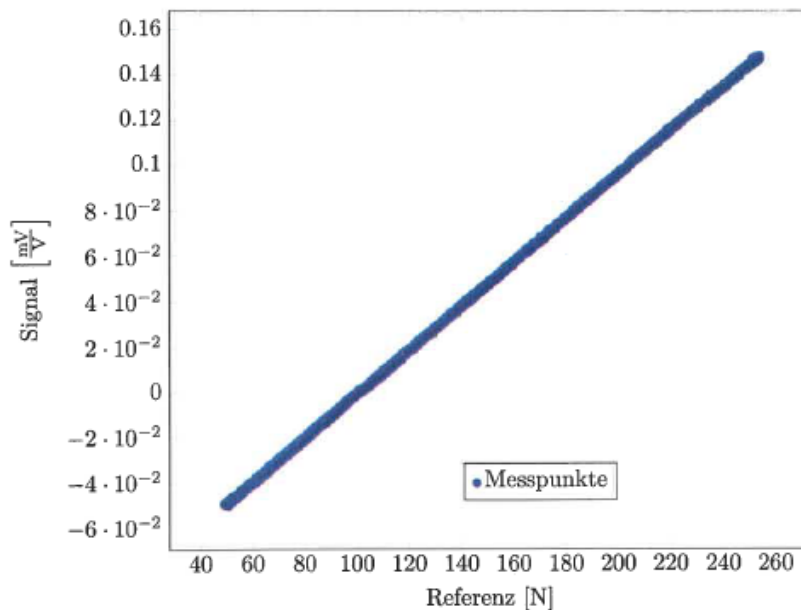
aim arnold intelligente messsysteme

Kalibrierung - 22. März 2018

Sensortyp	DMS basierter Zug-/Druck-Sensor
Ausgangssignal	Spannung
Seriennummer	03 01 004 00-01
Besonderheiten	nur auf Zug kalibriert
Prüfgerät 1	AIM Kalibrierelektronik 6
Prüfgerät 2	GTM Serie K 10kN Ser. Nr. 61873
Prüftemperatur	20°C
Prüfer	F.S. <i>Sauer</i>

Kalibrierwerte

Kalibrierwerte		
Typ	Einheit	Wert
Empfindlichkeit	$\left[\frac{N}{mV}\right]$	1031,53
Offset	$\left[\frac{mV}{V}\right]$	-0,1038



AIM Arnold Intelligente Messsysteme GmbH & Co. KG
 Geschäftsführer: Hans Arnold, Petra Arnold
 Zeppelinstraße 19 · D-72649 Wulfschlügen · Fon +49 (0)17022 99471-80 · Fax +49 (0)17022 99471-99
 info@aim-messtechnik.de · www.aim-messtechnik.de
 Amtsgericht Stuttgart HRA 222621 · Finanzamt Nürtingen Steuer Nr. 74030/03300 USt. ID: DE247881891
 gW-Bank BLZ 60050101 · Konto 2929543 · IBAN: DE76 6005 0101 0002 9295 43 · BIC: SOLADE33XXX

Abbildung I 2 Kalibrierprotokoll der Linearmesswelle 1.



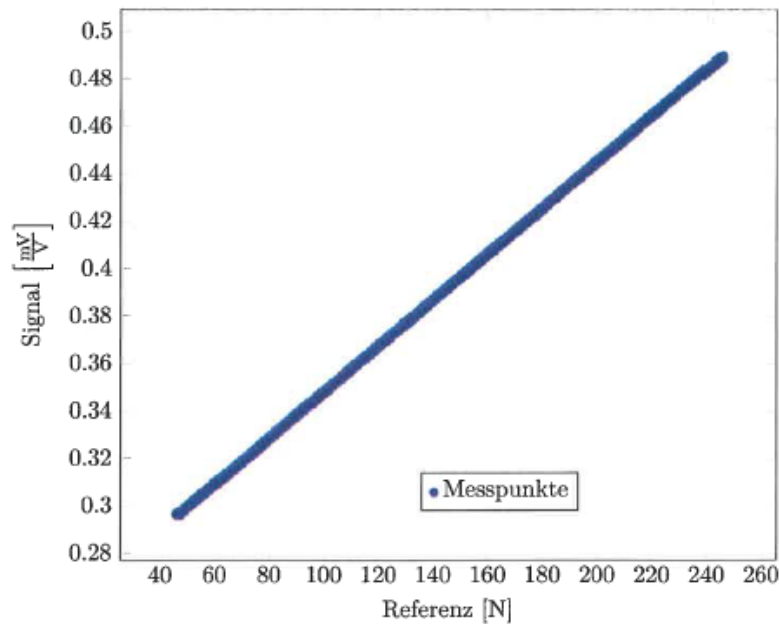
aim arnold intelligente messsysteme

Kalibrierung - 22. März 2018

Sensortyp	DMS basierter Zug-/Druck-Sensor
Ausgangssignal	Spannung
Seriennummer	03 01 004 00-02
Besonderheiten	Nur auf Zug kalibriert
Prüfgerät 1	AIM Kalibrierelektronik 6
Prüfgerät 2	GTM Serie K 10kN Ser. Nr. 61873
Prüftemperatur	20°C
Prüfer	F.S. <i>[Signature]</i>

Kalibrierwerte

Kalibrierwerte		
Typ	Einheit	Wert
Empfindlichkeit	$\left[\frac{\text{mV}}{\text{mN}}\right]$	1029,36
Offset	$\left[\frac{\text{mV}}{\text{V}}\right]$	0,2451



AIM Arnold Intelligente Messsysteme GmbH & Co. KG
 Geschäftsführer: Hans Arnold, Petra Arnold
 Zeppelinstraße 19 · D-72649 Wolfschlügen · Fon +49 (0)7022 99471-80 · Fax +49 (0)7022 99471-99
 info@aim-messtechnik.de · www.aim-messtechnik.de
 Amtsgericht Stuttgart HRA 222621 · Finanzamt Nürtingen Steuer Nr. 74030/03300 USt-ID DE247881891
 BW-Bank BLZ 60050101 · Konto 2929543 IBAN: DE76 6005 0101 0002 9295 43 · BIC: SOLADESTXXX

Abbildung I 3 Kalibrierprotokoll der Linearmesswelle 2.