TECHNISCHE UNIVERSITÄT WIEN

INSTITUT FÜR MECHANIK UND MECHATRONIK

Diplomarbeit

Entwicklung und Validierung eines Brake-by-Wire Bremsassistenzsystems für E-Scooter

ausgeführt zum Zwecke der Erlangung des akademischen Grades eines Diplom-Ingenieurs unter der Leitung von

Senior Lecturer Dipl.-Ing. Dr.techn. Florian Klinger
Institut für Mechanik und Mechatronik
Forschungsbereich Technische Dynamik und Fahrzeugdynamik
E325-01

eingereicht an der Technischen Universität Wien
Fakultät für Maschinenwesen und Betriebswissenschaften

von

Lorenz Klaus
Matrikelnummer: 11810926

Wien, August 2025

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

Eidesstattliche Erklärung

Ich erkläre an Eides statt, dass die vorliegende Arbeit nach den anerkannten Grundsätzen für wissenschaftliche Abhandlungen von mir selbstständig erstellt wurde. Alle verwendeten Hilfsmittel, insbesondere die zugrunde gelegte Literatur, sind in dieser Arbeit genannt und aufgelistet. Die aus den Quellen wörtlich entnommenen Stellen, sind als solche kenntlich gemacht. Das Thema dieser Arbeit wurde von mir bisher weder im In- noch Ausland einer Beurteilerin/ einem Beurteiler zur Begutachtung in irgendeiner Form als Prüfungsarbeit vorgelegt. Diese Arbeit stimmt mit der von den Begutachter/innen beurteilten Arbeit überein.

Wien, August 2025 Lorenz Klaus

Kurzfassung

E-Scooter erfreuen sich nicht nur bei Privatpersonen zunehmender Beliebtheit, sondern sind laut den Plänen der Stadt Wien und des Bundesministeriums für Innovation, Mobilität und Infrastruktur auch ein integraler Bestandteil der Transformation des Individualverkehrs. Der Ausbau von Scooter-Sharing-Angeboten ist explizit in der *Shared Mobility Strategie* des Bundes verankert, welche im *Mobilitätsmasterplan 2030* festgehalten wurde. Vor diesem Hintergrund ist davon auszugehen, dass der E-Scooter-Verkehr in den kommenden Jahren weiter zunehmen wird – ebenso wie die Zahl der damit verbundenen Unfälle.

Bedingt durch die aufrechte Körperhaltung der Fahrerinnen und Fahrer und dem vergleichsweise kurzen Radstand von E-Scootern ist die erreichbare Maximalverzögerung zumeist deutlich niedriger als bei Fahrrädern oder Pkw. Zudem ist eine optimale Bremskraftverteilung für ungeübte Personen kaum intuitiv umsetzbar, mit der Folge, dass das volle Bremspotenzial häufig nicht ausgenutzt werden kann. An dieser Stelle setzt das im Rahmen dieser Arbeit entwickelte Bremsassistenzsystem für E-Scooter an. Das System basiert auf dem Brake-by-Wire-Prinzip und ermöglicht die gleichzeitige Betätigung beider Bremsen über nur einen Bremshebel. Auf einem echtzeitfähigen Steuergerät implementierte Funktionen übernehmen dabei automatisch die Verteilung der Bremskräfte auf Vorder- und Hinterrad und passen diese dynamisch an kritische Parameter wie die Standposition, die Fahrermasse und die Beschaffenheit der Fahrbahn an. Darüber hinaus unterstützt es Fahrerinnen und Fahrer dabei, eine optimale Standposition einzunehmen und warnt mittels Displaynachricht vor rutschigen Fahrbedingungen. Die Systementwicklung folgte dem modellbasierten Entwicklungsprozess gemäß V-Modell. In einem ersten Schritt wurden die Anforderungen an das Bremsassistenzsystem auf Basis einer fahrdynamischen Modellierung eines (Not-) Bremsvorgangs spezifiziert. Diese Anforderungen bildeten die Grundlage für die anschließende Systementwicklung, im Zuge derer die Funktionen zur Nässedetektion, Schwerpunktsermittlung und Bremsdruckregelung konzipiert und implementiert wurden. In der darauffolgenden Verifizierungsphase wurde die korrekte Funktion des Bremssystems anhand von im Labor bzw. bei Fahrversuchen generierten Messdaten überprüft und sichergestellt.

Abschließend erfolgte im Sinne des V-Modells eine Validierung des Sicherheitsgewinns durch das Bremsassistenzsystem gegenüber einem ungeregelten E-Scooter. Zukünftig soll das am E-Scooter implementierte Bremsassistenzsystem als Basis für weiterführende Untersuchungen zur Fahr- und Verkehrssicherheit von E-Scootern dienen.

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

Abstract

E-scooters are becoming increasingly popular not only among private users but are also, according to the plans of the City of Vienna and the Federal Ministry for Innovation, Mobility and Infrastructure, an integral part of the transformation of individual transport. The expansion of scooter-sharing services is explicitly anchored in the Austrian government's *Shared Mobility Strategy*, as outlined in the *Mobilitätsmasterplan 2030*. Given this background, e-scooter traffic is expected to continue increasing in the following years — along with the number of related accidents.

Due to the upright riding position and the relatively short wheelbase of the e-scooters, the achievable maximum deceleration is usually significantly lower than that of bicycles or cars. Moreover, optimal brake force distribution is difficult to apply intuitively for inexperienced riders, with the result that the full braking potential often cannot be utilized. This is where the brake assistance system developed within this thesis comes into play. The system is based on the brake-by-wire principle and allows to actuate both brakes simultaneously using a single brake lever. Functions implemented on a real-time-capable rapid prototyping unit automatically handle the distribution of braking forces between the front and rear wheels and dynamically adjust them according to critical parameters such as rider position, rider mass, and road surface conditions. In addition, the system assists the rider in finding an optimal riding position on the e-scooter and uses display messages to warn of slippery road conditions. The system development followed a model-based approach as defined by the V-Model. In a first step, the requirements for the brake assistance system were specified based on a vehicle dynamics model of an (emergency-) braking manoeuvre. These requirements then formed the basis for the subsequent system development, during which functions for wetness detection, centre-of-mass estimation, and brake pressure control were designed and implemented. In the following verification phase, the correct functioning of the braking system was tested and verified using measurement data generated in laboratory and on-road measurements.

Finally, in accordance with the V-Model, the safety benefits of the brake assistance system were validated against an uncontrolled e-scooter. In the future, the brake assistance system is intended to serve as a basis for further investigations to enhance the road safety of e-scooters.

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

Danksagung

Mein besonderer Dank gilt Herrn Senior Lecturer Dipl.-Ing. Dr.techn. Florian Klinger für die in jeder Hinsicht hervorragende Betreuung meiner Arbeit. Er war für Fragen (wortwörtlich) rund um die Uhr erreichbar und nahm sich in jedem Gespräch die nötige Zeit, um mich bei aktuellen Herausforderungen zu unterstützen. Zugleich gewährte er mir den notwendigen Freiraum, eigene Lösungsansätze zu entwickeln und umzusetzen. Für dieses Vertrauen möchte ich mich ausdrücklich bedanken. Sein Engagement und seine Begeisterung für das Thema waren für mich ein großer Ansporn und haben maßgeblich zum Gelingen dieser Arbeit beigetragen.

Ein besonderer Dank gilt auch dem gesamten Team der Instituts-Werkstatt – Manfred, Reinhold, Christoph und Sebastian – die mit großem Engagement sowohl beim mechanischen als auch beim elektronischen Aufbau mitgewirkt haben. Auch den Kolleginnen und Kollegen des Instituts für Mechanik und Mechatronik danke ich für ihre Unterstützung und das kollegiale Miteinander.

Auch meinen Diplomanden-Kollegen möchte ich danken – allen voran Matthias, der mich nicht nur fachlich und menschlich unterstützt hat, sondern als Scooter-Testfahrer sogar seine Gesundheit riskierte. Er vertraute fast blind auf mich und das Bremssystem, wodurch eine große Menge an hervorragenden Messdaten gesammelt werden konnten. Danke dir! Michael danke ich für die vielen spannenden und unterhaltsamen Stunden im Labor, Stefano für die hervoragende Vorarbeit am Scooter und Maximilian fürs engagierte Weiterführen der Arbeit mit dem E-Scooter.

Abschließend möchte ich mich bei den Menschen in meinem privaten Umfeld bedanken. Vor allem meinen Eltern danke ich für die jahrelange und stetige Unterstützung in allen Lebenslagen. Danke für die Freiheit, mich und meine Interessen selbstständig entfalten zu dürfen. Danke für euer Verständnis, eure Geduld und euer Vertrauen. Danke auch an meine Geschwister, die mir den nötigen Abstand zum Uni-Alltag verschafft haben und mir mit ehrlichem Feedback immer zur Seite stehen.

Besonders danken möchte ich meiner Freundin Tamina. Danke für dein offenes Ohr, wenn ich mich mitteilen muss, und dein Verständnis, wenn ich einfach still bin. Danke für deine Ratschläge und dein Mitgefühl, wenn es mal nicht gut lief. Danke für deine Teilnahme an Late-Night-Sessions – und dafür, dass du mich manchmal vom Schreibtisch weggezerrt hast, wenn es genug war. Danke für deinen Ehrgeiz und deine Neugier, die ich immer wieder bewundere. Danke für deine Konstanz an meiner Seite.

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

Inhaltsverzeichnis

1 Einleitung **1**
1.1 Motivation und Zielsetzung 1
1.2 Aufbau der Arbeit 3

2 Literaturstudie **5**
2.1 Bremsdynamik von Zweirädern 5
2.2 Bremsassistenzsysteme für einspurige Fahrzeuge 6
2.3 Integration von Brake-by-Wire Systemen 8
2.4 Entwicklung von mechatronischen Fahrerassistenzsystemen 9
2.5 Weitere Literatur 11

3 Komponenten und Systemarchitektur des E-Scooters **12**
3.1 Bedieneinheit 13
3.2 Fahrerinformation und -warnung 14
3.3 Brake-by-Wire Bremssystem 16
3.4 Fahrzustandssensorik 18
3.5 Vehicle Control Unit 20

4 Spezifikation der Anforderungen aus dem modellierten Bremsvorgang **22**
4.1 Bewegungsgleichung der longitudinalen Bremsung 22
4.2 Einfluss der Bremskraftverteilung bei unterschiedlicher Fahrbahnnässe . . 24
4.3 Einfluss der Schwerpunktlage 27
4.3.1 Modellierung des Fahrerkörpers 27
4.3.2 Einfluss der Fahrermasse 28
4.3.3 Einfluss der Standposition 30
4.4 Ableitung der Anforderungen und Aufgaben für die Systementwicklung . 32

5 Systemintegration und -tests **34**
5.1 Fahrbahnnässe 34
5.1.1 Signalanalyse im Zeit- und Frequenzbereich 36
5.1.2 Analyse des Sensorsignals bei unterschiedlicher Fahrgeschwindigkeit und auf verschiedenen Straßenbelägen 40
5.1.3 Integration der Nässedetektionsfunktion im Assistenzsystem . . . 41
5.2 Fahrerstandposition und -masse 44
5.3 Bremsdruckregelung 47
5.3.1 Analyse der Hydraulikbremse 47
5.3.2 Systemidentifikation 51
5.3.3 Reglerdesign 57
5.3.4 Systemtests des implementierten Bremsdruckreglers 64

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

5.4 Bremskraftverteilung 67
5.4.1 Integration der idealen Bremskraftverteilungs-Funktion 69
5.5 Reifenschlupf und Reifenmodell 70
5.5.1 Bürstenmodell 71
5.5.2 Effektiver Rollradius 72
5.5.3 Reifenkennlinie 74
5.6 Zusammenfassung und Verifizierung der Bremssystemfunktion 75
5.6.1 Zusammenfassung der integrierten Systemfunktionen 75
5.6.2 Verifizierung der Bremssystemfunktion 77

6 Validierung des Sicherheitsgewinns durch das Bremsassistenzsystem 79
6.1 Sicherheitsgewinn durch die ideale Bremskraftverteilung 80
6.2 Berücksichtigung der Standposition 83
6.3 Anpassung an die Fahrermasse 85

7 Schlussfolgerungen und Ausblick 87
7.1 Schlussfolgerungen 87
7.2 Ausblick 89

Abbildungsverzeichnis 91

Tabellenverzeichnis 93

Literatur 94

Appendix A
A.1 Abmessungen und Schwerpunktlage des E-Scooters . . . . . A
A.2 Weitere Darstellungen von Messdaten aus den Fahrversuchen . . . . . B

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

1 Einleitung

Vor geraumer Zeit kündigte die EU-Komission an, Europa bis zum Jahr 2050 in eine klimaneutrale Gesellschaft zu transformieren. Diesem Ziel eilt die *EU-Mission für 100 klimaneutrale und Smart-Cities bis 2030* [1] voraus. Dabei stellen 100 europäische Städte ein Experimentier- bzw. Innovationshub für einen Strukturwandel zur Klimaneutralität dar. Neben einer CO2-neutralen Energieversorgung nimmt die Umstrukturierung der Mobilität, insbesondere des Individualverkehrs, eine zentrale Rolle ein. Abgesehen von diesem Projekt sind auch in Wien die Vorboten der Verkehrswende angekommen: Parkplätze weichen Grünflächen, das Radwegnetz wächst stetig und viele Straßen werden zu Begegnungszonen umgewidmet. Aktuell sind noch 65% der Straßenflächen Autofahrern vorbehalten, obwohl nur 28% der zurückgelegten Strecke von den Wienern mit dem Auto bewältigt werden [2]. Obwohl dieser Vergleich etwas hinkt, veranschaulicht er den enormen Platzbedarf des Straßenverkehrs. Gemäß dem Wiener Stadtentwicklungsplan *STEP 2035* [3] und dem *Mobilitätsmasterplan 2030* des Bundes [4] soll dieses Missverhältnis künftig zugunsten des öffentlichen Verkehrs und klimafreundlicher Mikromobilität deutlich reduziert werden. Neben dem Ausbau der baulichen Infrastruktur sehen beide Entwicklungspläne auch die gezielte Förderung ergänzender Mobilitätsangebote zu Bus und Bahn vor. Glaubt man diesen Plänen, könnten die bereits bekannten geförderten Stadträder um Scooter-Sharing-Systeme ergänzt werden. Somit werden, trotz der in den vergangenen Jahren geäußerten Kritik, Leihscooter mit großer Wahrscheinlichkeit auch künftig fester Bestandteil des Wiener Straßenbildes bleiben. Wie und ob Scooter-Sharing Angebote in Zukunft, wie in den Entwicklungsplänen angeführt, gefördert werden, bleibt abzuwarten. Jedenfalls scheint der stetig steigende E-Scooterverkehr im Gegenzug zum Autoverkehr auch von öffentlicher Seite befürwortet zu werden.

1.1 Motivation und Zielsetzung

Der Zuwachs an E-Scooterfahrerinnen und E-Scooterfahrern spiegelt sich auch in den stetig wachsenden Unfallzahlen wieder. Laut einem Bericht des Kuratoriums für Verkehrssicherheit [5] erhöhte sich die Zahl verunfallter E-Scooterfahrerinnen und -fahrern im Jahr 2024 erneut um weitere 25% im Vergleich zum Vorjahr. Das entspricht ca. 7500 Verletzten, die nach E-Scooter Unfällen in österreichischen Spitälern versorgt wurden. Dabei zählen Fehleinschätzung der Bodenbeschaffenheit und dementsprechende Anpassung der Fahrweise, Unachtsamkeit, Rauschmitteleinfluss und die Missachtung von Verkehrsgeboten zu den Hauptunfallursachen. Zu den fahrtechnisch schwierigsten und zeitgleich wichtigsten Manövern zählen (Not-) Bremsungen und das Geben von Handzeichen vor dem Abbiegen. Für das Handzeichen geben wurde durch die Montage von Blinkern auf Scootern bereits eine pragmatische Lösung gefunden. Somit gelingt das Signalgeben

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

auch ohne eine Hand von der Lenkstange nehmen zu müssen. Richtiges Bremsen jedoch bleibt im Moment noch jedem Scooterfahrer selbst überlassen.

Trotz der zunehmenden Zahl von Privatpersonen, die sich einen E-Scooter zur Überbrückung des täglichen Arbeitswegs oder für ähnliche Zwecke anschaffen, besteht nach wie vor ein großer Anteil der im Umlauf befindlichen E-Scooter aus Leihgeräten. Dies führt dazu, dass ein erheblicher Teil der Nutzerinnen und Nutzer ihr Fahrzeug kaum kennt. Da Leihscooter in der Regel spontan per Smartphone-App aktiviert werden und die Fahrt danach unmittelbar beginnt, bleibt kaum Zeit, sich mit den Fahreigenschaften des Scooters vertraut zu machen. Auch im privaten Gebrauch steht bei E-Scootern meist der praktische Nutzen im Vordergrund, nicht das sportlich-dynamische Fahrerlebnis. Vor diesem Hintergrund erscheint eine grundsätzliche Akzeptanz von Fahrerassistenzsystemen (FAS) durchaus denkbar. Damit ist der Weg für die Integration von Fahrerassistenzsystemen – analog zum E-Bike – auch beim E-Scooter geebnet.

Diese Entwicklung wurde auch in dem Forschungsbereich Technische Dynamik und Fahrzeugdynamik am Institut für Mechanik und Mechatronik der TU Wien erkannt. Vielzählige Arbeiten zur Systemdynamik von Fahrrädern, E-Scootern und Motorrädern bilden eine fundierte Basis für aktuelle Bestrebungen zur Entwicklung von Fahrerassistenzsystemen (FAS) für die Mikromobilität. Ein besonderer Augenmerk gilt, neben einem Lenkassistenzsystem für Fahrräder, dem Bremsassistenzsystem für E-Scooter. Zunächst widmete man sich der Analyse der grundlegenden Fahrdynamik von E-Scootern [6, 7]. Hierfür wurden etablierte Fahrradmodelle für E-Scooter adaptiert und im Fahrversuch validiert. Die Ergebnisse zeigten ein prinzipiell ähnliches Stabilitätsverhalten von E-Scootern und Fahrräder. Auch in diesen Untersuchungen erwiesen sich Bremsmanöver, insbesondere Notbremsungen, als kritische Szenarien für die Fahrsicherheit. Die aufrechte Körperhaltung und der hohe Massenanteil von Fahrer oder Fahrerin führen zu einem hohen Gesamtschwerpunkt. Gepaart mit dem kurzen Radstand eines E-Scooters resultiert daraus eine erhebliche Entlastung des Hinterrades während der Verzögerung. Ein Überschlagen oder Stabilitätsverlust durch blockierende Räder sind häufig die Folge. Für eine optimale Notbremsung muss der Fahrer somit primär seinen Schwerpunkt weit nach hinten verlagern und entschlossen die Vorderradbremse betätigen. Um das maximale Verzögerungspotential auszunutzen, kann die Hinterradbremse bis kurz vor dem Blockieren des Hinterrades angezogen werden. Wie im Zuge dieser Beschreibung vielleicht schon verdeutlicht, gelingt eine ideale Vollbremsung nur geübten Fahrern und Fahrerinnen. Auch bei moderaten Verzögerungen kann die Bremskraftaufteilung optimiert werden, um für äußere Einflüsse, wie einer wechselnden Bodenbeschaffenheit, genügend Sicherheitsreserven aufweisen zu können. Angesichts der genannten Herausforderungen ist die Entwicklung eines adaptiven Bremsassistenzsystems ein sinnvoller Schritt, um die Fahrsicherheit mit E-Scootern zu erhöhen.

Im Sinne eines Advanced Driver Assistance Systems (ADAS) lassen sich für das Bremsassistenzsystem die folgenden drei Haupteigenschaften definieren:

- Einhandbedienung: beide Bremsen werden über eine einzige Eingabevorrichtung betätigt

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

- Fahrerinformation und -warnung: Der Fahrer wird über eine optimale Standposition instruiert und vor rutschiger Fahrbahnbeschaffenheit gewarnt
- Bremskraftverteilung unter Berücksichtigung äußerer Einflüsse: Anpassung der Bremskräfte an Fahrermasse, Standposition, Fahrzustand und Fahrbahnbeschaffenheit, um Überkippen und blockierende Räder zu verhindern

Im Zuge der vorangegangenen Arbeit von Cavosi [8] wurden neben der Bremsbedieneinheit auch alle notwendigen Hardwarekomponenten des Bremssystems konzipiert und auf einen E-Scooter aufgebaut. Im Rahmen dieser Arbeit sollen nun die Softwarefunktionen des Bremsassistenzsystems entwickelt und im Fahrversuch validiert werden. Die Erfassung verschiedener Einflussgrößen und deren Auswirkungen auf die Bremsstrategie wird untersucht. Insbesondere das Einstellen der situationsgerechten Bremskraftverteilung und deren Verifizierung stellen zentrale Themen dieser Arbeit dar. Zuletzt soll der Sicherheitsgewinn durch das intelligente Bremssystem im Fahrversuch nachgewiesen werden.

1.2 Aufbau der Arbeit

Die einwandfreie Funktion mechatronischer Systeme erfordert eine ineinander greifende mechanische, elektronische und softwaretechnische Entwicklung. Um die angestrebten Ziele dabei nicht aus dem Blick zu verlieren, ist der Einsatz strukturierter Entwicklungsmethoden unerlässlich. In diesem Zusammenhang gewinnt das Model-based Systems Engineering (MbSE) in vielen Branchen zunehmend an Bedeutung. Die damit verknüpften Methoden ermöglichen es, generelle Anforderungen an ein komplexes System, einzelnen Komponenten zuzuordnen und gleichzeitig die geforderten Eigenschaften abzusichern. Das im Rahmen dieser Arbeit entwickelte Fahrerassistenzsystem bietet ein geeignetes Objekt für den Einsatz von MbSE. Entsprechend orientieren sich die vorliegende Funktionsentwicklung und -validierung an der Struktur des sogenannten V-Modells [9].

Zuvor wird in Kapitel 2 auf Basis einer Literaturrecherche ein Überblick über relevante Aspekte der modellbasierten Entwicklung einer Bremsassistenzfunktion gegeben. Dabei werden insbesondere folgende Fragestellungen adressiert:

- Welche Ansätze existieren zur Modellierung der Bremsdynamik einspuriger Fahrzeuge?
- Welche Bremsassistenzsysteme sind für Zweiräder bereits verfügbar und wie funktionieren diese?
- Welche Herausforderungen ergeben sich bei der Integration von Brake-by-Wire-Systemen?
- Wie können MbSE-Methoden zur Systementwicklung beitragen?

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

Kapitel 3 gibt einen Überblick über die im E-Scooter verbauten Komponenten. Dazu zählen Elemente der Sensorik, Aktorik sowie der Steuerungselektronik. Die Funktionsweise der einzelnen Bauteile wird erläutert und die jeweils relevanten technischen Eigenschaften beschrieben.

Die eigentliche Entwicklung der Fahrerassistenzfunktion beginnt in Kapitel 4 mit der Analyse allgemeiner Anforderungen. Diese werden mit Hilfe eines Modells des stationär verzögerten E-Scooters konkretisiert und in einem Funktionsentwurf festgehalten. Darin werden Auswirkungen von Eingangsgrößen wie Standposition, Fahrermasse, Fahrbahnbeschaffenheit und Bremskraftverteilung auf das System analysiert. Um sicher zu gehen, dass diese Einflüsse vom Bremsassistenzsystem berücksichtigt werden, werden Testfälle definiert, die die Absicherung der Systemfunktionen sicherstellt.

In Kapitel 5 werden notwendige Schritte der Systemintegration diskutiert. Diese umfassen zum einen Kalibrierungs-Tätigkeiten und die Ermittlung von Systemparametern. Zum anderen fallen die Implementierung einer Bremsdruckregelung und die Parametrierung eines longitudinalen Reifenmodells in dieses Kapitel. Auch die Funktion diverser Subsysteme wird hier beschrieben.

Abschließend wird in Kapitel 6 der Sicherheitsgewinn durch den Einsatz des Bremsassistenzsystems überprüft und veranschaulicht. Grundlage hierfür bilden Ergebnisse aus den Fahrversuchen. Aufgrund dieser Ergebnisse wird anschließend reflektiert, inwieweit die zu Beginn formulierten Anforderungen erfüllt werden konnten.

In Kapitel 7 wird die durchgeführte Systementwicklung zusammengefasst und die einzelnen Aufgaben sowie erzielten Ergebnisse in einen ganzheitlichen Zusammenhang betrachtet. Der abschließende Ausblick soll Impulse für die Weiterentwicklung des Systems geben und zur fortführenden Verbesserung motivieren.

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

2 Literaturstudie

Im Folgenden werden die Ergebnisse der Literaturrecherche zu Fahrassistenzsystemen für einspurige Fahrzeuge präsentiert. Im Fokus der Recherche standen die Modellierung der Bremsdynamik, bestehende Bremsassistenzsysteme für einspurige Fahrzeuge, die Integration von Break-by-Wire (BBW) Systemen, sowie bewährte Methoden zur Entwicklung von FAS. Da es, abgesehen von den Arbeiten der TU Wien, nur wenige Veröffentlichungen speziell zu E-Scootern gibt, wurde der Suchradius auf einspurige Fahrzeuge im Allgemeinen ausgeweitet. Vor allem für Motorräder wurden in vergangenen Jahren zahlreiche Assistenzsysteme entwickelt, die nun zunehmend auch im Bereich der Mikromobilität Anwendung finden.

2.1 Bremsdynamik von Zweirädern

In diesem Abschnitt wird ein Überblick über in der Literatur verwendete Modellansätze gegeben, die unter anderem auch typische Herausforderungen von Fahrern beim Bremsen einspuriger Fahrzeuge verdeutlichen.

Cossalter et al. [10] und Lie et al. [11] stellen einfache analytische Modelle für das stationäre Bremsverhalten von Motorrädern bzw. Fahrrädern vor. Beide verzichten auf die Modellierung von Raddrehimpuls, Luftwiderstand oder Reifeneigenschaften. Im Fokus steht jeweils die Be- bzw. Entlastung von Vorder- und Hinterrad durch die Verzögerung, sowie dessen Bedeutung für die Übertragung der horizontalen Bremskräfte. Daraus entwickeln beide Arbeiten einen Zusammenhang für eine ideale Bremskraftverteilung, welche so definiert ist, dass der genutzte Kraftschluss am Vorder- und Hinterrad gleich groß ist. Die maximal mögliche Verzögerung wird dabei einerseits durch das Abheben des Hinterrads, andererseits durch den maximalen Kraftschluss zwischen Fahrbahn und Reifen begrenzt.

Im Vorfeld dieser Diplomarbeit wurden an der TU Wien bereits mehrere Arbeiten zur Fahrsicherheit von E-Scootern verfasst. Einige davon befassten sich ebenfalls mit der Bremsproblematik von E-Scootern. So leitet Klinger in [6] das von Cossalter vorgestellte Modell zur stationären Verzögerung auf den E-Scooter ab. Der Verlauf des Kraftschlusses an Vorder- und Hinterrad in Abhängigkeit von der Verzögerung bildet dabei einen zentralen Aspekt und verdeutlicht den Vorteil einer idealen Bremskraftverteilung. Auch der Einfluss der Standposition auf die ideale Bremskraftverteilung wird in dieser Arbeit theoretisch untersucht. In [12] zeigen Klinger et al. dazu passend den Einfluss unterschiedlicher Standpositionen und Bremsstrategien auf die maximal mögliche Verzögerung im Fahrversuch. Dabei kann eine deutliche Zunahme der maximalen Verzögerung bei hinterer Standposition und Kombination beider Bremsen verzeichnet werden. Auch

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

außerhalb der TU Wien finden sich dazu relevante Beiträge, etwa [13], wo im Fahrversuch der Einfluss von Fahrerposition und Fahrstil auf die Bremsleistung bei verschiedenen Fahrbahnzuständen untersucht wird.

Aufbauend auf den Arbeiten von Klinger entwickelt Cavosi in [8] ein Konzept für ein Fahrerassistenzsystem für E-Scooter zur Unterstützung beim Bremsen. Im Fokus steht die Auslegung, Auswahl und Realisierung von Systemkomponenten, die Fahrermasse und Standposition erfassen und die darauf abgestimmten Bremskräfte gemäß einer idealen Bremskraftverteilung umsetzen können. Als Ergebnis dieser Arbeit entstand ein mit Kraftsensoren ausgestattetes Trittbrett zur Erfassung von Fahrermasse und Standposition sowie die Hardware des Brake-by-Wire-Systems mitsamt Bremswunschgeber. Diese Komponenten bilden die Basis auf der die im Rahmen dieser Arbeit entwickelten Funktionen aufbauen. Die konkrete Umsetzung und Funktionalität der von Cavosi entwickelten Komponenten werden in Kapitel 3 erläutert.

Neben der Längsdynamik war auch das Handling von E-Scootern Gegenstand früherer Arbeiten an der TU Wien. Klinger [6] und Vögl [7] untersuchten im Rahmen ihrer Diplomarbeiten die Lateraldynamik anhand eines vom Fahrrad abgeleiteten Simulationsmodells. Auch Beiträge wie [14] und [15] analysieren die Querdynamik auf ähnlicher Basis. Allen diesen Arbeiten gemeinsam ist die Durchführung von Parametervariationen zur Analyse dynamischer Effekte. Paudel et al. leiten daraus zudem konkrete Konstruktionsempfehlungen für die Lenkgeometrie ab. Vögl ergänzt das Modell zusätzlich um ein Reifenmodell, dessen Parameter durch experimentelle Fahrversuche bestimmt wurden.

Maier et al. untersuchen in [16] mithilfe einer analytischen Beschreibung der geradlinigen Fahrrad-Bremsung die Voraussetzungen für ein Blockieren des Vorderrades oder Abheben des Hinterrades. Beides stellen kritische Fahrzustände dar. Während ein blockierendes Vorderrad auch bei geringeren Geschwindigkeiten zur Verlust der Stabilität führt, muss eine gewisse Mindestgeschwindigkeit überschritten werden, damit ein abhebendes Hinterrad tatsächlich in einem Überschlag endet.

Detailliertere Analysen finden sich in [17] und [18], die sich mit Bremsmanövern von Rennmotorrädern im Grenzbereich beschäftigen. Untersucht werden unter anderem die optimale Nutzung von Vorder- und Hinterradbremse, sowie die Einflüsse von Radaufhängung, Bremsmomentmodulation und Aerodynamik auf die longitudinale Bewegung im Zeitverlauf. Im Gegensatz zu den zuvor vorgestellten Analysen der Bremsdynamik, betrachten diese beiden Arbeiten auch instationäre Manöver.

2.2 Bremsassistenzsysteme für einspurige Fahrzeuge

Einzelne Bremsassistenzfunktionen, wie sie aktuell für Fahrräder und E-Scooter diskutiert werden, wurden zum Teil für Motorräder bereits entwickelt und bei einigen Modellen in Serie verbaut. Einen Überblick über den Stand der Technik bis zum Jahr 2015 liefern Schröter et al. in [19]. Zentrale Konzepte stellen sogenannte Combined Braking

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

Systems (CBS) bzw. Integralbremssysteme (IBS) dar, bei denen die Bremskräfte von Vorder- und Hinterrad hydraulisch miteinander gekoppelt sind. Die Betätigung eines einzelnen Bremshebels, am Lenker oder per Fußpedal, führt dabei zu einer vordefinierten Kraftverteilung auf beide Räder. Ziel ist es, den Fahrer bei der Erzeugung einer ausgewogenen Bremskraftverteilung zu unterstützen. Dabei können laut Schröter auch elektrische Aktoren eingesetzt werden, welche durch eine elektronische Steuereinheit (ECU) angesteuert werden.

Ein alternatives Konzept beschreiben Machado und Viswanathan in [20]. Hier wird ein einhändig bedienbares Bremssystem mit integriertem Proportionalventil vorgestellt, das die vordefinierte Aufteilung des vom Fahrer erzeugten Bremsdrucks zwischen Vorder- und Hinterrad erlaubt. Die Ventileinstellung kann so variiert werden, dass eine ideale Bremskraftverteilung über einen gewissen Bereich angenähert wird. Auf Basis dieses Systems wurde ein mathematisches Modell entwickelt, welches Bremsungen mit unterschiedlichen Verteilungen betrachtet. Simulationen ergeben eine Verkürzung des Bremswegs, sowohl auf trockener als auch auf nasser Fahrbahn.

CBS und IBS verhindern nicht automatisch das Blockieren eines Rades. Daher werden sie häufig mit einem Antiblockiersystem (ABS) kombiniert. Derartige Systeme finden inzwischen auch bei E-bikes Anwendung [21, 22]. Zahlreiche wissenschaftliche Arbeiten widmen sich der Regelung von ABS-Systemen. So vergleichen zum Beispiel Corno et al. in [23] verschiedene Regelstrategien für Fahrrad-ABS. Im Zuge dessen wurde ein funktionsfähiger Prototyp hergestellt und die entwickelte Technologie zum Patent angemeldet [24]. Eine Weiterentwicklung dieses Konzepts wurde kürzlich ebenfalls patentiert [25]. Dabei handelt es sich um ein elektrohydraulisches Bremsassistenzsystem für E-Bikes und E-Scooter, bei dem der Bremsdruck für beide Räder über nur einen Bremshebel erzeugt wird. Ergänzend integrierte ABS-Komponenten reduzieren bei blockierendem Vorderrad oder abhebendem Hinterrad gezielt den Druck an der Vorderradbremse.

Ein vergleichbarer Ansatz findet sich in den Arbeiten von Maier et al. und Skatulla et al. [26, 27], die auf der Untersuchung [16] aufbauen. Im Zuge dieses Projekts wurde ein Testfahrrad mit ABS-System und umfangreicher Messtechnik bestückt. Ziel ist ebenfalls die Entwicklung eines Systems, das sowohl das Blockieren des Vorderrads als auch ein Abheben des Hinterrads verhindert. Das entwickelte Versuchsfahrrad kam bei bemannten und unbemannten Fahrversuchen zum Einsatz.

Ein technologisch weiterentwickeltes System stellt die Kombination von CBS mit Brake-by-Wire dar. Schröter et al. verweisen in [19] auf ein entsprechendes System von Honda, welches auch Teil der Veröffentlichung von Tani et al. [28] ist. Bei Aktivierung trennt das System die hydraulische Verbindung zwischen Bremshebel und Radbremse. Stattdessen werden sogenannte Kraft-Weg-Simulatoren eingesetzt, die dem Fahrer weiterhin das Gefühl einer konventionellen Bremse vermitteln. Der gewünschte Verzögerungswert wird durch Sensoren erfasst und in der elektronischen Steuereinheit (ECU) verarbeitet. Aktoren erzeugen daraufhin den erforderlichen Bremsdruck an den Rädern. Die ABS-Regelung erfolgt kontinuierlich, jedoch ohne dem, bei konventionellen Systemen üblichen, Pulsieren.

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

Obwohl einige der vorgestellten Systeme technisch in der Lage wären, die Bremskräfte variabel an die ideale Bremskraftverteilung anzupassen, verfügt bislang keines über eine vollumfängliche Funktionalität, bei der Bremskräfte und deren Verteilung an Fahrermasse und Schwerpunktslage adaptiert werden.

2.3 Integration von Brake-by-Wire Systemen

X-by-Wire-Systeme, ursprünglich aus der Luftfahrttechnik stammend, finden zunehmend Anwendung in der Fahrzeugtechnik. Seidel gibt in [29] einen kompakten Überblick über den Einsatz dieser Technologie und betont deren zunehmende Relevanz. Der wesentliche Vorteil solcher Systeme liegt im Wegfall einer durchgängigen mechanischen oder hydraulischen Kraftübertragung zwischen der Benutzereingabe und dem tatsächlichen Wirkbereich. Stattdessen erfolgt eine Entkopplung durch elektronische Komponenten. Die Eingabe des Menschen wird durch Sensorik erfasst und über elektrische Aktoren umgesetzt. Dies eröffnet neue Möglichkeiten für ergonomische Bedienkonzepte und erleichtert die Integration intelligenter Regelstrategien.

Insbesondere in der Entwicklung hochautomatisierter oder vollständig autonomer Fahrzeuge sind X-by-Wire-Systeme unverzichtbar. In der Arbeit von Junge et al. [30] wurde beispielsweise für ein autonomes Lastenrad sowohl ein Steer-by-Wire- als auch ein Brake-by-Wire-System realisiert. Das Bremssystem nutzt einen Linearaktor zur Betätigung eines hydraulischen Bremszylinders, der den notwendigen Druck für eine hydraulische Scheibenbremse aufbaut. Aufbauend auf diesem Projekt entwickelten Höfer et al. [31] einen Bremshebel mit integriertem haptischem Fahrer-Feedback. Damit kann trotz fehlender mechanischer Verbindung ein realistisches Bremsgefühl vermittelt werden.

Die Entkopplung des mechanischen Wirkstrangs stellt jedoch auch große Herausforderungen an die Regelungstechnik. Besonders problematisch ist dabei der Verlust von direktem haptischem Feedback, wodurch der Mensch als intuitiver Regler zum Ausgleich nichtlinearer Effekte weitgehend entfällt. Dies ist vor allem bei Systemen wie Bremsen kritisch, da diese wesentlich von Temperatur, Verschleiß und Reibungsverhältnissen beeinflusst werden. Elektrohydraulische Bremssysteme (EHB) nutzen typischerweise einen Linearaktor zur Betätigung eines Bremszylinders. Durch verschieben des Zylinders wird der für die Anpresskraft benötigte Bremsdruck aufgebaut. Aufgrund von Leerweg, Lufteinschlüssen in der Bremsflüssigkeit sowie der reibungsbehafteten Interaktion zwischen Zylinderdichtung und Zylinderwand ergibt sich weder für den Verschiebeweg noch für die auf den Bremszylinder ausgeübte Kraft ein linearer Zusammenhang zum erzeugten Bremsdruck.

Die Arbeiten von Dardanelli et al. [32] sowie Todeschini et al. [33, 34] widmen sich der Modellierung und Regelung solcher Systeme für Motorräder. Dardanelli et al. legen den Grundstein mit der Modellierung des mechanischen und hydraulischen Teils der EHB. Dabei beschreibt der mechanische Teil die Dynamik von Antrieb und Bremszylinder,

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

während die hydraulische Modellierung den Volumenstrom sowie den Druckverlust durch Reibung in den Leitungen abbildet. Die resultierenden Differentialgleichungen werden um einen Arbeitspunkt linearisiert und mittels Laplacetransformation im Frequenzbereich analysiert. Zusätzlich wird der Übergang von Haft- zu Gleitreibung im Bereich der Bremszylinderdichtung analysiert. Um die daraus resultierenden Nichtlinearitäten im reale System zu kompensieren, addieren die Autoren ein hochfrequentes Signal zum Steuersignal hinzu. Dadurch führt der Bremszylinder eine stetige Zitterbewegung aus und der Kontakt zwischen Dichtung und Zylinderwand bleibt im Gleitreibungsbereich. Um das theoretisch ermittelte System zu validieren und Parameter der realen Bremse zu ermitteln, wurde das System mithilfe von Experimenten identifiziert. Die daraus resultierende Systembeschreibung wurde für das Design eines PID-Reglers verwendet.

Todeschini et al. knüpfen an diese Arbeit an. In [33] entwickeln sie ein adaptives Reglerkonzept, das zwischen Positions- und Druckregelung umschaltet. Während der Positionsregler den anfänglichen Leerweg überbrückt, übernimmt der Druckregler die präzise Dosierung im Bereich des Zielwertes. Ein zusätzlicher Algorithmus passt die Regelung an Änderungen durch Verschleiß oder Temperaturschwankungen an. In der Folgearbeit [34] kombinieren Todeschini et al. einen linearen Druckregeler mit einer Antiwindup-Kompensation und einer Kompensation des Leerwegs.

2.4 Entwicklung von mechatronischen Fahrerassistenzsystemen

In mechatronischen Systemen verschmelzen mechanische und elektronische Komponenten zu einem Gesamtsystem, dessen Zusammenspiel durch Informationstechnik gesteuert wird [35]. Erst wenn die drei Elemente nahtlos zusammenarbeiten, ist die Funktion des Systems gewährleistet.

Jedoch bringt jeder Bereich eigene Anforderungen und Entwicklungsmethodiken mit sich. Um die Entwicklung mechatronischer Systeme dennoch effizient und strukturiert zu gestalten und Qualitätsansprüche einzuhalten, wurden methodische Ansätze entwickelt, welcher dieser Komplexität gerecht werden sollen. Eine umfassende Anleitung bietet das Handbuch des International Council of Systems Engineering (INCOSE) [36], welches wichtige Prozessschritte über den gesamten Lebenszyklus eines Systems hinweg beschreibt. Der Verband Deutscher Ingenieure (VDI) hat mit der Richtlinie VDI 2206 [9] eine speziell auf mechatronische bzw. cyber-physische Systeme ausgerichtete Methodik vorgelegt. Im Zentrum steht dabei das sogenannte V-Modell.

Die von INCOSE und VDI beschriebenen Methoden basieren durchweg auf den Prinzipien des Model-Based Systems Engineering (MBSE). Dabei werden das Verhalten und die Eigenschaften eines zu entwickelnden Systems modellhaft abgebildet. Das V-Modell dient hierbei als formaler Rahmen für den Entwicklungsprozess. Seinen Namen verdankt es der V-förmigen Anordnung der Prozessphasen (siehe Abbildung 2.1). Auf der linken

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

Seite stehen die Anforderungsdefinition und die Systemarchitektur im Fokus, während die rechte Seite die Integrations-, Verifizierungs- und Validierungsphasen abbildet. Die Prozesse auf der rechten Seite des V-Modells dienen dazu, die zuvor definierten Anforderungen an die einzelnen Systemkomponenten zu verifizieren und die zentralen Aufgaben des Gesamtsystems zu validieren.

Typische Werkzeuge im MBSE sind Model in the Loop (MiL), Software in the Loop (SiL) und Hardware in the Loop (HiL). Sie ermöglichen eine schrittweise Absicherung der Systemfunktionalität entlang der Entwicklungsphasen. Dabei bietet eine iterative Arbeitsweise ein hohes Maß an Flexibilität. Für eine detaillierte Beschreibung der modellbasierten Entwicklungsprozesse empfiehlt sich ein Blick in die VDI-Richtlinie 2206 [9].

Aufgrund unterschiedlicher Projektanforderungen wurde das V-Modell auch in verschiedene Richtungen weiterentwickelt. Einen umfassenden Überblick dazu liefert Gräßler [37].

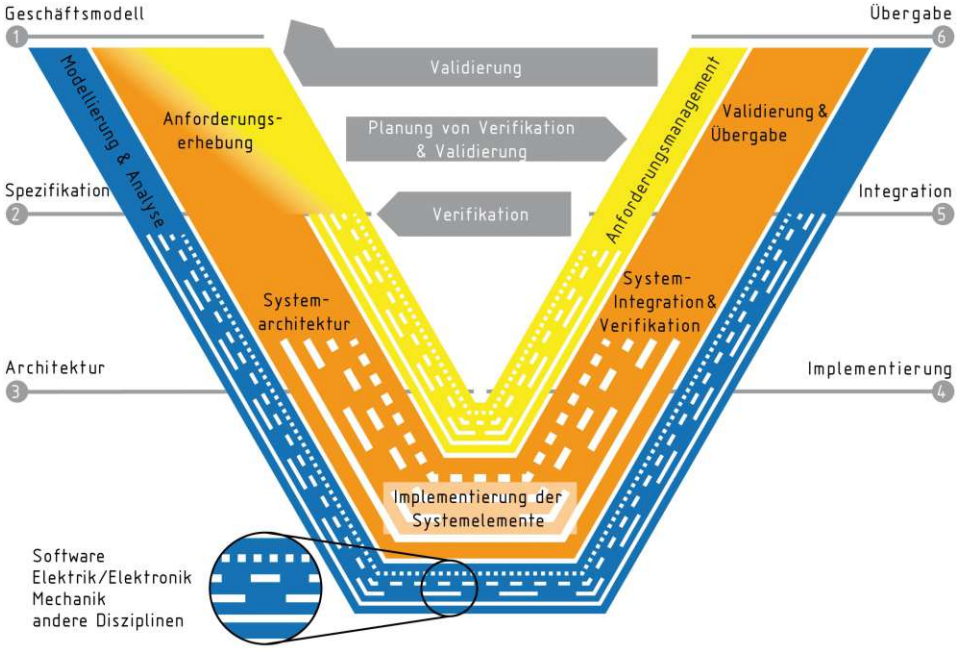


Abbildung 2.1: V-Modell für die Entwicklung mechatronischer Systeme nach der VDI 2206 [9]

Wie das V-Modell speziell zur Entwicklung von Fahrerassistenzsystemen eingesetzt werden kann, zeigt Maurer in [38]. In seiner Arbeit entwickelt er einen Systementwicklungsprozess, aufbauend auf das V-Modell, der neben den technischen auch rechtliche, ergonomische und ökonomische Anforderungen berücksichtigt.

Modellbasierte Entwicklungsmethoden fanden darüber hinaus Anwendung in den Dissertationen von Maier [39] und Irmer [40]. Besonders Maier strukturiert seine Arbeit konsequent entlang eines adaptierten V-Modells. Die Systemanforderungen leitet er aus

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

der Analyse realer Unfallereignisse ab und entwickelt daraus Spezifikationen für die aktiven Sicherheitsfunktionen *Vorderrad-Blockierverhinderer* und *Überschlagsverhinderer* für Fahrräder. Zur Validierung nutzt er die Werkzeuge der modellbasierten Entwicklungsumgebung: MiL, HiL und Rapid Control Prototyping (RCP).

2.5 Weitere Literatur

Zwei Arbeiten, die sich thematisch den obigen Abschnitten nicht zuordnen lassen, jedoch zusätzliches Verständnis für sicherheitskritische Fahrsituationen vermitteln, stammen von Anke et al. [41] und Thapa et al. [42]. Anke et al. führen eine Umfrage unter E-Scooter-Nutzern durch, bei der Erfahrungen mit sicherheitsrelevanten Fahrszenarien sowie die individuellen Reaktionen darauf erfasst wurden. Abschließend konnten die Teilnehmenden Vorschläge für Aufklärungskampagnen zur Vermeidung von sicherheitskritischen Fahrsituationen formulieren.

Thapa et al. hingegen analysieren in [42] Daten realer Unfallereignisse mit E-Scootern, um Zusammenhänge zwischen Unfallausgang, Fahrmanöver, Unfallort, sowie straßenbezogenen Faktoren zu identifizieren. Die Lösungsansätze in beiden Arbeiten fokussieren weniger auf technischen Ansätzen als vielmehr auf Maßnahmen in der Verkehrsplanung und Nutzeraufklärung.

In Kontrast dazu untersucht Siebert et al. in [43] den Einfluss den die ergonomische Gestaltung von E-Scootern auf die Fahrsicherheit ausübt. Die Ergebnisse hinsichtlich der Bremssysteme verschiedener Leihscooter zeigen, dass die Anordnung der Bremshebel einen entscheidenden Einfluss auf deren Nutzung hat. So werden Bremshebel auf der linken Seite der Lenkstange deutlich häufiger verwendet als jene auf der rechten Seite, an der sich in der Regel auch der Gashebel befindet oder als fußbetätigte Bremssysteme.

Interessante Ansätze zur Fahrermasseschätzung werden von Leoni et al. in [44] entworfen. Hier verfolgt die Schätzung der Fahrermasse das Ziel, Energieverbrauch und Fahrzeugverschleiß besser prognostizieren zu können, was insbesondere für Betreiber von Sharing-Flotten von Interesse ist. Zwei Verfahren werden vorgestellt: Zum einen, eine Grey-Box-Methode, bei der physikalische Zusammenhänge zwischen Antriebsleistung, Beschleunigung und Masse genutzt werden. Zum anderen, ein Black-Box-Ansatz, der aus der Frequenzanalyse des vertikalen Beschleunigungssignals Rückschlüsse auf die Masse bei bekannter Geschwindigkeit erlaubt.

Für die Parametrierung der in diesem Projekt eingesetzten Bremse erwies sich die Arbeit von Maier et al. [45] als besonders hilfreich, da dort die baugleiche Scheibenbremse verbaut wurde. Die in der Arbeit dokumentierten Kenngrößen ermöglichen somit eine gute Vergleichsbasis für die im Rahmen eigener Systemtests ermittelten Ergebnisse.

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

3 Komponenten und Systemarchitektur des E-Scooters

Den in Kapitel 1 genannten drei Haupteigenschaften entsprechend kann der Scooter in drei funktionelle Subsysteme unterteilt werden:

- Bedieneinheit
- Fahrerkommunikationssystem
- Bremssystem

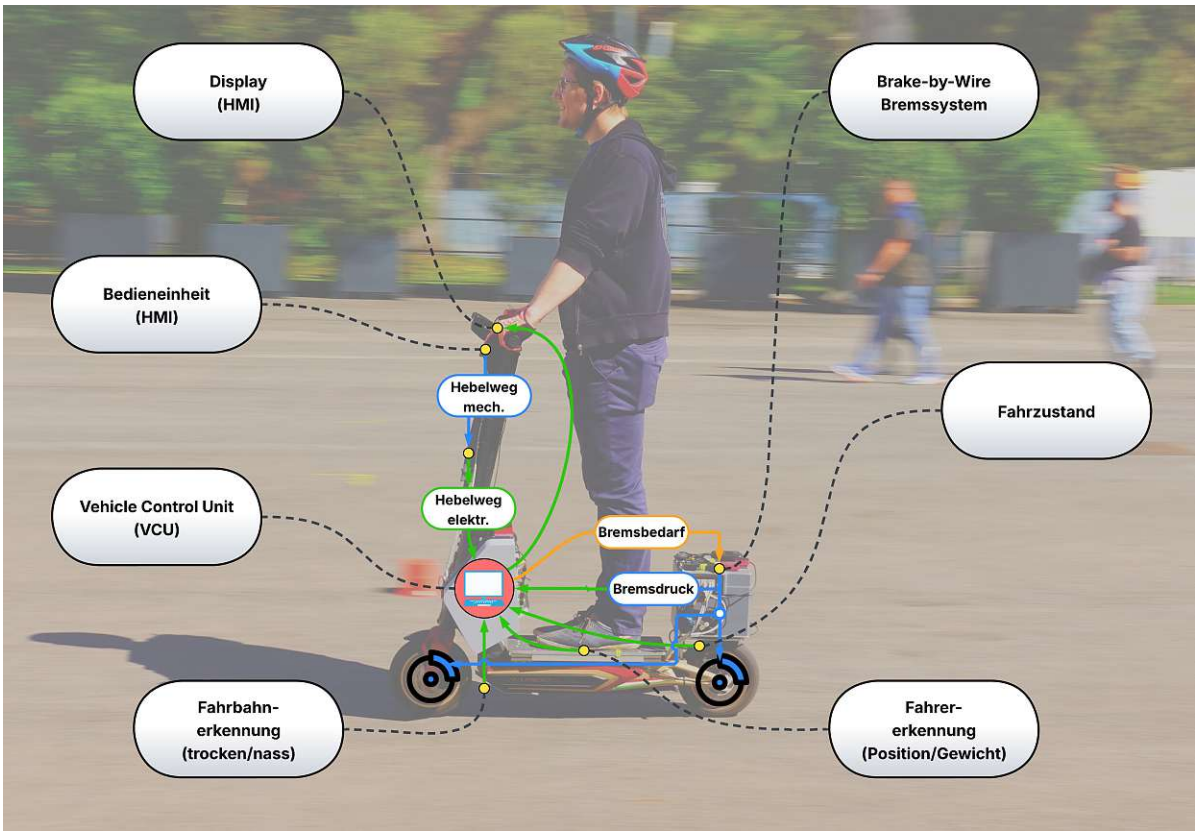


Abbildung 3.1: Überblick über das Bremsassistenzsystem

Dabei bilden die Bedieneinheit und das Kommunikationssystem zum Fahrer das sogenannte Human-Machine-Interface (HMI), also die Schnittstelle zwischen Fahrer und Bremsassistenzsystem. Abbildung 3.1 veranschaulicht schematisch den Aufbau des Fahrerassistenzsystems und die Interaktion zwischen den Komponenten. Grüne Pfeile visualisieren einen Informationsfluss, blaue die Übertragung physikalischer Größen und orange

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

stellen Steuersignale dar. In den folgenden Unterkapiteln werden die einzelnen Komponenten entsprechend den zugehörigen Subsystemen vorgestellt. Dabei können einzelne Komponenten auch Funktionen in mehreren Teilen des Fahrerassistenzsystems besitzen.

3.1 Bedieneinheit

Die Bedieneinheit hat die grundlegende Aufgabe, den Bremswunsch des Fahrers aufzunehmen und in ein für das Brake-by-Wire-System (BBW) lesbares Signal umzuwandeln. Im hier realisierten System wurde bewusst ein konventioneller Bremshebel gewählt, wie er von Fahrrädern bekannt ist. Diese Entscheidung bringt mehrere Vorteile mit sich:

- Die Funktion eines Bremshebels ist fast jedem Nutzern bekannt und eine zusätzliche Erklärung des Bedienelements ist in der Regel nicht notwendig.
- Im Hinblick auf das Bremsgefühl lässt sich ein direkter Vergleich zu handelsüblichen E-Scootern ohne Assistenzsysteme ziehen, da dort baugleiche Hebel verbaut sind.
- Der große Hebelweg ermöglicht eine feine Dosierung der Bremskraft.

Wie in Abschnitt 2.3 erläutert, würde das Brake-by-Wire-Prinzip auch die Umsetzung alternativer Bedienkonzepte ermöglichen. So wäre beispielsweise ein Daumenregler an der linken Lenkerseite statt dem Bremshebel denkbar. Dies hätte unter anderem ergonomische Vorteile: In einer Schocksituation neigt der Fahrer dazu, die Hände reflexartig zu schließen und zu verkrampfen. Somit ist es mit den üblichen Bremshebeln in solchen Situationen kaum möglich die Bremskraft zu Regulieren. Ein Daumenregler wäre hiervon weniger betroffen. Eine weitere Entwicklungsstufe könnte eine kombinierte Steuerung von Beschleunigung und Verzögerung über einen einzigen Regler am rechten Daumen darstellen. Während im Zuge dieser Arbeit darauf nicht weiter eingegangen wird eröffnen sich durch das BBW-System auch betreffend der Ergonomie interessante Forschungsthemen.

Die zweite Komponente der Bedieneinheit ist der in Abbiildung 3.2 dargestellte Bremswunschgeber. Hierbei handelt es sich um eine Baugruppe bestehend aus einer federvorgespannte Schraube, die auf einer Seite mit dem Bremsseil verbunden ist und auf der anderen Seite von einem Linearpotentiometer abgetastet wird. Wird der Bremshebel betätigt, wird die Schraube nach oben gezogen, wobei die durch den Fahrer oder die Fahrerin aufzubringende Kraft proportional zum Hebelweg ansteigt. Da im Brake-by-Wire-Konzept keine direkte mechanische Verbindung zur Scheibenbremse besteht, entfällt jegliches Feedback von der eigentlichen Bremsanlage. Um dennoch ein haptisches Bremsgefühl zu erzeugen, erlaubt die Konstruktion den Einsatz unterschiedlicher Federn oder Gummielemente, die je nach Einbaulage ein differenziertes Widerstandsempfinden vermitteln können. Der Linearpotentiometer erfasst sämtliche Bewegungen

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

(a) Vorderansicht E-Scooter inkl. Bremshebel und Bremswunschgeber

(b) Innenleben des Bremswunschgebers

Abbildung 3.2: Bedieneinheit zur Erfassung des Fahrer-Bremswunsch

des Bolzens und liefert damit kontinuierlich Informationen über dessen aktuelle Position. Diese wird in Form eines analogen Spannungssignals an die Vehicle Control Unit (VCU) übermittelt. Auf digitaler Seite lässt sich auf Basis dieses Signals nahezu jedes gewünschte Ansprechverhalten der Bremse modellieren. So wäre beispielsweise eine Bremskennlinie denkbar, bei der die Bremskraft zunächst linear ansteigt und ab einem definierten virtuellen Druckpunkt progressiv zunimmt.

Für die ersten Fahrversuche entschied man sich jedoch für eine einfache, lineare Bremscharakteristik: Die gewünschte Verzögerung stieg proportional zum Hebelweg an. Obwohl ein solches Verhalten nicht jenem konventioneller Scheibenbremsen entspricht, zeigten Fahrversuche, dass das Bremsgefühl nach kurzer Eingewöhnung von den Testfahrern als sehr angenehm wahrgenommen wurde. Die lineare Charakteristik ermöglichte eine besonders feinfühlige und präzise Dosierung der Bremskraft und wurde von verschiedenen Testpersonen äußerst positiv bewertet.

3.2 Fahrerinformation und -warnung

Aufgrund des hohen Anteils an der Gesamtmasse hat der Fahrer oder die Fahrerin mit seiner bzw. ihrer Körperhaltung einen maßgeblichen Einfluss auf das Fahrverhalten von E-Scootern. Um die maximale Bremsleistung zu erzielen kann somit der Fahrer bzw. die Fahrerin nicht außer Acht gelassen werden. Dabei soll das FAS Nutzerin und Nutzer gezielt unterstützen, insbesondere durch Hinweise zur optimalen Standposition. Wie im Bericht des KFV [5] vermerkt wird, stellt auch ein nicht an die Fahrbahnbeschaffenheit angepasstes Fahrverhalten eine häufige Unfallursache dar. Durch gezielte Hinweise, etwa bei nasser Fahrbahn, kann das System die Wahrnehmung des Fahrers dafür schärfen und so zur Erhöhung der Sicherheit beitragen. Zur Umsetzung dieser Funktionen

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

ist am Lenker ein kombiniertes Anzeigeelement vorgesehen (siehe Abbildung 3.3): Eine farbige LED-Leiste visualisiert die empfohlene Standposition, während ein integriertes LCD-Display situationsbedingte Warnmeldungen ausgeben kann. Im Zuge der Erprobung des Scooters und Entwicklung des Bremsassistenzsystems bat das Display weiters die Möglichkeit, unterschiedliche Systemparameter und Statuswerte darzustellen. Dies erleichterte die Herstellung der Funktionalität wesentlich und half dabei, Fehlfunktionen einzelner Systemkomponenten rasch zu erkennen.

Abbildung 3.3: LCD-Display des Assistenzsystems inkl. LED Leiste für die Anzeige der Standposition

Zur Ermittlung der Standposition wurde im Zuge der vorangegangenen Arbeit ein spezielles Trittbrett entwickelt, welches sowohl die Fahrermasse als auch die Fahrerposition erfassen kann. Dabei kommt ein zweiteiliges Aufbaukonzept zum Einsatz: Die obere Trittplatte, auf der der Fahrer steht, ist ausschließlich über definierte Stößel mit dem Unterbau verbunden. In deren Aufstandspunkten befinden sich Kraftsensoren der Firma Tekscan. Die Sensoren reagieren auf mechanische Belastung mit einer Veränderung ihrer Leitfähigkeit, die anschließend von der Messelektronik in ein entsprechendes Spannungssignal transformiert wird. Die resultierenden vier Spannungssignale werden in der Vehicle Control Unit (VCU) verarbeitet, um daraus sowohl die aktuelle Standposition des Fahrers als auch dessen Masse zu berechnen.

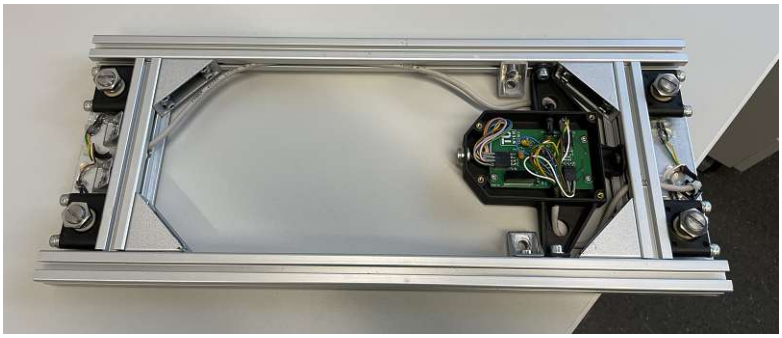


Abbildung 3.4: Unterbau des Trittbretts mit Kraftsensoren und Messverstärker

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

3.3 Brake-by-Wire Bremssystem

Das Brake-by-Wire-System besteht aus drei zentralen Komponenten: der bereits beschriebenen Eingabeeinheit, der Recheneinheit (Vehicle Control Unit, VCU) sowie dem Bremssystem, welches in folgendem Abschnitt näher erläutert wird. Das Bremssystem umfasst Linearaktoren, hydraulische Scheibenbremsen sowie Drucksensoren zur Erfassung des Bremsdrucks. Diese Kombination wird als elektrohydraulisches Bremssystem (EHB) bezeichnet, da die für das Bremsmoment nötige Anpresskraft der Bremsbeläge nicht direkt durch den elektrischen Aktor aufgebracht wird, sondern über ein dazwischen liegendes hydraulisches Medium übertragen wird. Diese Struktur erlaubt den Einsatz handelsüblicher Fahrradscheibenbremsen und erleichtert die mechanische Systemintegration. Schematisch wird der beschriebene Aufbau in Abbildung 3.5 dargestellt. Die Anordnung der Bremssystem-Komponenten am E-Scooter zeigt Abbildung 3.6. Ein besonderes Merkmal des Systems ist die vollständige Entkopplung von Vorder- und Hinterradbremse. Die beiden Aktoren arbeiten unabhängig voneinander, sodass durch die elektronische Steuerung eine stufenlose, dynamisch anpassbare Bremskraftverteilung zwischen Vorder- und Hinterrad ermöglicht wird.

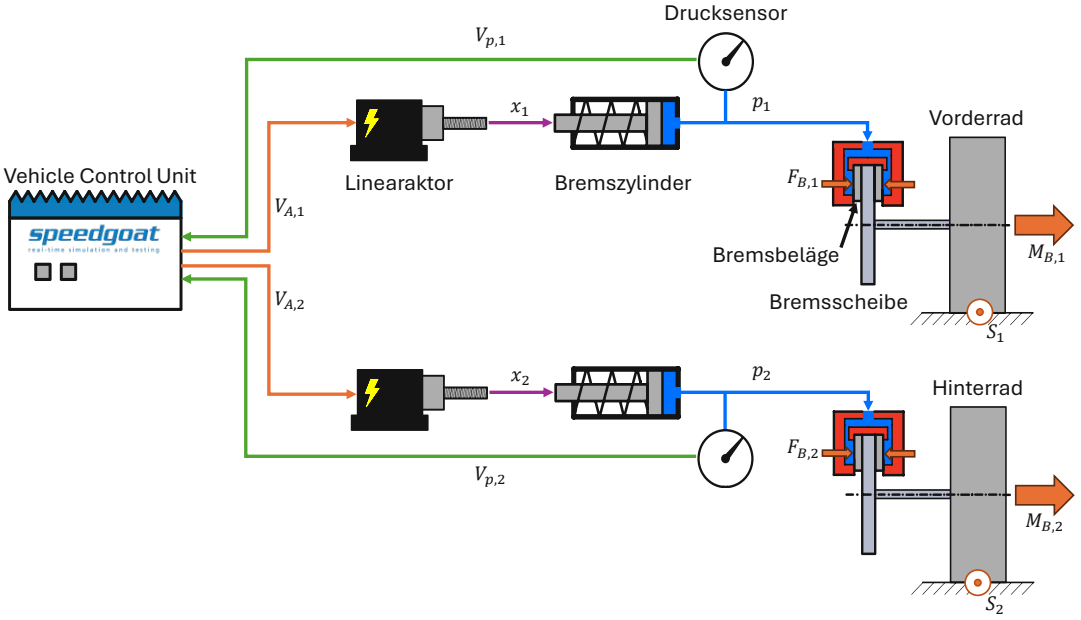


Abbildung 3.5: Schematischer Aufbau des Bremssystems

Auf Grundlage der vom Fahrer gewünschten Verzögerung sowie unter Berücksichtigung von Fahrermasse, Schwerpunktslage, Fahrbahnbedingungen und Fahrzustand, berechnet die VCU die notwendige Bremskraft und deren ideale Verteilung auf Vorder- und Hinterrad. Daraufhin erzeugt sie die Steuersignale $V_{A,1}$ für die Vorderradbremse und $V_{A,2}$ für die Hinterradbremse. Diese Signale steuern die Linearaktoren, die ihre Spindeln an die

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

entsprechende Position verschieben. Dadurch werden die Bremszylinder in den Hydraulikleitungen um eine Strecke x_i verschoben. Der resultierende hydraulische Druck p_i erzeugt über die Bremskolben und -beläge eine Kontaktkraft F_{B_i} und in weiterer Folge ein Bremsmoment M_{B_i} an der jeweiligen Bremsscheibe, welches im Reifen/Fahrbahnkontakt horizontal die Umfangskraft S_i hervorruft. Zur Rückmeldung des tatsächlich anliegenden Bremsdrucks ist an jeder Bremsleitung ein Drucksensor installiert. Diese Sensoren liefern kontinuierlich den aktuellen Bremsdruck an die VCU und ermöglichen die Umsetzung eines geschlossenen Regelkreises für den Bremsdruck. Durch die Annahme eines linearen Zusammenhangs zwischen Bremsdruck und Bremsmoment lässt sich schließlich die horizontale Umfangskraft jedes Reifens durch das Bremssystem einstellen. Im Zuge der Systemintegration wird dieser Zusammenhang in Abschnitt 5.4.1 ermittelt.

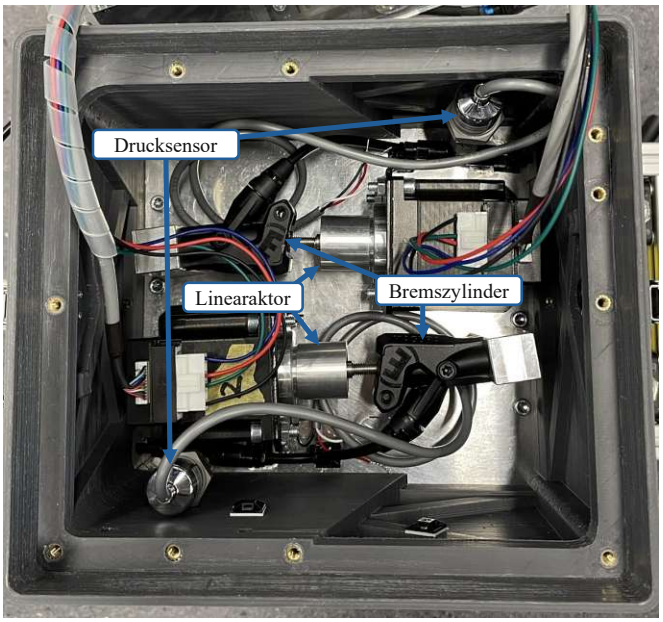


Abbildung 3.6: Linearaktoren und Bremszylinder des Bremssystems

Die Linearaktoreinheiten bestehen jeweils aus dem eigentlichen Aktor, einem Motorcontroller sowie einem Encoder zur Bestimmung der aktuellen Aktorposition. Alle drei Komponenten stammen von der Firma Nanotec[1]. Der Antrieb erfolgt über einen Schrittmotor, dessen Rotation über eine Gewindespindel in eine translatorische Bewegung umgesetzt wird. Die Motorcontroller ermöglichen in Kombination mit den Encodern den Betrieb der Aktoren in verschiedenen Closed-Loop-Modi: Positions-, Geschwindigkeits- und Drehmomentmodus. Innerhalb des BBW-Systems kommen prinzipiell der Positions- oder der Drehmomentmodus infrage. Aufgrund nichtlinearer Eigenschaften der hydraulischen Bremse erwies sich der Drehmomentmodus jedoch als ungeeignet. Daher werden die Aktoren im Bremssystem im Positionsmodus betrieben. In diesem Modus regelt der Motorcontroller die Bestromung des Aktors eigenständig, um vorgegebene Sollpositionen anzufahren. Da jedoch zwischen Aktorposition und Bremsdruck aufgrund äußerer

[1] `https://www.nanotec.com/eu/de`

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

Einflüsse kein eindeutiger Zusammenhang besteht, musste im Rahmen der Systemintegration eine übergeordnete Regelschleife für den Bremsdruck entwickelt werden. Die konzeptionellen Überlegungen sowie die konkrete Gestaltung der Bremsdruckregelung werden ausführlich in Abschnitt 5.3 erläutert.

3.4 Fahrzustandssensorik

Während die zuvor beschriebenen Systemkomponenten unmittelbar für die Funktion des Bremssystems erforderlich sind, dienen die in diesem Absatz beschriebenen Sensoren der Erfassung des Fahrzustands des E-Scooters und werden dementsprechend zur Validierung der Funktionen des Bremssystems herangezogen. Mit Fokus auf die geradlinige Bewegung des E-Scooters sind insbesondere folgende Messgrößen von Interesse: die Längsbeschleunigung, die Fahrzeuggeschwindigkeit sowie die Raddrehzahlen beider Räder. Aus diesen Größen lassen sich beispielsweise die tatsächliche Bremskraft an Vorder- und Hinterrad sowie der Reifenschlupf ableiten. Damit können sowohl die grundsätzliche Funktionsweise des Systems als auch dessen sicherheitsrelevanter Nutzen während des Bremsvorgangs analysiert werden. Zur Erfassung der Fahrzeuggeschwindigkeit ist am Heck des Scooters ein GPS-Empfänger montiert. Die Geschwindigkeit wird dabei über die Dopplerverschiebung des GPS-Signals zwischen Satellit und Empfänger berechnet. Für eine möglichst präzise Messung ist freier Sichtkontakt zum Himmel sowie ein offen gelegenes Testgelände entscheidend, da Signalstörungen durch Abschattung oder Reflexionen an Gebäuden die Genauigkeit beeinträchtigen können. Zusätzlich wurde eine Inertial Measurement Unit (IMU) unter dem Trittbrett, nahe des horizontalen Fahrzeugschwerpunkts, verbaut. Sie erfasst Beschleunigungen und Drehraten in und um alle drei Raumachsen und dient somit zur dynamischen Zustandsbestimmung des Scooters während der Fahrt. Zur Messung der Raddrehzahlen sind an Vorder- und Hinterrad sogenannte Schlitzscheiben in Kombination mit Hallsensoren installiert. Während der Rotation der Räder passieren abwechselnd Stahlstege und Schlitze den Sensor. Durch den Hall-Effekt wird die unterschiedliche magnetische Permeabilität erkannt: Befindet sich ein Steg vor dem Sensor, liefert dieser ein High-Signal; bei einem Schlitz ein Low-Signal. Das entstehende Rechtecksignal erlaubt durch die Laufzeitmessung zwischen zweier Signalflanken eine präzise Bestimmung der Winkelgeschwindigkeit der Räder. Abbildung 3.7 zeigt die Anordnung der Raddrehzahlsensoren sowie des GPS-Empfängers.

Hinter dem Vorder- und Hinterrad befinden sich Nässesensoren (siehe Abbildung 3.8), die Informationen über die Fahrbahnbeschaffenheit liefern. Zur Ermittlung der optimalen Montageposition wurden die Sensoren hinter beiden Rädern platziert, worauf in Abschnitt 5.1 näher eingegangen wird. Diese Sensoren wurden ursprünglich für den Automotive-Bereich entwickelt und sind werden bei Pkws typischerweise in die Kunststoffverkleidung des Kotflügels integriert. Der Sensor selbst besteht aus einer Membran, auf der ein piezoelektrisches Element angebracht ist. Der Sensor wird von durch den Reifen aufgewirbelte Wassertropfen getroffen und die Membran dadurch in Schwingung

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

(a) Raddrehzahlsensor am Hinterrad

(b) Raddrehzahlsensor am Vorderrad

(c) GPS-Empfänger montiert auf dem Deckel des Bremssystem-Gehäuses

Abbildung 3.7: Sensoren zur Erfassung des Fahrzustandes

versetzt. Das Piezoelement inklusive der nachgeschaltenem Messelektronik wandeln die Verformung der Membran in ein dementsprechendes Spannungssignal um. Die Verarbeitung des Signals geschieht im Anschluss bei einer Abtastrate von 50 kHz im FPGA-Modul der SpeedGoat welche einen Teil der Vehicle Control Unit bildet. Eine detaillierte Beschreibung der Signalanalyse erfolgt im Rahmen der Systemintegration in Kapitel 5.

(a) Nässesensor-Montage hinter dem Hinterrad

(b) Nässesensor-Montage hinter dem Vorderrad

Abbildung 3.8: Montierte Nässesensoren am E-Scooter

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

3.5 Vehicle Control Unit

Die Vehicle Control Unit (VCU) bildet das zentrale Rechenmodul des E-Scooters und übernimmt sämtliche Steuerungs-, Regelungs- und Kommunikationsaufgaben im System. Ihre Funktionalität umfasst unter anderem:

- Bereitstellung von Kommunikationsschnittstellen für verschiedene Signalarten und Protokolle: CAN, Ethernet (UDP), digitale und analoge Signale
- Signalverarbeitung der Eingangssignale: Trittbrett, Nässesensor, Bremshebel, Raddrehzahlen, Bremsdruck
- Generierung der Steuersignale für die Brake-by-Wire-Aktorik
- Umsetzung zentraler Softwarefunktionen: Fahrerkommunikation, Zuordnung von Bremshebelweg zu Verzögerung, Detektion nasser Fahrbahnoberflächen, Bremskraftverteilung, Bestimmung der maximal zulässigen Verzögerung, Bremsdruckregelung, Systemkalibrierung, etc.
- Aufzeichnung relevanter Systemdaten (Datenlogging)

Zur Erfüllung dieser umfangreichen Aufgaben bei einer hohen Abtastrate von 1 kHz kommt ein Real-Time Target Computer der Firma *Speedgoat* zum Einsatz. Die Einheit überzeugt durch kompakte Abmessungen von 60 mm × 140 mm × 100 mm und ist mit einem leistungsstarken Prozessor, einem Arbeitsspeicher und einer SSD-Festplatte, sowie einem Real-Time Operating System (RTOS) ausgestattet. Ergänzt wird das System durch ein FPGA-Modul (*Field Programmable Gate Array*) mit 50,000 frei programmierbaren logischen Zellen, welches vor allem die Signalverarbeitung von hochfrequenten Sensorsignalen übernimmt.

Die Standardausstattung der *Speedgoat-Unit* beinhaltet vier analoge Eingänge, vier analoge Ausgänge, 14 TTL-I/O-Kanäle sowie zwei Ethernet-Ports. Zur Erweiterung dieser Schnittstellen wurde am Institut eine maßgeschneiderte Terminalbox entwickelt. Diese ergänzt das System um zwei CAN-Schnittstellen, acht digitale I/Os und 16 zusätzliche analoge Eingänge. Die Steuerung der Terminalbox übernimmt ein *STM32*-Mikrocontroller, die Verbindung zu der *Speedgoat-Unit* erfolgt über Ethernet. Die Positionierung von Terminalbox und Speedgoat wird in Abbildung 3.9 gezeigt.

Ein wesentlicher Vorteil dieser Hardwarearchitektur ist ihre nahtlose Integration in den modellbasierten Entwicklungsprozess über MATLAB/SIMULINK. Dies erlaubt es, sämtliche Softwarekomponenten zunächst in der SIMULINK-Umgebung zu modellieren und zu testen (Model in the Loop, MIL). Die anschließende Implementierung auf der Hardware im Rahmen von Hardware-in-the-Loop-Tests (HIL) erfolgt unkompliziert in gleicher Weise. Die Übertragung und Ablage der gesammelten Daten, sowie das Postprocessing funktioniert ebenfalls in der gleichen Umgebung. Dies ermöglicht einen iterativen Entwicklungsansatz, der eine zügige und zielgerichtete Verifizierung aller Softwarefunktionen

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

erlaubt und maßgeblich zur Entwicklung einer robusten und ausgereiften Steuerungssoftware beiträgt.

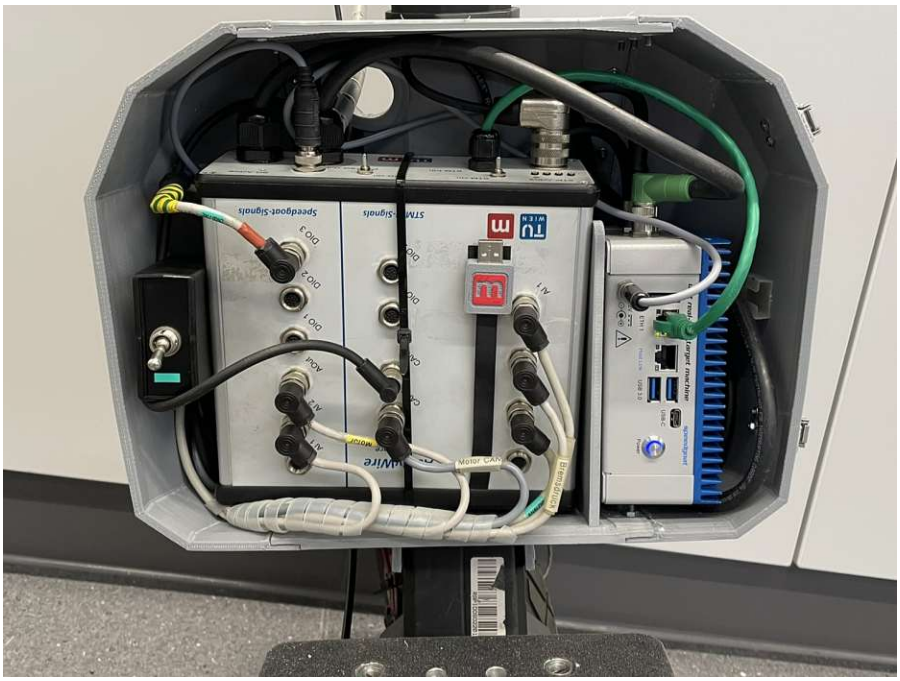


Abbildung 3.9: Rechen- und Steuereinheit des FAS: Act-by-Wire Terminalbox (links) und Speedgoat Real Time Computer (rechts)

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

4 Spezifikation der Anforderungen aus dem modellierten Bremsvorgang

Im Sinne des modellbasierten Systems Engineerings werden sprachlich formulierte Anforderungen in Modellform überführt. Der wesentliche Vorteil dieser Abstraktion liegt in der Eindeutigkeit: Modelle lassen keinen Interpretationsspielraum zu und sind somit für alle Beteiligten unmissverständlich. Somit dienen die Modelle als Systemabbildung, welches häufig verschiedenen Projektbeteiligten vorgelegt wird. Da in diesem Fall keine Schnittstelle zu anderen Personen oder Organisationen gegeben ist, wird die Modellierung der Systemeigenschaften im folgenden Kapitel genutzt um die physikalischen Grundlagen der stationären Bremsung und den Einfluss verschiedener Größen näher zu betrachten. Die Ermittlung bzw. Schätzung dieser Eingangsgrößen ist eine wesentliche Funktion des intelligenten Bremsassistenzsystems. Wie akkurat die Größen für eine sichere und dennoch performante Bremsung bekannt sein müssen, ist Bestand der folgenden Analysen.

4.1 Bewegungsgleichung der longitudinalen Bremsung

Wie bereits in den Arbeiten von Klinger [6], Klinger et al. [12] und Cavosi [8] gezeigt wurde, eignet sich der von Cossalter et al. [10] gewählte Modellansatz hinreichend gut zur Beschreibung des stationären Bremsvorgangs. Dieser basiert auf der Annahme einer geradlinigen, konstanten Verzögerung auf einer vollkommen ebenen Fahrbahn. Daraus ergibt sich ein ebenes Problem, bei dem keine Querbeschleunigungen oder Seitenkräfte berücksichtigt werden müssen.

Im vereinfachten Modell treten in den Reifenkontaktpunkten jeweils zwei Kräfte auf: die Normalkraft N_i, die senkrecht zur Fahrbahn wirkt, sowie die Umfangskraft S_i, welche entlang der Fahrtrichtung wirkt und sich aus dem anliegenden Bremsmoment ergibt. Der Drehimpuls der Räder wird hierbei vernachlässigt.

Im Gegensatz zu den zuvor genannten Arbeiten wird in der vorliegenden Modellierung zusätzlich die Fahrwiderstandskraft S_{rw} berücksichtigt. Diese umfasst vor allem das (geringe) Schleppmoment des Elektromotors sowie die Rollwiderstände der Reifen. Aufgrund der geringen Fahrzeuggeschwindigkeit kann der Luftwiderstand als vernachlässigbar angesehen werden. Somit darf angenommen werden, dass die resultierende Widerstandskraft näherungsweise in der Reifenkontaktebene liegt.

Das System aus Fahrer und Scooter wird als ein starrer Körper betrachtet. Der Gesamtschwerpunkt ergibt sich aus der Massenverteilung beider Komponenten. Seine Lage

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

wird durch die horizontalen Abstände a ausgehend vom vorderen Aufstandspunkt und b ausgehend vom hinteren Aufstandspunkt sowie durch die vertikale Höhe h definiert, siehe Abbildung 4.1.

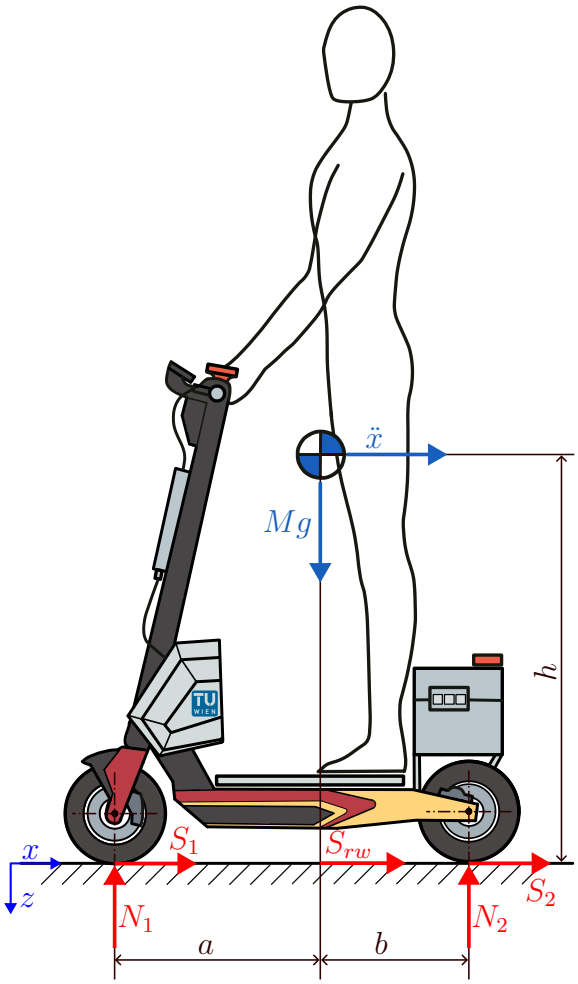


Abbildung 4.1: Modell der stationären Bremsung mit dem E-Scooter

Unter Berücksichtigung der Annahmen ergeben sich folgende Bewegungsgleichungen für das System:

$$\begin{aligned} M\ddot{x} &= S_1 + S_2 + S_{\mathrm{rw}} \\ 0 &= -N_1 - N_2 + Mg \\ 0 &= -N_1 a + N_2 b + (S_1 + S_2 + S_{\mathrm{rw}})h \end{aligned} \tag{4.1}$$

Die ersten beiden Gleichungen stellen die Anwendung des Schwerpunktsatzes in horizontaler (x) und vertikaler (z) Richtung dar. Die dritte Gleichung beschreibt den Drallsatz um den Gesamtschwerpunkt des Systems.

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

Daraus ergeben sich die Normalkräfte unter Einfluss der dynamischen Lastverschiebung:

$$\begin{aligned} N_1 &= M\frac{gb + \ddot{x}h}{a+b} \\ N_2 &= M\frac{ga - \ddot{x}h}{a+b} \end{aligned} \tag{4.2}$$

Daraus können zwei Grenzzustände für die Verzögerung abgeleitet werden. Der erste kritische Zustand tritt ein, wenn aufgrund der Lastverlagerung das Hinterrad abhebt, was der Fall ist, sobald die Normalkraftkomponente am Hinterrad verschwindet ($N_2 = 0$):

$$\ddot{x}_{\text{kippen}} = g\frac{a}{h} \tag{4.3}$$

Gleichung 4.3 zeigt, dass die maximal zulässige Verzögerung allein von der Lage des Schwerpunkts abhängt. Daraus folgt, dass zur Vermeidung eines Überschlags der Schwerpunkt des Gesamtsystems möglichst weit nach hinten und gleichzeitig nach unten verlagert werden sollte. Dies kann beispielsweise durch eine geeignete Körperhaltung des Fahrers erreicht werden.

Der zweite Grenzzustand folgt aus der Modellannahme, dass die Räder beim Überschreiten des maximalen Kraftschlusses zu blockieren beginnen. Dies soll laut den Systemanforderungen vermieden werden. Überschreitet das Verhältnis von Umfangskraft zur Normalkraft den maximalen Kraftschluss $\mu_{\text{r,max}}$ im Reifenlatsch, tritt somit dieser Grenzfall ein:

$$\mu_i = \frac{S_i}{N_i} < \mu_{\text{r,max}} \tag{4.4}$$

Damit stehen die erforderlichen Gleichungen zur Verfügung, um in den folgenden Abschnitten die Auswirkungen unterschiedlicher Standpositionen, Fahrermassen und Bremskraftverteilungen analysieren zu können.

4.2 Einfluss der Bremskraftverteilung bei unterschiedlicher Fahrbahnnässe

Eine korrekte Verteilung der Bremskräfte ist entscheidend für eine sichere Verzögerung und stellt somit eine zentrale Aufgabe des Bremsassistenzsystems dar. Cossalter et al. [10] bezeichnen jene Verteilung als ideal, bei der das Kraftschlusspotential an Vorder- und Hinterreifen equivalent genutzt wird. Dies ist dann der Fall, wenn das Verhältnis von Umfangskraft zu Normalkraft an beiden Rädern ident ist:

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

$$\mu_i = \frac{S_1}{N_1} = \frac{S_2}{N_2} \tag{4.5}$$

Setzt man diese Bedingung in die zuvor hergeleiteten Bewegungsgleichungen ein, lassen sich zu jeder gewünschten Verzögerung die zugehörigen idealen Umfangskräfte an Vorder- und Hinterrad sowie die ideale Bremskraftverteilung ρ_{ideal} berechnen:

$$\begin{aligned} S_{1,\text{ideal}} &= M\frac{gb + \ddot{x}h}{a+b} \cdot \frac{\ddot{x} - \ddot{x}_{\text{rw}}}{g} \\ S_{2,\text{ideal}} &= M\frac{ga - \ddot{x}h}{a+b} \cdot \frac{\ddot{x} - \ddot{x}_{\text{rw}}}{g} \\ \rho_{\text{ideal}} &= \frac{S_{2,\text{ideal}}}{S_{1,\text{ideal}} + S_{2,\text{ideal}}} = \frac{a - \frac{\ddot{x}}{g}h}{a+b} \end{aligned} \tag{4.6}$$

Dabei entspricht $\ddot{x}_{\text{rw}}$ jener Verzögerung, die aus der Rollwiderstandskraft S_{rw} folgt. Für die anschließenden theoretischen Betrachtungen wurde $\ddot{x}_{\text{rw}} = 0.3\,\text{m/s}^2$ definiert, was durchaus den im Fahrversuch gemessenen Werten entspricht. Aus den Gleichungen ist ersichtlich, dass die idealen Umfangskräfte vom Gesamtgewicht, Schwerpunktslage und der angestrebten Verzögerung abhängen. Der erste Term jeder Gleichung beschreibt dabei die auf das jeweilige Rad wirkende Normalkraft, der zweite Term den verzögerungsbedingt nötigen Kraftschluss, da gemäß (4.5) gilt: $S_i = N_i\mu_i$.

Abbildung 4.2 verdeutlicht nochmals den Verlauf der Umfangskräfte bei unterschiedlichen Bremskraftverteilungen. Diese und alle folgenden Darstellungen basieren auf den Parametern des entwickelten Mess-Scooters (vgl. Tabelle A.1). Weiters wird ein Fahrer mit einer Masse von $m_{\text{Fahrer}} = 93\,\text{kg}$ auf mittlerer Standposition (vgl. Abschnitt 5.2) vorausgesetzt. Diese Masse dient ebenfalls in allen weiteren Betrachtungen als die Referenzmasse m_{ref}. Die farbigen Linien markieren jeweils die Grenze, an dem bei gegebener Fahrbahnbedingung (eisig, nass, trocken) entweder der Hinterreifen (fallende Geraden) oder der Vorderreifen (steigende Geraden) zu blockieren beginnt. Der Schnittpunkt dieser Linien kennzeichnet den Fall an dem beide Räder die Blockiergrenze erreichen. Die graue Linie begrenzt den Bereich ab dem Fahrer bzw. Fahrerin und Fahrzeug aufgrund der starken Verzögerung nach vorne hin überkippen würden. Die ideale Bremskraftverteilung wird durch die schwarze Kurve dargestellt. Dabei ist ersichtlich, dass ab einer gewissen Verzögerung (hier bei etwa $2.4\,\text{m/s}^2$) mit weiter steigender Verzögerung der Anteil der Bremskraft am Hinterrad verringert werden muss, sodass die gleichmäßige Auslastung des vorderen und hinteren Kraftschlusses gegeben ist.

Die Darstellung macht ein häufig auftretendes Phänomen deutlich: Aus Sorge vor einem Überschlag neigen insbesondere ungeübte Fahrer und Fahrerinnen dazu, hauptsächlich mit der Hinterradbremse zu verzögern. Daraus folgt recht bald ein Blockieren des Hinterrades. Eine naheliegende Lösung könnte eine feste Bremskraftverteilung mit hoher Gewichtung der Vorderradbremse oder gar der Verzicht auf eine Hinterradbremse sein. Während dies bei trockener Fahrbahn eine tatsächliche Alternative darstellt, zeigt sich

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

bei nasser Fahrbahn ($\mu = 0.3$) ein deutliches Defizit der maximal möglichen Verzögerung. Diese reduziert sich durch die Sättigung der vorderen Umfangskraft bei reiner Vorderadbremsung um $\Delta\ddot{x} = 0.85\,\mathrm{m/s^2}$ im Vergleich zur idealen Bremsung.

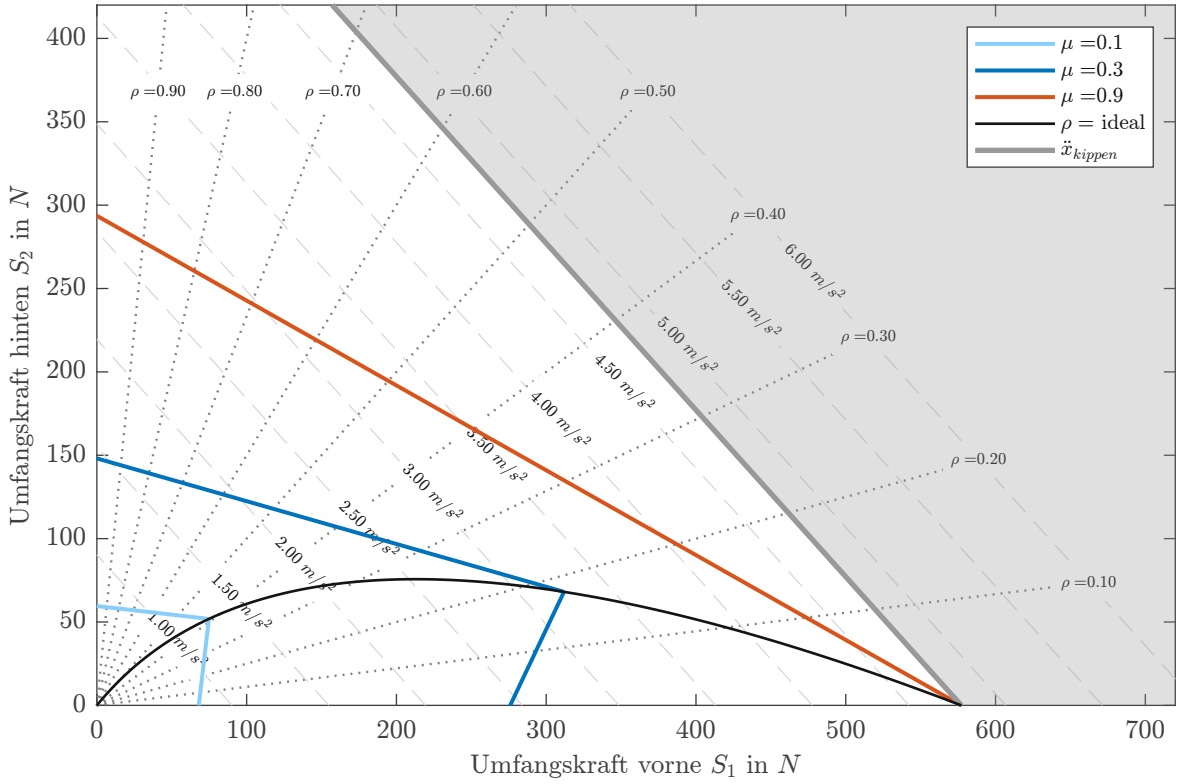


Abbildung 4.2: Vergleich von unterschiedlichen Bremskraftverteilungen mit der idealen Bremskraftverteilung

Im Sinne einer optimalen Bremskraftverteilung soll das System in der Lage sein, den Verlauf der idealen Bremskraftverteilung stufenlos einstellen zu können. Dafür muss es bei hohen Verzögerungen und den daraus folgenden hohen Umfangskräften in der Lage sein, die Bremskraft am Hinterrad für immer höhere Verzögerungen zu verringern. Bei vielen anderen Bremskraftverteilungssystemen ist dies konstruktionsbedingt nicht möglich, da die Bremskräfte von Vorder- und Hinterradbremse gekoppelt sind und bei steigendem Verzögerungsbedarf somit auch die Bremskraft am Hinterrad weiter ansteigt. Diese Einschränkung wird durch das Brake-by-Wire-System mit zwei mechanisch unabhängigen Bremsen aufgehoben.

Wird die ideale Bremskraftverteilung bestmöglich eingehalten, so genügt es, das Kraftschlusspotential der Fahrbahn durch Festlegung einer maximal zulässigen Verzögerung zu berücksichtigen. Die im E-Scooter verbaute Sensorik muss daher in der Lage sein, Änderungen der Fahrbahnbeschaffenheit zu detektieren woraufhin die softwareseitig implementierten Funktionen die maximal zulässige Verzögerung anpassen.

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

4.3 Einfluss der Schwerpunktlage

Der Gesamtschwerpunkt des Systems aus E-Scooter und Fahrer ergibt sich aus der Kombination der Einzelschwerpunkte beider Körper. Er kann mithilfe des Teileschwerpunktsatzes bestimmt werden:

$$\begin{aligned} a &= \frac{m_{\mathrm{Sc}} a_{\mathrm{Sc}} + m_{\mathrm{Fa}} a_{\mathrm{Fa}}}{m_{\mathrm{Sc}} + m_{\mathrm{Fa}}} \\ h &= \frac{m_{\mathrm{Sc}} h_{\mathrm{Sc}} + m_{\mathrm{Fa}} h_{\mathrm{Fa}}}{m_{\mathrm{Sc}} + m_{\mathrm{Fa}}} \end{aligned} \tag{4.7}$$

Die Schwerpunktlage des Scooters wurde empirisch ermittelt und ist in Tabelle A.1 angeführt.

4.3.1 Modellierung des Fahrerkörpers

Wie in Abschnitt 3.2 beschrieben, kann mit dem am E-Scooter verbauten Trittbrett die Standposition und Fahrermasse bestimmt werden. Es stellt die einzige Sensorik am E-Scooter dar, die Auskunft über die Fahrerstatur gibt. Während die Fahrermasse und die Standposition die horizontale Schwerpunktslage genau bestimmen, gibt keine der beiden Messgrößen direkt Auskunft über die Schwerpunktshöhe. Das Ziel besteht nun darin, einen statistischen Zusammenhang zwischen der Fahrermasse und der Schwerpunktshöhe zu ermitteln. Dafür wurden Daten aus der Arbeit von Hanavan [46] herangezogen. In dieser Studie wurde der menschliche Körper in geometrisch idealisierte Segmente unterteilt und für jedes Segment Masse- sowie Trägheitseigenschaften bestimmt. Grundlage hierfür waren anthropometrische Vermessungen von Piloten der US Air Force. Die von Hanavan ermittelten Parameter wurden in Form von Perzentilen (5%, 50%, 75% und 95%) angegeben. Für die vorliegende Arbeit wurde die Schwerpunktshöhe der unterschiedlichen Perzentilen im aufrechten Stand ermittelt. Der Verlauf der Schwerpunktshöhe über der Körpermasse kann durch folgenden linearen Zusammenhang angenähert werden:

$$CG_{\mathrm{z,Fahrer}} = 0.0039\,\mathrm{kg/m} \cdot m_{\mathrm{Fa}} + 0.6688\,\mathrm{m}. \tag{4.8}$$

Die Höhe $CG_{\mathrm{z,Fahrer}}$ entspricht dabei der Distanz vom Trittbrett bis zum Fahrerschwerpunkt. Für die Betrachtung des Gesamtsystems muss die Höhe des Trittbretts gemäß Tabelle 5.3 berücksichtigt werden. In Abbildung 4.3 ist der Verlauf der Schwerpunktshöhe des Fahrers sowie der Gesamtschwerpunktshöhe h über der Fahrermasse dargestellt. Abschließend ist anzumerken, dass die Ermittlung des Schwerpunkts auf diese Weise wiederum Modellannahmen unterliegt. Zum einen wurde eine aufrechte Standposition mit durchgestreckten Beinen angenommen, zum anderen ist nicht bekannt, wie gut sich

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

der Körperbau der in der Hanavan-Studie betrachteten Kampfpiloten mit dem der Allgemeinbevölkerung deckt. Weiters werden dabei auch zusätzliche Lasten wie zum Beispiel Rucksäcke nicht berücksichtigt.

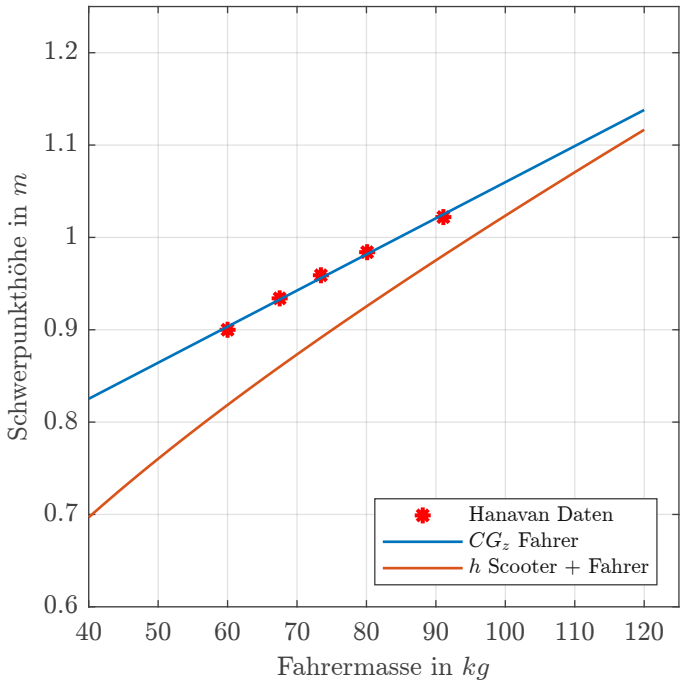


Abbildung 4.3: Schwerpunktshöhe des Fahrers in Abhängigkeit der Körpermasse

4.3.2 Einfluss der Fahrermasse

In Anbetracht einer Änderung der Fahrermasse stellen sich zwei zentrale Fragen:

- **Fahrdynamisch:** Welche Auswirkungen hat eine Änderung der Fahrermasse bei gleichbleibender Verzögerung auf die Umfangskräfte sowie auf deren ideale Verteilung?
- **Systemtechnisch:** Wie exakt muss die tatsächliche Fahrermasse bestimmt werden, damit die daraus abgeleiteten Bremskräfte sowohl die gewünschte Verzögerung erzeugen als auch die ideale Bremskraftverteilung hinreichend genau annähern?

In Bezug auf Gleichung 4.6 wird ersichtlich, dass die Fahrermasse bei konstanter Verzögerung die Umfangskräfte an Vorder- und Hinterrad direkt skaliert. In Zusammenhang mit der Schwerpunktshöhe ergibt sich zudem, dass mit zunehmender Fahrermasse auch eine Erhöhung des Gesamtschwerpunkts erfolgt. Deckt sich die Standposition des Fahrers nicht exakt mit dem Scooterschwerpunkt, verschiebt sich durch die Masseänderung auch die horizontale Lage des Schwerpunktes. Beispielsweise führt eine Erhöhung der Fahrermasse um 10 kg bei einer Referenzmasse von $m_{ref} = 93\,\text{kg}$ zu einer Zunahme

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

der gesamten Umfangskräfte um etwa 11%. Dies resultiert aus der Skalierung der Umfangskräfte durch die Fahrermasse bei gleichbleibender Verzögerung. Wird zusätzlich angenommen, dass sich die Standposition des Fahrers exakt mit der Lage des Scooterschwerpunkts deckt, resultiert lediglich eine Erhöhung der Schwerpunktshöhe um rund 5%. Diese verstärkt wiederum die dynamische Lastverlagerung auf das Vorderrad und beeinflusst dadurch die ideale Bremskraftverteilung.

Zusammengefasst wirkt sich eine Masseänderung stärker auf die Summe der erforderlichen Bremskräfte aus als auf deren optimalen Verteilung. Ausgeklammert bleibt hierbei die Tatsache, dass ein schwererer Fahrer bei beliebiger Standposition naturgemäß einen größeren Einfluss auf die horizontale Gesamtschwerpunktslage besitzt als ein leichterer Fahrer. Die Rolle der Standposition wird im anschließenden Abschnitt 4.3.3 näher betrachtet.

Die Diagramme in Abbildung 4.4 veranschaulichen die zuvor diskutierten Effekte. Das linke Diagramm zeigt den Einfluss der Fahrermasse auf die Bremskräfte und deren idealen Verteilung in schwarz. Prinzipiell hat die Fahrermasse gemäß (4.6) keinen Einfluss auf die ideale Bremskraftverteilung ρ_{ideal}. Da sich jedoch durch eine Änderung der Fahrermasse auch die Gesamtschwerpunktslage ändert (siehe (4.7) und (4.8)), verändert sich entsprechend auch die ideale Bremskraftverteilung. Zusätzlich sind in blau die Auswirkungen auf die Blockiergrenzen bei nasser Fahrbahn dargestellt. Die grau gestrichelten Linien kennzeichnen die in dieser Arbeit definierte maximal zulässige Verzögerung zur Vermeidung eines Überschlags $\ddot{x}_{\text{lim,kippen}}$, festgelegt auf 80% der tatsächlichen Überschlagsverzögerung. Der Grund für die konservative Wahl der Grenzverzögerung ist, dass es in der Praxis bei hohen Verzögerungen kaum möglich ist, den Körper exakt aufrecht und in derselben Position zu halten. Dadurch hebt das Hinterrad meist bereits vor Erreichen der theoretisch maximalen Verzögerung ab. Um dennoch aus einem Großteil der Fahrten valide Messdaten zu erhalten, wurde eine entsprechend vorsichtige Annahme der Grenzverzögerung getroffen.

Es zeigt sich, dass ein Toleranzbereich von $\pm 10\,\text{kg}$ bei der Ermittlung der tatsächlichen Fahrermasse akzeptabel ist. Die Auswirkungen auf die Bremskraftverteilung sowie auf die Grenzverzögerungen bleiben innerhalb des $\pm 10\,\text{kg}$-Bereichs gering. Dass jedoch die Berücksichtigung der Fahrermasse in Bezug auf die ideale Bremskraftverteilung keineswegs vernachlässigt werden darf, zeigen die strichpunktierten Linien des Diagramms, welche eine Abweichung von $\pm 50\,\text{kg}$ darstellen.

Das rechte Diagramm in Abbildung 4.4 zeigt den zeitlichen Verlauf von Geschwindigkeit und Bremsweg für Bremsungen mit unterschiedlicher Fahrermasse, jedoch konstanter Umfangskraft. Diese wurde für eine Verzögerung von $3.8\,\text{m/s}^2$ auf die Masse des Referenzfahrers abgestimmt. Zusätzlich wurde ein Rollwiderstand berücksichtigt, welcher eine konstante Verzögerung von $\ddot{x}_{\text{rw}} = 0.3\,\text{m/s}^2$ bewirkt. Die vertikale Linie im Diagramm markiert die Position eines fiktiven Hindernisses, vor dem der Referenzfahrer gerade noch rechtzeitig zum Stillstand kommt. Ein um $\pm 10\,\text{kg}$ schwererer Fahrer benötigt in diesem Fall etwa 45 cm zusätzlichen Bremsweg, weist jedoch an dieser Stelle nur noch eine geringe Restgeschwindigkeit von etwa $1.6\,\text{km/h}$ auf, was als tolerierbar

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

eingestuft wird. Im Gegensatz dazu benötigt ein um ±50 kg schwererer Fahrer einen um rund 2.3 m längeren Bremsweg und würde das Hindernis noch mit einer Geschwindigkeit von etwa 6.5 km/h erreichen.

Damit scheint ein Toleranzbereich von maximal ±10 kg um die tatsächliche Masse als angemessen. Durch die Genauigkeit des am E-Scooter integrierten, kraftmessenden Trittbretts soll sichergestellt werden, dass dieser Toleranzbereich unter den gegebenen Fahrbedingungen eingehalten werden kann.

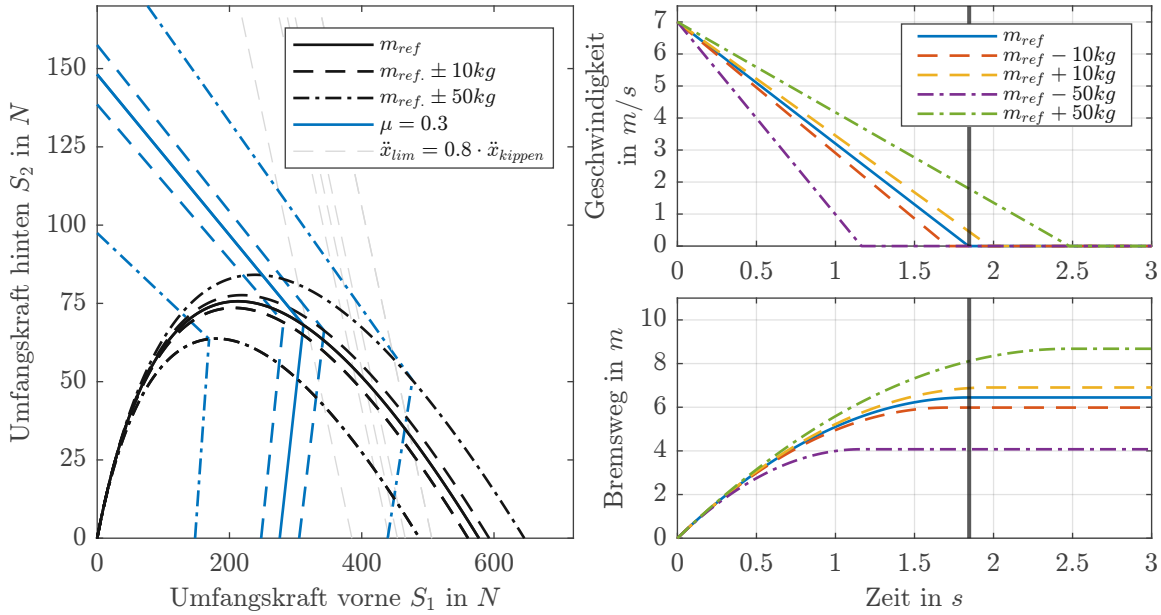


Abbildung 4.4: Links: Einfluss der Fahrermasse auf die ideale Bremskraftverteilung Rechts: Einfluss der Masseänderung auf Geschwindigkeitsverlauf und Bremsweg bei konstanter Umfangskraft.

4.3.3 Einfluss der Standposition

Wie bereits in der Literaturrecherche erwähnt, betonen zahlreiche Forschungsarbeiten zum Thema Bremsen mit E-Scootern die Bedeutung einer korrekten Standposition und Körperhaltung während der Verzögerung. Mit dem Anspruch, ein ganzheitliches Fahrerassistenzsystem zu entwickeln, soll das Bremsassistenzsystem an diese Empfehlungen anknüpfen und Fahrerinnen sowie Fahrer frühzeitig auf eine optimale Standposition hinweisen. Wo sich diese optimale Position befindet und ob sie durch unterschiedliche Fahrbedingungen beeinflusst wird, soll im Rahmen der folgenden Analyse ermittelt werden. In Bezug auf die Messtechnik stellt sich dabei insbesondere die Frage, mit welcher Genauigkeit die Schwerpunktslage bestimmt werden muss. Ziel ist es, analog zum vorangegangenen Abschnitt, einen Toleranzbereich zu definieren, innerhalb dessen die gemessene Position des Schwerpunkts vom tatsächlichen Wert abweichen darf.

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

Im Gegensatz zur Änderung der Fahrermasse hat eine Veränderung der Standposition keinen Einfluss auf die absolute Verzögerung. Allerdings verändern sich damit die Hebellängen a und b, wodurch wiederum die Aufstandskräfte auf Vorder- und Hinterrad beeinflusst werden. In Bezug auf Gleichung (4.6) müssen daher auch die Umfangskräfte entsprechend neu verteilt werden, um eine gleichmäßige Ausnutzung des verfügbaren Kraftschlusses sicherzustellen. Darüber hinaus zeigt Gleichung 4.3, wie sich die Standposition auf die kritische Verzögerung auswirkt, bei der ein Überschlag droht.

Abbildung 4.5 veranschaulicht die Auswirkungen unterschiedlicher Standpositionen für den Referenzfahrer. Hierzu wurden drei typische Positionen definiert, die auch im Fahrversuch durch den Testfahrer eingenommen wurden. Bei dem E-Scooter mit einem Radstand von 86 cm ergibt sich für die vordere Standposition ein Schwerpunktsabstand von $a = 41.3\,\mathrm{cm}$, für die mittlere Position $a = 48.1\,\mathrm{cm}$ und für die hintere Position $a = 54.4\,\mathrm{cm}$. Die in der Abbildung dargestellten Linien zeigen die idealen Bremskraftverteilungen (schwarz), die durch Blockieren der Reifen gesetzten Grenzen der Umfangskräfte (blau) sowie die maximal zulässige Verzögerung zur Vermeidung eines Überschlags (grau). Die unterschiedlichen Standpositionen werden dabei durch verschiedene Linienstile visualisiert.

Auf den ersten Blick stechen sowohl die deutlich unterschiedlichen Verläufe der idealen Bremskraftverteilungen als auch die jeweils abweichenden Grenzen der maximal zulässigen Verzögerungen ins Auge. So sinkt beispielsweise die zulässige Grenzverzögerung von der hinteren zur vorderen Standposition um etwa $1\,\mathrm{m/s^2}$. Im Hinblick auf die Blockiergrenzen bei rutschiger Fahrbahn fällt auf, dass bei idealer Bremskraftverteilung die eingenommene Standposition scheinbar keine Rolle spielt. Dennoch ist eine Empfehlung an die Fahrerinnen und Fahrer, bei nasser Fahrbahn eine mittige Standposition auf dem Trittbrett einzunehmen, sinnvoll. Insbesondere beim Ausfall der Sensorik im Trittbrett kann dies sicherheitsrelevant sein: Befindet sich die Person an der hinteren Position, während das System irrtümlich von der vorderen Standposition ausgeht, würde durch die unpassende Verteilungsfunktion bereits bei vergleichsweise geringen Verzögerungen das Vorderrad blockieren. Eine solche Situation gilt es unbedingt zu vermeiden. Nimmt der Fahrer oder die Fahrerin stattdessen zumindest eine mittlere Standposition ein, erhöht sich die zulässige Verzögerung gegen den Überschlag auf etwa $3\,\mathrm{m/s^2}$ und liegt damit nur unwesentlich unter der Grenze für den maximalen Kraftschluss bei vorderer Position – also jener, auf der das System fälschlicherweise abgestimmt war. Aufgrund des erheblichen Einflusses der Standposition auf Bremseigenschaften ist eine möglichst genaue Bestimmung der Fahrerposition unerlässlich. Idealerweise sollte die horizontale Schwerpunktslage mit einer Genauigkeit von wenigen Zentimetern bestimmt werden können; ein Toleranzbereich von $\pm 2\,\mathrm{cm}$ wird als Zielwert definiert. Dieser Bereich wurde auch in Abblindung 4.5 um die mittlere Standposition visualisiert. Bei trockenen Fahrbahnverhältnissen soll das Bremsassistenzsystem den Fahrer anweisen, sich weiter hinten auf dem Trittbrett zu positionieren. Um wie zuvor diskutiert bei nassen Verhältnissen die Auswirkungen einer möglichen Messunsicherheit gering zu halten sollte der Fahrer oder die Fahrerin vom Assistenzsystem aufgefordert werden sich in der Mitte des Scooters zu platzieren.

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

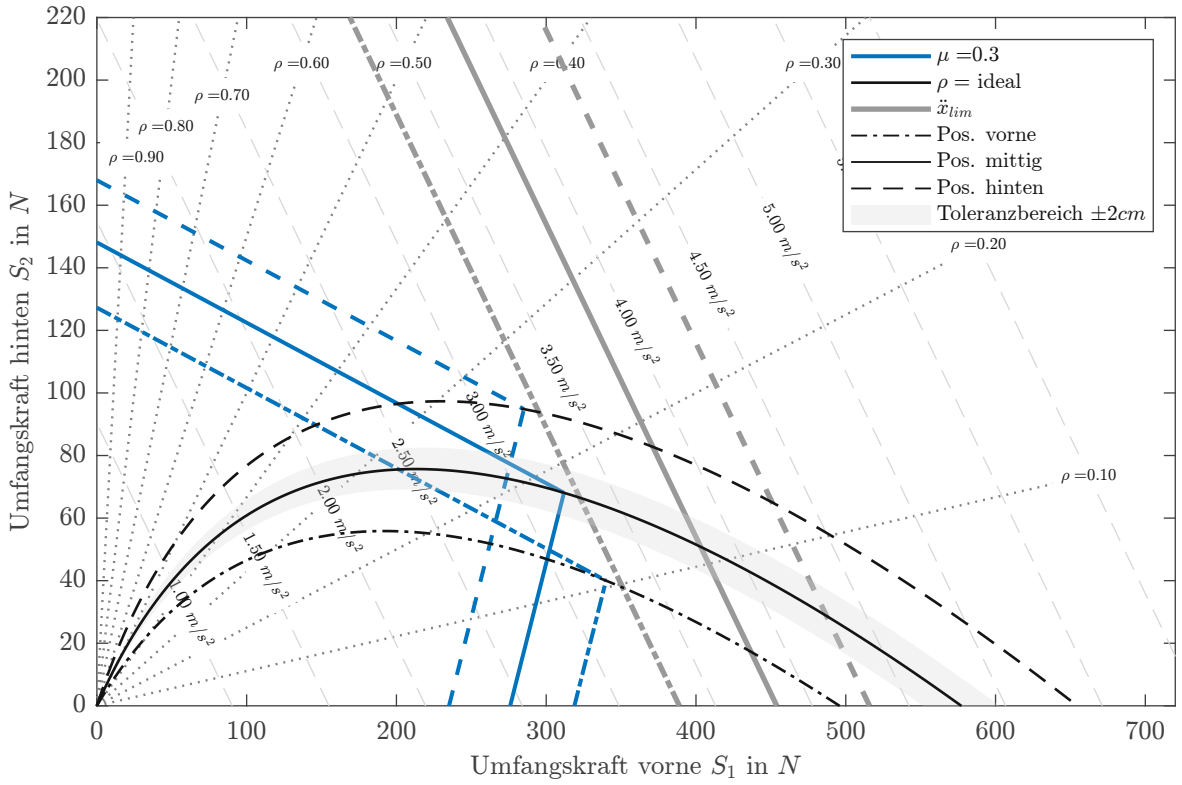


Abbildung 4.5: Modellierung des Einflusses der Standposition auf die ideale Bremskraftverteilung

4.4 Ableitung der Anforderungen und Aufgaben für die Systementwicklung

Zum Abschluss der Funktionsspezifikation werden im folgenden Abschnitt die zentralen Erkenntnisse aus den theoretischen Betrachtungen zusammengefasst und deren Bedeutung für die anschließende Funktionsentwicklung, -integration, -verifizierung und validierung diskutiert.

Wie in Kapitel 3 näher erläutert, besteht das gesamte Fahrerassistenzsystem aus drei Subsystemen. Aus funktioneller Sicht stellt das Subsystem *Bedienung* die vom Fahrer ausgehende Stellgröße in Form des Verzögerungswunsches bereit, welche eine zentrale Eingangsgröße für das Subsystem *Bremssystem* bildet. Die funktionelle Ebene des Bremssystems umfasst sämtliche Funktionen, die zur Bestimmung der relevanten Systemzustände erforderlich sind. Dazu zählen insbesondere die Ermittlung von Fahrermasse und Standposition, die Bewertung der Fahrbahnbeschaffenheit sowie die Bereitstellung der Bremskräfte. Das dritte Subsystem *Fahrerinformation und -warnung* baut funktional auf dem Bremssystem auf und bezieht seine Eingangsgrößen entsprechend aus dessen Ausgaben.

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

Die nachfolgende Beschreibung der Systementwicklung fokussiert sich somit auf die Aufgaben des Bremssystems. Aus den zuvor durchgeführten Analysen leiten sich dabei folgende konkrete Anforderungen and die Systementwicklung ab. Damit das System die Bremskraftverteilung fahrerindividuell anpassen kann, müssen sowohl die Standposition als auch die Fahrermasse innerhalb der zuvor definierten Toleranzbereiche erfasst werden können. Für die bereits integrierte Hardware des kraftmessenden Trittbretts wird hierzu eine Funktion entwickelt, welche beide Parameter zuverlässig ausgibt. Zur Sicherstellung der korrekten Funktion sind neben einer Kalibrierung der Trittbrettsensorik auch Verifizierungsmaßnahmen im Rahmen eines Fahrversuchs durchzuführen. Dabei wird untersucht, ob und unter welchen Fahrbedingungen die Einhaltung der geforderten Toleranzbereiche gewährleistet werden kann.

Während die Schwerpunktslage die Limits der maximalen Verzögerung bezüglich dem Überkippens setzt, gibt der Zustand der Fahrbahn den Betrag an übertragbarer Umfangskraft vor. Dieser Zustand soll durch die Signale der Nässesensoren geschätzt werden. Auf Basis der Rohsignale soll somit eine Messgröße gefunden werden, welche prinzipiell die Detektion von Fahrbahnnässe erlaubt.

Bezüglich der Sicherheit während der Verzögerung haben die vorangegangenen Betrachtungen gezeigt, dass eine ideale Bremskraftverteilung besonders erstrebenswert ist. Entsprechend hat die Fähigkeit des Bremssystems, diese Verteilung über den gesamten Verzögerungsbereich stufenlos einstellen zu können, oberste Priorität. Ausgehend davon wird im folgenden Kapitel ein Regelungssystem entwickelt, das sicherstellt, dass das Brake-by-Wire-System den dafür erforderlichen Bremsdruckverlauf zuverlässig und wiederholbar realisieren kann. Hierzu ist zunächst eine detaillierte Analyse des hydraulischen Bremssystems erforderlich, um eine geeignete Regelstrategie entwerfen zu können. Da der Zusammenhang zwischen Bremsdruck und Umfangskraft zu diesem Zeitpunkt noch unbekannt ist, wird dieser experimentell im Rahmen von Fahrversuchen ermittelt.

Abschließend sind die zuvor entwickelten Subfunktionen zu einer übergeordneten Bremsfunktion zusammenzuführen. Es ist zu verifizieren, ob das Bremssystem in der Lage ist, der idealen Bremskraftverteilungskurve über den gesamten Verzögerungsbereich kontinuierlich zu folgen. Die im Fahrzeug verbaute Sensorik liefert hierzu die erforderlichen Fahrzustandsdaten, auf deren Basis überprüft wird, ob die Bremskräfte optimal auf Vorder- und Hinterrad verteilt wurden. Die hierfür notwendigen Auswertemethoden werden im Rahmen der Systemtests erarbeitet.

Zum Abschluss dieser Arbeit wird der Sicherheitsgewinn durch das entwickelte Bremsassistenzsystem validiert. Im Fokus stehen dabei die im Rahmen der Funktionsspezifikation identifizierten und diskutierten Systemeigenschaften. Konkret werden im Fahrversuch folgende Aspekte untersucht: Der Nutzen der idealen Bremskraftverteilung und deren Einfluss auf die Fahrsicherheit, der Nutzen der Anpassung an die tatsächliche Fahrermasse und der Einfluss der Standposition auf die Fahrdynamik.

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

5 Systemintegration und -tests

In diesem Kapitel wird die Entwicklung und Integration wesentlicher Softwarefunktionen für Steuerungs-, Sensorik- und Aktorkomponenten im Detail beschrieben. Es werden die erforderlichen Schritte erläutert, um die einzelnen Hardwaremodule zu einem funktionsfähigen Gesamtsystem zusammenzuführen. Neben der Einbettung der entwickelten Funktionen in das Scooter-Assistenzsystem werden außerdem Funktionstests beschrieben, die sowohl die Eigenschaften des Systems demonstrieren als auch die Leistungsfähigkeit aufzeigen sollen.

5.1 Fahrbahnnässe

Der folgende Abschnitt befasst sich mit der Integration eines Nässesensors zur Erkennung der Fahrbahnbeschaffenheit. Während solche Sensoren in Pkw-Systemen bereits serienmäßig verwendet werden, ist ihre Nutzung auf E-Scootern eine technische Neuerung. Zum Zeitpunkt der ersten Versuche war eine zielführende Anwendbarkeit daher noch ungewiss. Ziel des Abschnitts ist es, die Nutzung dieser Sensoren zu untersuchen. Die ermittelten Informationen über den Fahrbahnzustand sollen einerseits zur Anpassung der Systemparameter im Fahrerassistenzsystem genutzt werden und andererseits über das Dashboard an die Fahrerin bzw. den Fahrer weitergegeben werden, um das Bewusstsein für potenziell rutschige Fahrbedingungen zu schärfen.

Konkret beeinflusst die Information über die Fahrbahnbeschaffenheit den im System hinterlegten Reibwert für den Kontakt zwischen Reifen und Fahrbahn. Andere Möglichkeiten zur Reibwertschätzung bieten sogenannte effektbasierte Verfahren, bei denen aus der Reaktion der Fahrzustände, insbesondere des Reifenschlupfs, Rückschlüsse auf den aktuellen Reibwert gezogen werden. Damit diese Verfahren zuverlässig funktionieren, muss jedoch eine hinreichend große Anregung vorliegen, sodass dessen Auswirkungen auf die Fahrzustände messbar werden. Einen Überblick über effektbasierte Verfahren bieten Acosta et al. [47]. Konkret bedeutet dies in der Anwendung, dass eine Mindestbeschleunigung oder -verzögerung überschritten werden muss, um eine aussagekräftige Schätzung des Reibwerts treffen zu können. Übertragen auf E-Scooter erscheint eine effektbasierte Schätzung des Reibwerts nicht zielführend. Aufgrund der geringen Antriebsleistung von E-Scootern ist die Anregung während der Beschleunigungsphasen zu gering. Zwar könnte der Reibwert bei Verzögerungen geschätzt werden, jedoch sollte dieser bereits vor dem Bremsvorgang bekannt sein, um einen Sicherheitsvorteil zu erzielen. Demgegenüber bieten ursachenbasierte Methoden den Vorteil, dass sie nahezu unabhängig vom Fahrzustand eine Schätzung der Fahrbahnbedingungen erlauben. Mit diesen Methoden wird nicht die Auswirkung einer nassen Fahrbahn auf die Fahrzustände gemessen, sondern die nasse Fahrbahn selbst detektiert und die Folgen für den Reibwert, etc. geschätzt.

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

Die Anwendung von Nässesensoren im Bereich der Mikromobilität stellt dabei eine Neuheit dar. Im Rahmen eines ersten Fahrversuchs sollten daher generelle Eigenschaften des Sensorsignals mithilfe grundlegender Methoden der digitalen Signalverarbeitung analysiert werden. Abschließend sollen erste Schlüsse in Hinblick auf die Implementierung einer Online-Auswertungsmethode gezogen werden. Eine finale Implementierung und Verifizierung der Funktion ist jedoch nicht Bestandteil dieser Arbeit. Diese müsste im Zuge von weiteren Fahrversuchen auf nassem Untergrund erfolgen, welche im Anschluss an diese Arbeit geplant sind.

Abbildung 5.1: Anordnung der Nässesensoren bei einem Fahrversuch auf nassem Asphalt

Im Zuge einer Testkampagne auf dem ungarischen Fahrtestzentrum *ZalaZone*[1] konnten auf der bewässerbaren Bremsplattform optimale Testbedingungen vorgefunden werden um die Nässesensoren neben dem Scooter auch auf einem Motorrad auszutesten [48]. Mithilfe der Scooter-Messdaten aus dieser Testreihe sollen zusammengefasst folgende Fragestellungen addressiert werden:

- Wie kann das Rohsignal durch einfache digitale Signalverarbeitung in eine aussagekräftige Größe zur Erkennung der Fahrbahnnässe überführt werden?
- Kann mithilfe der Rohsignale und der Signalverarbeitung die Fahrbahnnässe zuverlässig detektiert werden?
- Ist die Montageposition vor dem Vorderrad oder Hinterrad zu bevorzugen?
- Wie bildet sich die Fahrgeschwindigkeit im Signal ab?
- Lassen sich unterschiedliche Fahrbahnoberflächen anhand des Sensorsignals voneinander unterscheiden?

[1] https://avlzalazone.com/testing-and-track/braking-platform/

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

- Wie könnte die Implementierung der Online-Nässedetektion im Bremsassistenzsystem aussehen?

Konkret wurden Fahrversuche bei unterschiedlichen Geschwindigkeiten auf verschiedenen Untergründen durchgeführt. Der Anlauf und das abschließende Ausrollen fand jedoch immer auf trockenem Asphalt statt. Jeder Testlauf folgte dabei der folgenden Abfolge:

1. Beschleunigung auf trockenem Asphalt
2. Fahrt mit konstanter Geschwindigkeit auf trockenem Asphalt
3. Übergang auf nasse Fahrbahn (Asphalt, Beton oder Kacheln) bei konstanter Geschwindigkeit
4. Ausrollen auf nasser Fahrbahn
5. Wenden auf nasser Fahrbahn
6. Beschleunigung auf nasser Fahrbahn
7. Fahrt mit konstanter Geschwindigkeit auf nasser Fahrbahn
8. Übergang zurück auf trockenen Asphalt bei konstanter Geschwindigkeit
9. Ausrollen auf trockener Fahrbahn

Die einzelnen Abschnitte eines Testlaufs sind in dieser Abfolge sind auch in den Zeitverläufen der Abbildung 5.2 und Abbildung 5.3 hervorgehoben.

5.1.1 Signalanalyse im Zeit- und Frequenzbereich

Analyse im Zeitbereich

Zunächst wird das ungefilterte, mittelwertbefreite Sensorsignal im Zeitbereich betrachtet. Dabei zeigt sich bereits im Rohsignal ein deutlicher Anstieg der Amplituden beim Übergang auf die nasse Fahrbahn. Auffällig ist zudem die erkennbare Geschwindigkeitsabhängigkeit auf nassem Untergrund sowie das Auftreten punktuell starker Ausschläge auch auf trockener Fahrbahn.

Die Geschwindigkeitsabhängigkeit lässt sich plausibel durch die höhere Menge an Wasser erklären, die bei steigender Raddrehzahl an die Sensoren geschleudert wird. Das vom Reifen aufgewirbelte Wasser ist in Abbildung 5.1 gut zu erkennen.

Die kurzzeitigen, hohen Peaks während Beschleunigungsphasen oder bei konstanter Geschwindigkeit auf trockener Fahrbahn entstehen vermutlich durch den Aufprall von Fahrbahnverschmutzungen wie kleinen Steinen auf den Sensor. Dies liefert ein erstes Indiz dafür, dass sich durch eine geeignete Charakterisierung des Sensorsignals nicht nur der

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

Nässezustand, sondern möglicherweise auch der Verschmutzungsgrad der Fahrbahn oder sogar Schotterabschnitte detektieren lassen.

Ein möglicher Ansatz, um aus dem Rohsignal eine Auswertegröße abzuleiten ist die Berechnung des laufenden Effektivwerts des oszillierenden Spannungssignals. Dies erfolgt durch die Bestimmung des Effektivwerts über ein gleitendes Fenster hinweg:

$$x_{RMS}(k) = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{j=k-N+1}^{k} x^2(j)} \tag{5.1}$$

Die Fensterlänge N beträgt 5000 Samples, was bei einer Abtastrate von 50 kHz einer Zeitspanne von 0.1 s entspricht. Das untere Diagramm in Abbildung 5.2 zeigt den Verlauf des quadratischen Mittelwerts während eines Fahrversuchs. Gut ersichtlich hebt sich der Effektivwert (RMS) auf nasser Fahrbahn deutlich von jenem auf trockener Fahrbahn ab. Wird der RMS-Wert auf trockener Fahrbahn geschwindigkeitsabhängig als Referenz definiert und mit dem aktuell gemessenen Wert verglichen, ergibt sich ein einfacher und robuster Ansatz zur Erkennung nasser Fahrbahnzustände. Allerdings schlagen auch die Spitzen durch aufprallende Schmutzpartikel im Effektivwertverlauf durch, was ohne weitere Signalverarbeitung zu falsch-positiven Nässedetektionen führen kann.

Da das Hinterrad in der Spurrinne des Vorderrads läuft, könnte es bei ausreichend hoher Geschwindigkeit passieren, dass das Hinterrad weniger stark benetzt wird und ein an dieser Stelle montierter Sensor weniger empfindlich reagiert. Um den Einfluss der Montageposition auf das Messergebnis zu untersuchen, wurden daher zwei Sensoren installiert: einer hinter dem Hinterrad und einer hinter dem Vorderrad. Während der hintere Sensor sehr bodennah angebracht ist, wurde der vordere Sensor angepasst an die Stirnseite des Scooterunterbaus montiert. Dadurch ergibt sich ein etwas größerer Abstand zum Vorderreifen und ein flacherer Montagewinkel des Sensors im Vergleich zum hinteren Sensor. Wie Abbildung 5.2 zeigt, lässt sich eine geringere Benetzung des Hinterreifens im Sensorsignal nicht erkennen. Vielmehr führt der geringere Abstand des hinteren Sensors zur Fahrbahn und zum Reifen sowie der steilere Anstellwinkel dazu, dass der Sensor sowohl auf nasser Fahrbahn als auch auf trockener Straße empfindlicher reagiert. Insbesondere im Trockenen treten beim Aufprall von Steinchen und Schmutzpartikeln meist größere Amplitudenspitzen auf als beim vorderen Sensor. Da sich grundsätzlich beide Positionen für die Nässedetektion eignen, ist aufgrund der kompakteren und geschützteren Montagemöglichkeit die vordere Position zu bevorzugen.

Analyse im Frequenzbereich

Da offensichtlich Fahrbahnnässe als auch aufprallende Partikel das Messsignal beeinflussen, stellt sich die Frage, ob sich die unterschiedlichen Anregungsarten auch in unterschiedlichen Frequenzbereichen des Signals widerspiegeln. Um das Sensorsignal dahingehend analysieren zu können, wird es zunächst mittels Fourier-Transformation in den

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

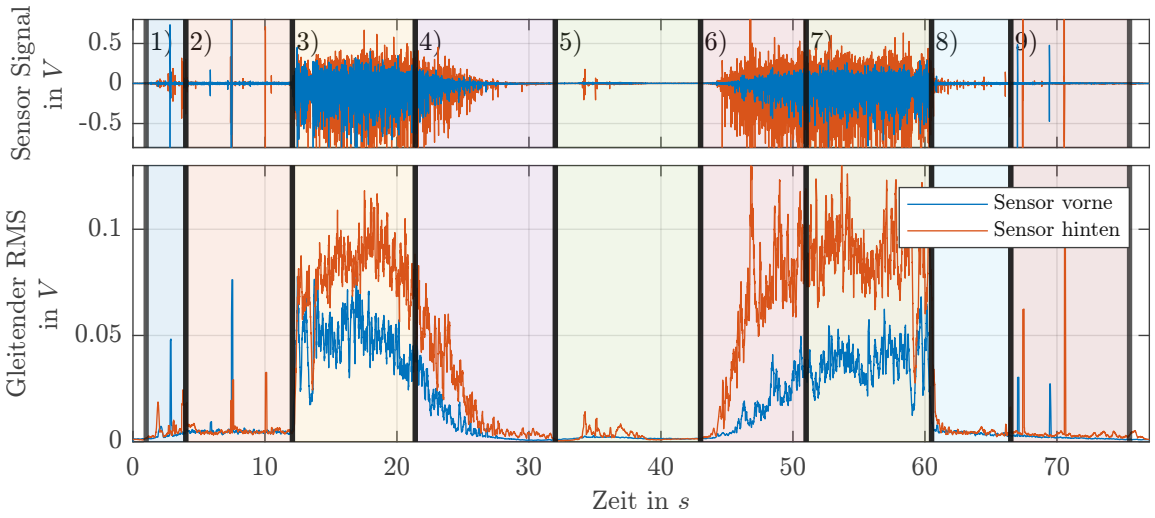


Abbildung 5.2: Sensorsignal und quadratischer Mittelwert im Zeitverlauf beim Fahrversuch auf trockenem und nassen Asphalt

Frequenzbereich überführt. Das Ergebnis der Fourier-Transformation wird im sogenannten Periodogramm in Form eines Leistungsdichtespektrums visualisiert.

Ein Nachteil des einfachen Periodogramms ist jedoch, dass seine Varianz mit steigender Anzahl an Datenpunkten nicht abnimmt, sondern lediglich die Frequenzauflösung verbessert wird (kein konsistenter Schätzer [49]). Um ein charakteristisches Frequenzspektrum über ein Zeitintervall hinweg zu erhalten, wird daher die Methode nach Welch angewendet. Dabei wird das gesamte Signal in M teils überlappende Abschnitte der Länge L unterteilt. Aus diesen Abschnitten werden jeweils Periodogramme berechnet und anschließend gemittelt [49]. Für ein einzelnes Fenster ergibt sich das Periodogramm zu:

$$\hat{S}x^{(i)}(\omega) = \frac{1}{L}\left|\sum_{k=1}^{L} w(k)x_i(k)e^{-j\omega k}\right|^2, \tag{5.2}$$

das gemittelte Periodogramm nach Welch folgt damit zu:

$$\hat{S}x(\omega) = \frac{1}{M}\sum_{i=1}^{M}\hat{S}_x^{(i)}(\omega). \tag{5.3}$$

Hierbei beschreibt $w(k)$ die verwendete Fensterfunktion, die das Signal innerhalb jedes Abschnitts gewichtet, um die spektrale Leckage (Frequency Leakage) zu reduzieren, die durch abrupte Signalenden an den Fensterrändern entsteht. In der vorliegenden Analyse kommt ein Hamming-Fenster zur Anwendung. Die Fenster sind 0.1 s lang, was bei einer Abtastrate von 50 kHz, $L = 5000$ Samples entspricht und zu einer Frequenzauflösung von 10 Hz führt. Die maximal darstellbare Frequenz ergibt sich aus der Nyquist-Frequenz, die

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

der Hälfte der Abtastfrequenz entspricht und somit bei 25 kHz liegt. Die Fenster überlappen sich jeweils um 30% (1500 Samples). Die Zeitabschnitte, die in der Frequenzanalyse betrachtet werden, sind im Zeitverlauf des Rohsignals in Abbildung 5.3 markiert. Das resultierende Leistungsdichtespektrum ermöglicht es, Unterschiede in der Frequenzzusammensetzung des Signals zu erkennen und auf verschiedene Anregungen wie Nässe, Schmutz oder Fahrbahnbeschaffenheit zurückzuführen. Daraus könnten Bandpassfilter entwickelt werden, deren Ausgänge spezifische Anregungen selektiv erfassen und somit die Detektion von Fahrbahnnässe und anderen Oberflächeneigenschaften verbessern.

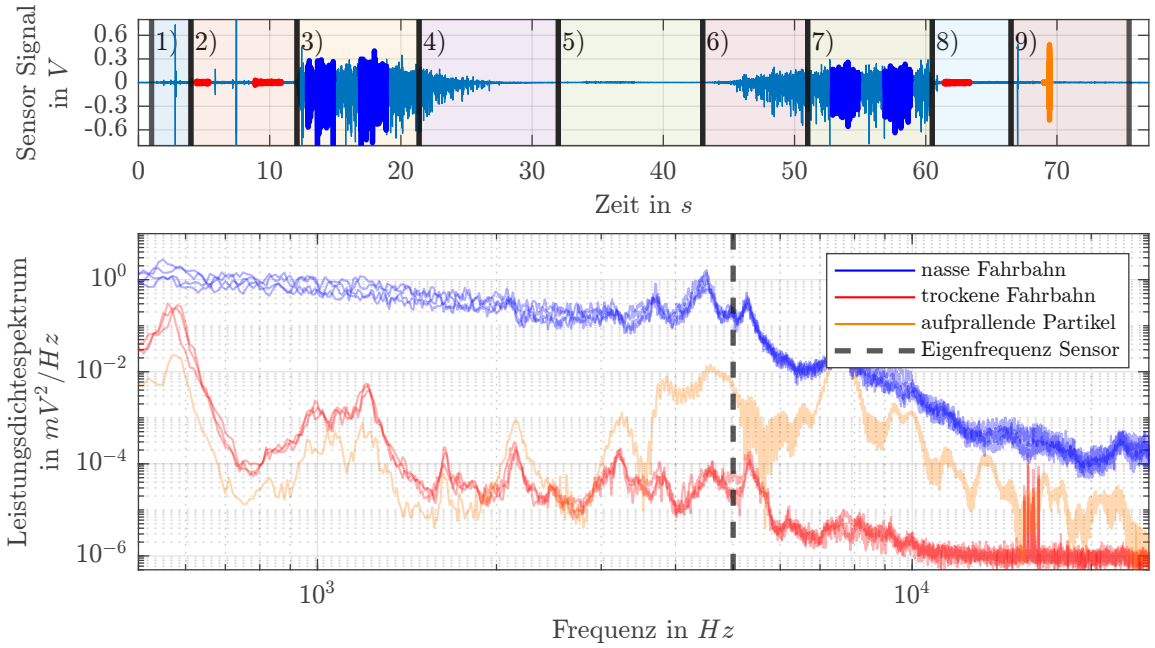


Abbildung 5.3: Spektren bei nasser und trockener Fahrbahn

Wie in Abbildung 5.3 ersichtlich, führt die Anregung durch auftreffende Wassertropfen zu einer Erhöhung der Leistungsdichte des Signals über den gesamten Frequenzbereich. Durch die Spitzen in den Spektren der nassen Fahrbahn zeigt sich auch der Bereich der Sensoreigenfrequenz bei 5 kHz. Eine Verstärkung höherer Frequenzen tritt auch bei der Anregung durch aufprallende Partikel auf. Dies lässt sich vor allem bei moderaten Impulsen beobachten, die sich durch geeignete Band- oder Tiefpassfilterung unterdrücken lassen, um falsch positive Nässe-Detektionen zu vermeiden. Bei starken Impulsen durch stärker aufprallende Partikel wird der Sensor jedoch über den gesamten Frequenzbereich angeregt.

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

5.1.2 Analyse des Sensorsignals bei unterschiedlicher Fahrgeschwindigkeit und auf verschiedenen Straßenbelägen

Einfluss der Fahrgeschwindigkeit

Folgend wird der Einfluss unterschiedlicher Fahrgeschwindigkeiten auf das Sensorsignal näher untersucht. Abbildung 5.4 zeigt den Zeitverlauf des Rohsignals und des gleitenden Effektivwerts sowie das Spektrum im Frequenzbereich bei Geschwindigkeiten von 10, 20 und 30 km/h. Dabei ist deutlich zu erkennen, dass sich die Energie des Rollgeräusches sowohl auf trockener als auch auf nasser Fahrbahn mit steigender Geschwindigkeit steigt. Insbesondere im Frequenzbereich zwischen etwa 1500 Hz und der Sensoreigenfrequenz zeigen die Leistungsdichtespektren auf trockener wie auch auf nasser Fahrbahn deutliche Unterschiede. Daher ist eine Bandpassfilterung in diesem Intervall sinnvoll, um eine robuste Auswertegröße zu ermitteln.

Wird keine Bandpassfilterung eingesetzt und die Fahrzeuggeschwindigkeit nicht berücksichtigt, kann der Effektivwert des Abrollgeräusches auf trockener Fahrbahn ab mittlerer Geschwindigkeit zeitweise den Effektivwert bei nasser Fahrbahn und niedriger Geschwindigkeit erreichen. Daher sollte neben der bereits mehrfach erwähnten Verwendung einer Bandpassfilterung zusätzlich die Fahrzeuggeschwindigkeit in einer Online-Auswertung miteinbezogen werden. Dies hätte zudem den Vorteil, dass, wie in [48] beschrieben, auf jedem Geschwindigkeitsniveau eine Schätzung der Wasserfilmhöhe ermöglicht werden könnte.

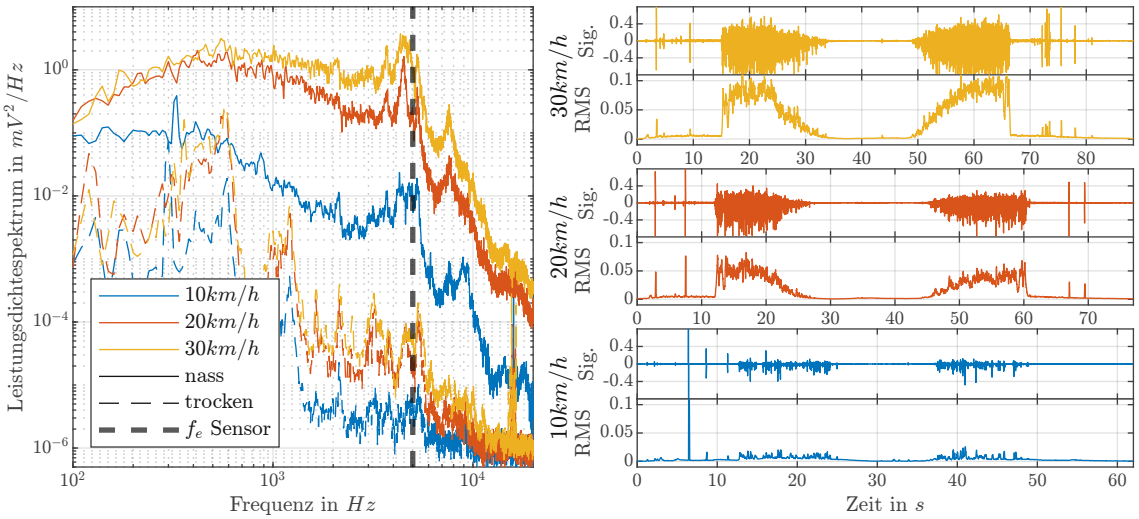


Abbildung 5.4: Rohsignal, gleitender RMS und Frequenzspektrum bei verschiedenen Geschwindigkeiten

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

Einfluss der Fahrbahnoberfläche

Neben dem Einfluss der Fahrzeuggeschwindigkeit wurde auch die Auswirkung des Fahrbahnuntergrunds auf das Sensorsignal untersucht. Hierfür wurden Fahrversuche bei einer konstanten Geschwindigkeit von 20 km/h auf den drei unterschiedlichen Fahrbahnbelägen Asphalt, geschliffener Beton und Kacheln durchgeführt. Die verwendeten Flächen unterscheiden sich durch ihre Rauigkeit und damit durch ihren Reibkoeffizienten. Im Rahmen dieser Versuchsreihe dienten die unterschiedlichen Beläge dazu, zu prüfen, ob die Rauigkeit einen Einfluss auf das Abrollgeräusch hat und sich somit im Messsignal zeigt. Während Asphalt den typischen Fahrbahnbelag auf den meisten Radwegen und Straßen darstellt, weist geschliffener Beton eine besonders glatte Oberfläche auf. Der Annahme nach sollte dadurch die Anregung der Reifen verringert und somit das Abrollgeräusch reduziert werden. Durch die Fugen sollte der gekachelte Belag eine Art Kopfsteinpflaster darstellen. Da die Prüfflächen während der Fahrversuche ausschließlich im nassen Zustand befahren werden konnten, stehen für die einzelnen Beläge keine Referenzsignale unter trockenen Bedingungen zur Verfügung. Lediglich das Signal des trockenen Asphalts der Anfahrtsstrecke kann als Referenz herangezogen werden.

Es sollte untersucht werden, ob die Messdaten der verschiedenen Fahrbahnbeläge ein charakteristisches Bild im Frequenzbereich ergeben, anhand dessen sich die Untergründe auch bei Nässe voneinander unterscheiden lassen. Wie in Abbildung 5.5 zu erkennen ist, unterscheiden sich die Spektren der verschiedenen Oberflächen tatsächlich, wenngleich sie in ihrer Grundform weitgehend übereinstimmen. Dies deutet darauf hin, dass Unterschiede weniger auf die Oberflächenbeschaffenheit selbst, sondern vielmehr auf die Höhe des Wasserfilms auf den jeweiligen Prüfflächen zurückzuführen sind. Diese Annahme wird durch einen Blick auf Abbildung 5.6 unterstützt: Obwohl keine exakten Informationen über den Wasserstand vorliegen, lässt sich vermuten, dass der Wasserfilm auf den Kacheln und dem Asphalt höher war als auf der Betonfläche. Um den Einfluss der Fahrbahnrauigkeit unabhängig von der Wasserhöhe bewerten zu können, müssten entsprechende Versuche bei trockenen Bedingungen als Referenz durchgeführt werden.

Die bisherigen Ergebnisse zeigen jedoch bereits deutlich, dass die Nässesensoren unterschiedliche Wasserfilmhöhen erkennen können. Diese Information könnte genutzt werden, um die Systemsteuerung des Bremsassistenzsystems noch präziser an die tatsächlichen Fahrbahnverhältnisse anzupassen.

5.1.3 Integration der Nässedetektionsfunktion im Assistenzsystem

Wie aus den Ergebnissen der Messkampagne hervorgeht, ist bereits mit vergleichsweise einfacher Signalverarbeitung eine zuverlässige Unterscheidung zwischen trockener und nasser Fahrbahn möglich. Hierfür sollte das Rohsignal der Sensoren in einem Frequenzbereich von etwa 1500 Hz bis ca. 3500 Hz bandpassgefiltert und anschließend der Effektivwert des gefilterten Signals laufend berechnet werden (siehe Abbildung 5.7). Die

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

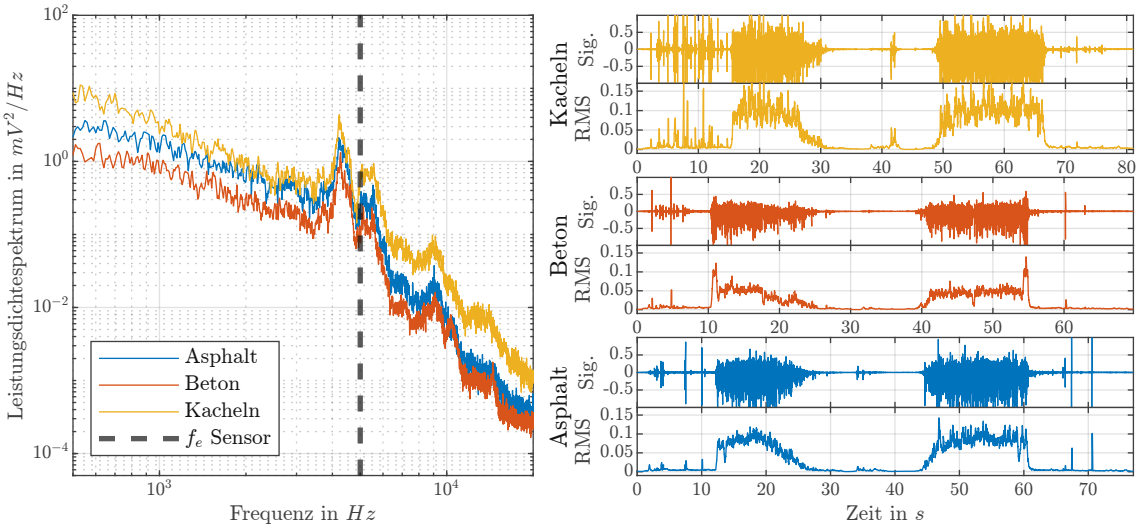
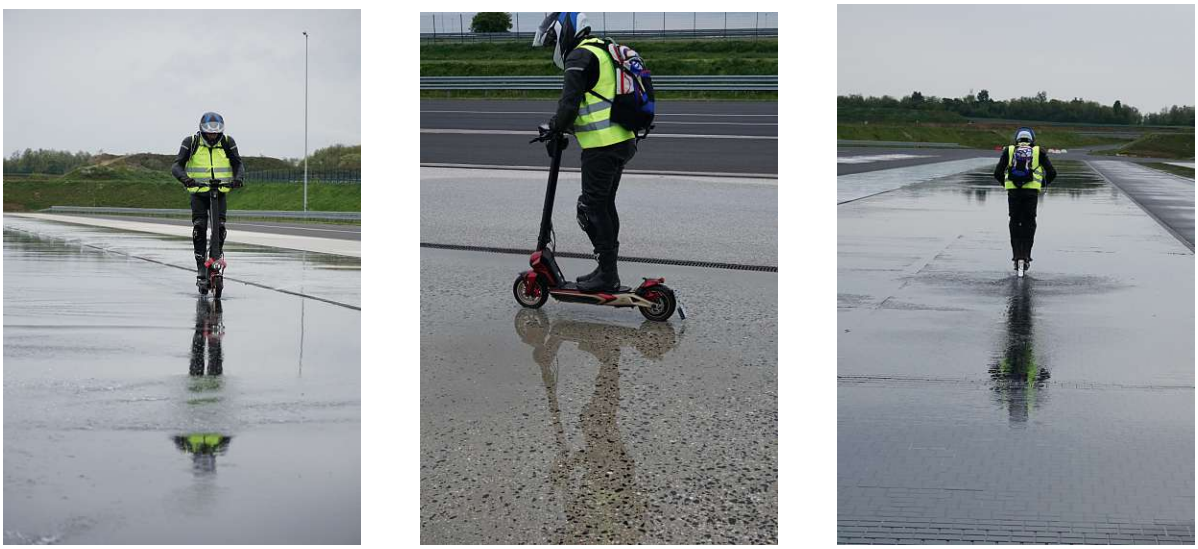


Abbildung 5.5: Rohsignal, gleitender RMS und Frequenzspektrum auf unterschiedlichen Straßenbelägen

Frequenzanalyse zeigt, dass sich die Signalleistung in diesem Frequenzbereich auf nasser Fahrbahn besonders deutlich von jener auf trockener Fahrbahn abhebt. Zudem regen kleinere Schmutzpartikel, die auf den Sensor prallen, diesen Frequenzbereich nicht signifikant an. Eine darauf folgende zusätzliche Bearbeitung des Effektivwertsignals könnte die Robustheit der Nässedetektion weiter erhöhen und falsch-positive Ereignisse reduzieren. Die Berücksichtigung der Fahrzeuggeschwindigkeit ermöglicht es darüber hinaus, nicht nur bei sehr geringen Geschwindigkeiten die Fahrbahnnässe zu erkennen, sondern auch eine Schätzung der Wasserfilmhöhe vorzunehmen. Dabei kann ein hinterlegter Referenzwert bei trockenen Bedingungen und entsprechender Geschwindigkeit als Vergleichsgröße zu den aktuellen Messdaten dienen.

Eine Unterscheidung verschiedener Fahrbahnbeläge konnte mit den bisher aufgezeichneten Daten nicht erzielt werden. Zwar unterscheiden sich die Signale über den gesamten Frequenzbereich in ihrer Leistungsdichte, jedoch zeigen die Spektren keine eindeutigen charakteristischen Merkmale, die auf bestimmte Untergründe hinweisen würden. Dennoch bleibt die Fragestellung relevant, ob sich durch eine detailliertere Frequenzanalyse unterschiedliche Straßenbeläge identifizieren lassen. Um potenzielle Störeinflüsse durch variierende Wasserhöhen auszuschließen, wäre hierfür zunächst eine Untersuchung von Fahrversuchen auf trockenen Fahrbahnen sinnvoll. Ein interessanter Aspekt ist die akustische Ausgabe des Rohsignals über Lautsprecher: Hierbei scheint der Untergrund teilweise deutlich hörbar zu sein, was den Rückschluss nahelegt, dass sich Unterschiede zwischen verschiedenen Fahrbahnbelägen mit fortgeschritteneren Methoden dem Signal entnehmen lassen könnten. Hier könnte der Einsatz künstlicher neuronaler Netze ein vielversprechender Ansatz sein. Die Position des Sensors hinter Vorder- oder Hinterreifen spielt eine untergeordnete Rolle; entscheidend sind vor allem die Nähe und die Ausrichtung des Sensors zum jeweiligen Reifen-Fahrbahn-Kontaktpunkt. Das Bremsassistenz-

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN



(a) Asphalt ($\mu \approx 0.8$) (b) geschliffener Beton ($\mu \approx 0.6$) (c) Basalt-Kacheln ($\mu \approx 0.3$)

Abbildung 5.6: Fahrversuche auf den unterschiedlichen Belägen der Bremsplattform im Prüfgelände ZalaZone

system reagiert auf die Erkennung einer nassen Fahrbahn mit einer Warnung für den Fahrer auf dem Display sowie mit der Anpassung der maximal zulässigen Fahrzeugverzögerung. So wird sichergestellt, dass ein fest definierter Reibkoeffizient nicht überschritten wird. Aus Gleichung (4.6) ergibt sich somit für die Grenzbeschleunigung:

$$\ddot{x}_{\text{lim, blockieren}} = \mu_{lim} g + \ddot{x}_{\text{rw}} \tag{5.4}$$

In Anlehnung an Abbildung 4.2 könnte der hinterlegte, maximale Reibwert bei detektierter Nässe beispielsweise auf $\mu_{\text{lim}} = 0.3$ heruntergesetzt werden. Bei trockenen Fahrbedingungen bestimmt weitestgehend die Überschlagsgrenze die maximale Verzögerung während im nassen der maximal übertragbare Kraftschluss die Verzögerungsgrenze vorgibt. In diesem Fall hätte das eine Reduktion der maximal zulässigen Verzögerung von $\ddot{x}_{\text{lim,kippen}} = 3.7\,\text{m/s}^2$ auf $\ddot{x}_{\text{lim,blockieren}} = 3.24\,\text{m/s}^2$ beim Übergang von trockener auf nasser Fahrbahn zur Folge. Durch diese konservative Auslegung bleibt im Falle einer nassen Fahrbahn noch genügend Reserve gegen blockierende Räder.

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

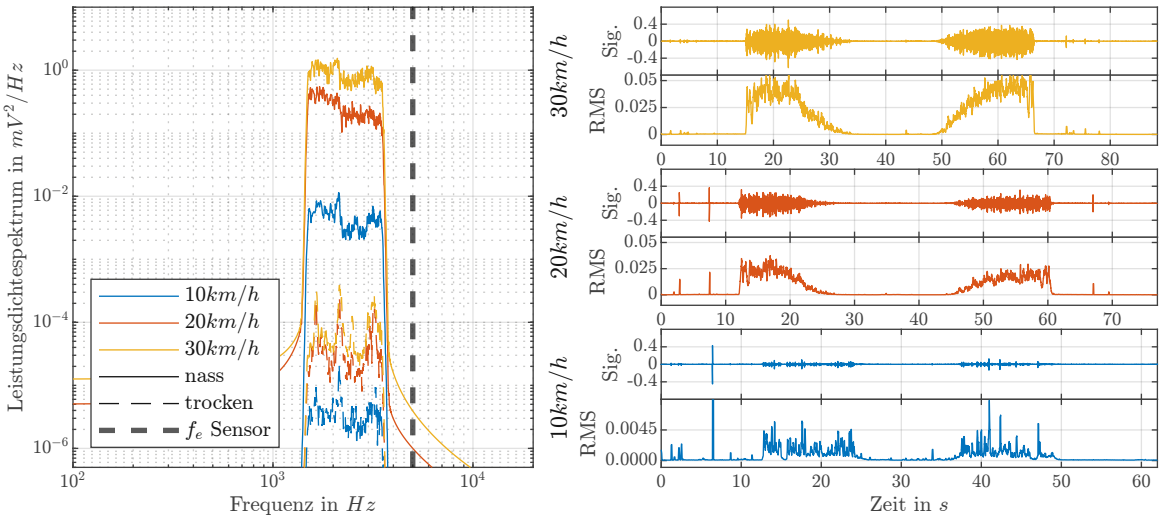


Abbildung 5.7: Gefiltertes Rohsignal, gleitender RMS und Frequenzspektrum bei verschiedenen Geschwindigkeiten

5.2 Fahrerstandposition und -masse

Wie in Abschnitt 4.3.3 beschrieben, ist eine präzise Erfassung der Standposition entscheidend für die optimale Verteilung der Umfangskräfte. Bereits geringe Abweichungen haben aufgrund des kurzen Radstands von E-Scootern erhebliche Auswirkungen auf die Bremsperformance. Daher wurde für die horizontale Lage des Gesamtschwerpunkts ein relativ enges Toleranzband von ±2 cm um die tatsächliche Schwerpunktposition definiert. Den aus dem Toleranzband der Standposition resultierenden Fehler der Bremskraftverteilung wurde bereits Anhand Abbildung 4.5 diskutiert.

Im Vergleich dazu hat die Änderung der Fahrermasse und die damit verbundene Änderung der Schwerpunktslage einen geringeren Einfluss auf die optimale Bremskraftverteilung. Der Einfluss auf die resultierende Beschleunigung bei gegebenen Umfangskräften wird hierbei kritischer eingestuft. Somit ergibt sich für die Fahrermasse ein etwas lockereres Toleranzband von ±10 kg.

Wie in Kapitel 3 erläutert, verfügt die in das Trittbrett integrierte Kraftmessvorrichtung über vier voneinander unabhängig ausgewertete Kraftsensoren. Im Vergleich zu einem Aufbau mit drei Aufstandspunkten bietet der vorliegende Aufbau mit vier Messpunkten zwar eine höhere Stabilität, bildet jedoch ein statisch überbestimmtes System. Das führt dazu, dass es praktisch unmöglich ist, bei zentraler Belastung eine exakt gleichmäßige Kraftverteilung auf alle vier Sensoren zu erreichen. Bereits geringe Abweichungen in der Höhe der Stößel führen zu Spannungen im Aufbau und verhindern eine optimale vertikale Kraftableitung über die Sensoren.

Daher ist eine sorgfältige Kalibrierung des Trittbretts erforderlich, die zunächst die Einstellung der höhenverstellbaren Stößel und anschließend eine stufenweise Be- und Ent-

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

lastung umfasst. Nur so lassen sich möglichst genaue Messungen der Standposition und der Fahrermasse erzielen. Ergebnis dieser Kalibrierung sind zwei lineare Funktionen, die jeweils den Zusammenhang zwischen Sensorsignal und der auf das Trittbrett wirkenden Last beschreiben: eine Funktion für die beiden vorderen Sensoren und eine für die beiden hinteren Sensoren. Aus der Implementierung der kalibrierten Funktionen resultieren die jeweilige Last auf jeden der vier Sensoren in kg. Die Summe der Sensorsignale ergibt naheliegender Weise die Fahrermasse und das Verhältnis der vorne gemessenen Masse zur Gesamtmasse die relative Position des Fahrers auf dem Trittbrett.

Abbildung 5.8: Fahrer im Fahrversuch auf vorderer, mittlerer und hinterer Standposition

Abbildung 5.9 zeigt die aus den Messsignalen berechnete Standposition und Fahrermasse nach einer im Postprocessing durchgeführten Tiefpassfilterung mit einer Eckfrequenz von 20 Hz. Damit bei einer Fehlfunktion des Trittbretts die restlichen Daten des Fahrversuches dennoch verwendet werden können wurden für die Versuchsreihen drei feste Standpositionen definiert, die der Testfahrer bei den unterschiedlichen Messreihen so exakt wie möglich einnahm. Die erste Position befand sich dabei so weit vorne wie möglich. Die mittlere Position befand sich etwas hinter der Mitte des Trittbretts, die dritte Position schließlich so weit hinten wie möglich. Die horizontalen Schwerpunktslagen wurden bei diesen Positionen vor jedem Messtag durch Wägungen ermittelt.

Wie im Zeitverlauf der Abbildung 5.9 zu erkennen ist, haben geringe Beschleunigungen bzw. Verzögerungen nahezu keinen Einfluss auf die Messungen von Fahrermasse und Standposition. Wie jedoch weitere Versuche bei stärkeren Beschleunigungen zeigten, beschränkt sich diese geringe Beeinflussung auf Manöver mit niedriger Dynamik. Bei kräftigeren Beschleunigungen oder Verzögerungen kommt es durch das Abstützen des Fahrers an der Lenkstange durchaus zu Verfälschungen der Messergebnisse.

Die Genauigkeit der in Abbildung 5.9 dargestellten Fahrversuche lässt sich anhand der Mittelwerte und Standardabweichungen der gemessenen Fahrermasse und horizontalen Schwerpunktslage (SPL) beurteilen (siehe Tabelle 5.1). Zum Vergleich sind dort auch die Referenzwerte angeführt, die vor jeder Testkampagne durch Wägung von Fahrer

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

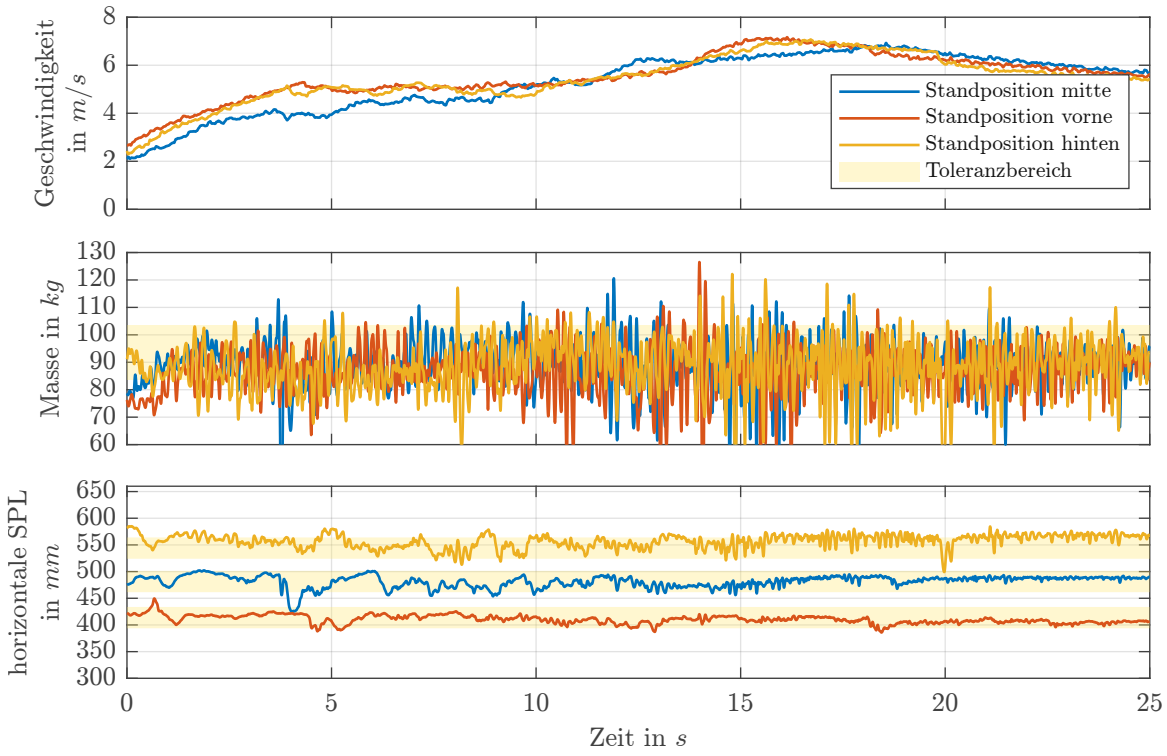


Abbildung 5.9: Standposition und Fahrermasse während eines Fahrversuchs mit mäßigen Beschleunigungen

und Scooter an den jeweiligen Standpositionen ermittelt wurden. In Bezug auf die Lage des Schwerpunktes ist sowohl die Genauigkeit der Kraftmessplattform als auch die Präzision des Testfahrers hervorzuheben, der die festgelegten Standpositionen während der Versuchsreihen nahezu punktgenau einnahm.

Standposition	SPL, Sollwert	ermittelte SPL	gemessene Fahrermasse
Vorne	41.3 cm	41 ± 0.8 cm	86.41 ± 8.6 kg
Mitte	48.1 cm	48 ± 1.1 cm	88.95 ± 8.7 kg
Hinten	54.4 cm	56 ± 1.3 cm	88.39 ± 9.5 kg

Tabelle 5.1: Mittlere Fahrermasse und Schwerpunktslage aus den Fahrversuchen

Die Mittelwerte der gemessenen Fahrermasse liegen zwar noch innerhalb der definierten Toleranz, jedoch konstant unter der tatsächlichen Fahrermasse von $m_{\text{Fahrer}} = 93.65\,\text{kg}$. Dies ist zum einen darauf zurückzuführen, dass ein Teil des Gewichts der Arme über die Lenkstange abgestützt wird und somit nicht in die Messung einfließt. Andererseits liegt das maximale Kalibriergewicht bei $m_{\text{Kal, max.}} = 76\,\text{kg}$, wonach die Regressionsgerade höhere Massen nicht genügend Genau trifft. Eine Kalibrierung über einen größeren Gewichtsbereich könnte hier die Messgenauigkeit verbessern.

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

Die Implementierung der Funktion zur Schwerpunktsermittlung soll in zukünftigen Fahrversuchen über das Betätigen eines Kalibrier-Buttons aktiviert werden. Wenn die Bedingungen für eine korrekte Messung von Fahrerposition und -masse erfüllt sind (insbesondere eine maximale zulässige absolute Beschleunigung), wird über einen definierten Zeitraum von mehreren Sekunden ein Mittelwert der Masse und Standposition ermittelt. Diese ermittelten Parameter dienen anschließend als Eingangsgrößen für die Berechnung der optimalen Bremskraftverteilung und der maximal zulässigen Verzögerung.

5.3 Bremsdruckregelung

Wie in Kapitel 4 spezifiziert, müssen die Umfangskräfte an den beiden Rädern präzise eingestellt werden, um eine Verzögerung entlang der idealen Bremskraftverteilungskurve zu realisieren. Bei dem verbauten Brake-by-Wire-System handelt es sich um ein sogenanntes elektrohydraulisches Bremssystem (EHB). Anders als bei elektromechanischen Bremsen wird die Anpresskraft nicht direkt durch den elektrischen Aktor auf den Bremsbelägen appliziert. Stattdessen wirkt der Aktor auf einen Bremszylinder, wodurch ein Bremsflüssigkeitvolumen durch die Leitungen geschoben wird. Diese versetzt einen Bremskolben in Bewegung, der wiederum die Bremsbeläge gegen die Bremsscheibe presst. Liegen die Bremsbeläge an der Scheibe an, wird die Anpresskraft über den aufgebauten Bremsdruck erzeugt. Der Aufbau der Bremse entspricht dem einer konventionellen hydraulischen Scheibenbremse für Fahrräder, wie bereits in Kapitel 3 beschrieben.

Sobald die Bremsbeläge an der Scheibe anliegen, kann über den Bremsdruck die Anpresskraft und somit das Bremsmoment fein dosiert werden. Der Zusammenhang zwischen Bremsdruck und Umfangskraft wird im nachfolgenden Abschnitt 5.4 näher erläutert. Zuvor wird auf das Regelungskonzept zur Dosierung des Bremsdrucks eingegangen.

5.3.1 Analyse der Hydraulikbremse

Die Kennlinie des Bremsdrucks in Abhängigkeit von der Aktorposition kann, wie in Abbildung 5.10 dargestellt, in drei Abschnitte unterteilt werden.

Im ersten Abschnitt (a) wird ein anfängliches Spiel überwunden. Daraufhin bewegt sich der Zylinder, wobei eine in der Zylinderwand befindliche Öffnung zum Ausgleichsbehälter zunächst noch offen bleibt. Diese wird im Verlauf durch die Zylinderbewegung geschlossen. Ab diesem Zeitpunkt fließt das verdrängte Volumen ausschließlich in Richtung Bremssattel. Die Bremsbeläge liegen jedoch noch nicht an der Scheibe an.

Zwischen Bremszylinder und Bremssattel sind Federelemente verbaut, die nach dem Bremsvorgang die Rückstellung bewirken. Im Bremssattel wird dies durch einen sogenannten Vierkantring realisiert, der den Kolben entgegen dessen Bewegungsrichtung zurückdrückt. In Abschnitt (b) beginnt daher der Druck proportional zum Weg anzusteigen, obwohl die Beläge noch nicht anliegen.

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

Mit Überwinden des Druckpunktes beginnt in Abschnitt (*c*) der Druck mit zunehmender Aktorposition stärker anzusteigen. Todeschini et al. [33] beschreiben somit Abschnitte (*a*) und (*b*) als Totgang, während Abschnitt (*c*) den eigentlichen Betriebsbereich darstellt.

Der Druckanstieg verläuft jedoch nicht proportional zum verdrängten Volumen. Dies liegt unter anderem an der druckabhängigen Kompressibilität des Gemisches an Bremsflüssigkeit und kleinsten Gasblasen, die sich trotz sorgfältigem Entlüften im System befinden können. Da Gase weit stärker komprimierbar sind als Flüssigkeit, verstärken diese den nichtlinearen Zusammenhang. Der Druckverlauf beim Entlasten der Bremse gleicht ebenfalls nicht jenem beim Belasten, sondern eine leichte Hysterese bildet sich aus. Diese folgt aus der Reibung der Dichtungen. Weitere Druckverluste entstehen durch die Reibung der Bremsflüssigkeit an der Leitungswand, weshalb der am Bremszylinder gemessene Druck nicht exakt dem Druck am Bremskolben entspricht. Dardanelli et al. [32] berücksichtigen diese Verluste ebenfalls in ihrem entwickeltem Modell eines elektrohydraulischen Bremssystems.

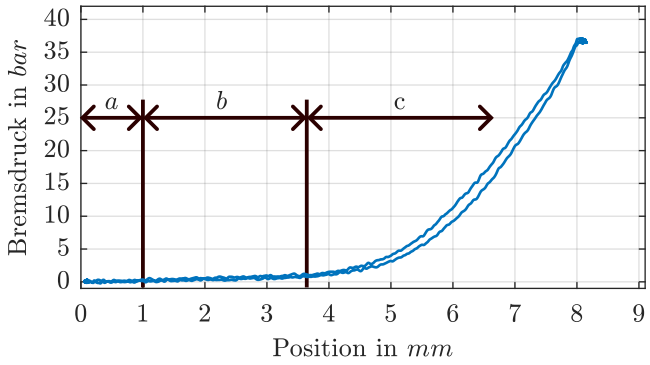


Abbildung 5.10: Quasistatische Kennlinie des Bremsdrucks

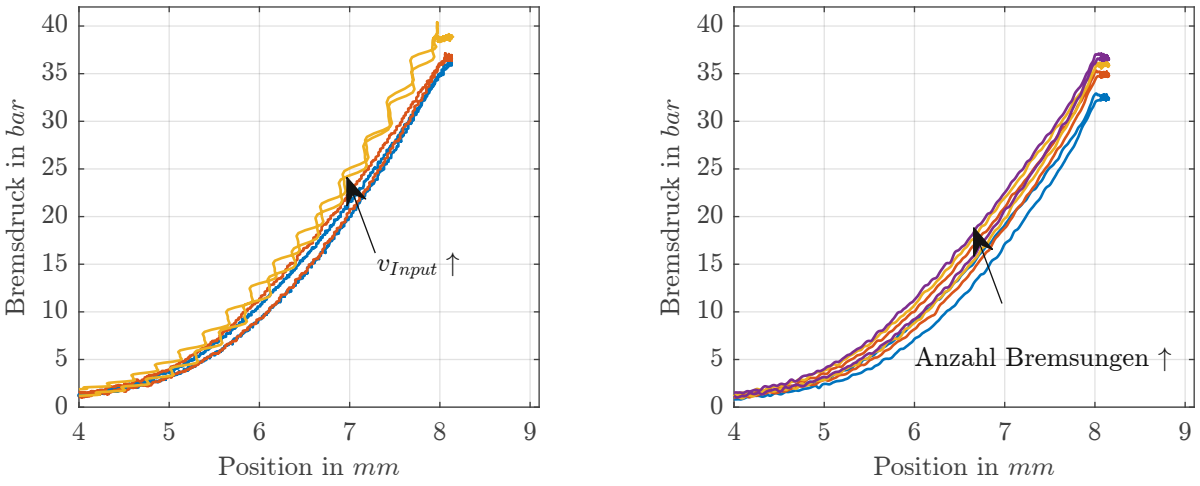
Ein weiteres relevantes Phänomen ist die Verschiebung des Druckpunkts bei mehrfacher oder schneller Betätigung. Dieses Verhalten wurde auch in der Arbeit von Tretsiak et al. [50] beschrieben. Die Steifigkeit der Bremse steigt nach wiederholtem Bremsen an, was größtenteils auf im System eingeschlossene Luftblasen zurückzuführen ist. Zusätzlich führt eine schnellere Betätigung zu höherer Steifigkeit, was durch das nichtlineare Reibverhalten der Dichtungen erklärbar ist. Abbildung 5.11a illustriert die Steifigkeitszunahme mit steigender Geschwindigkeit. Die Kennlinie bei einer sprunghaften Betätigung (gelbe Linie) unterscheidet sich dabei deutlich von jener bei einer langsamen Rampe (blaue Linie). Die geringere Übertragungsrate der Aktorposition über CAN lässt die Kennlinie bei rascher Betätigung stufenförmig aussehen.

Die Abhängigkeit zwischen Reibkraft und Geschwindigkeit wird durch die sogenannte Stribeck-Kurve beschrieben [51, 52]. Diese stellt den Verlauf des Reibkoeffizienten im Kontakt zweier sich relativ zueinander bewegender Flächen dar. Liegt keine Relativgeschwindigkeit vor, wirkt der Haftreibungskoeffizient, welcher deutlich höher ist als der

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

Gleitreibungskoeffizienten. Mit steigender Geschwindigkeit bildet sich ein zunehmender Flüssigkeitsfilm aus, der die Reibung reduziert bis theoretisch nur noch Flüssigkeitsreibung vorliegt.

Die ausgeprägten Nichtlinearitäten hatten maßgeblichen Einfluss auf die Gestaltung der Aktorregelung. Wie in Abschnitt 3.3 näher erläutert wurde, sind in den Linearaktoren Schrittmotoren verbaut, die in unterschiedlichen Regelungsmodi betrieben werden können. Der ursprünglich angedachte Betrieb im Drehmomentmodus, bei dem die Kraft des Linearaktors als Regelgröße dienen sollte, wurde verworfen. Der Grund: Bei unterschiedlichen Betätigungsgeschwindigkeiten kam es aufgrund der Nichtlinearitäten der Hydraulikbremse zu starken Abweichungen der Bremsdrücke. Stattdessen kam die Positionsregelung der Linearaktoren zum Einsatz. Dabei regelt der Aktor die Kraft eigenständig, um die gewünschte Position zu erreichen. Die Führungsgröße der Positionsregelung ist die gewünschte Position, die dem Motorcontroller in Form eines Spannungssignals übermittelt wird. Der genaue Signallauf wurde bereits in Abbildung 3.5 dargestellt, wobei die Führungsgrößen ausgehend von der VCU durch die Signale $V_{A,i}$ gekennzeichnet sind. Durch die Regelung der Aktorposition konnten die nichtlinearen Effekte schließlich deutlich reduziert und der Bremsdruck feiner dosiert werden. Wie in Abbildung 5.11 ersichtlich, verbleiben trotz der Positionsregelung stationäre Abweichungen im Bremsdruck. Somit ist ein bestimmter Bremsdruck ohne einer weiteren Regelung des Bremsdrucks nicht exakt reproduzierbar.



(a) Einfluss der Betätigungsgeschwindigkeit

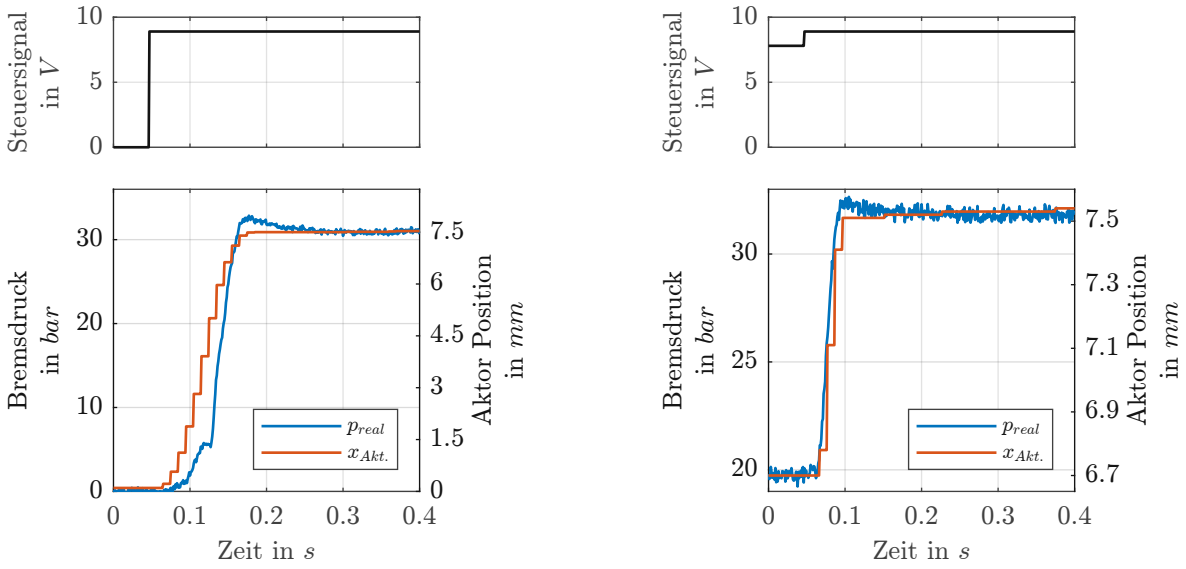
(b) Einfluss der wiederholten Betätigungsanzahl

Abbildung 5.11: Nichtlineare Änderungen der quasistatischen Bremsdruck-Kennlinie

Der Anfahrweg aus der *ungebremsten* Ausgangslage (Aktorposition bei 0 mm) zeigt sich des Weiteren auch im Zeitverlauf. Wie in den Abbildungen 5.12a und 5.12b ersichtlich, ergibt sich somit eine unterschiedliche Dynamik für den Sprung aus der *ungebremsten* Ausgangslage und dem Sprung aus einer *gebremsten* Ausgangslage, bei der in diesem Fall die Bremsbeläge bereits mit einem Druck von 20 bar an der Scheibe anliegen. In

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

beiden Versuchen springt das Steuersignal auf 8.9 V, was einer Ziel-Aktorposition von etwa 7.5 mm und einem Bremsdruck von 32 bar entspricht. In beiden Zeitverläufen weist die Bewegung des Linearaktors eine Totzeit von etwa 0.02 s auf und folgt anschließend der vorgegebenen Trajektorie der internen Positionsregelung. Während im Fall der bereits *gebremsten* Ausgangslage der Bremsdruck annähernd linear mit der Aktorposition ansteigt, führt der erforderliche Anfahrweg aus der *ungebremsten* Ausgangslage zunächst zu einem Knick im Druckverlauf. Erst nachdem die Bremsbeläge an der Scheibe anliegen, steigt der Bremsdruck vergleichbar zum vorherigen Fall weiter an. Im Rahmen der anschließenden Systemidentifikation werden diese beiden Sprungantworten mit *Sprung 1* für die Sprungantwort aus der *ungebremsten* Ausgangslage und *Sprung 2* für die Sprungantwort aus der *gebremsten* Ausgangslage bezeichnet.



(a) Sprung von 0 auf 32 bar

(b) Sprung von 20 auf 32 bar

Abbildung 5.12: Sprungantworten

Aufgrund des wandernden Druckpunkts und der damit einhergehenden Änderung des statischen Zusammenhangs zwischen Aktorposition und Bremsdruck ist die Implementierung eines zusätzlichen Regelkreises unabdingbar. Dies ist notwendig, obwohl das Bremssystem, bestehend aus Linearaktor und hydraulischer Bremse, prinzipiell über eine für den Einsatz am E-Scooter ausreichende Open-Loop-Dynamik verfügt. Im Zuge der Systementwicklung soll daher eine Regelstrategie entwickelt und in das Bremssystem integriert werden, welche den folgenden Anforderungen genügt:

1. Die stationären Sollwerte sollen reproduzierbar im Bereich von maximal ±2 bar um den Zielwert einstellbar sein.
2. Das Regelungssystem soll gegenüber den Nichtlinearitäten des Systems robust sein, insbesondere hinsichtlich des wandernden Druckpunkts und des positionsabhängigen Ansprechverhaltens.

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

3. Die Regelung darf die Dynamik des Systems nicht verlangsamen. Wenn möglich, soll die Open-Loop-Dynamik weitestgehend erhalten bleiben oder sogar verbessert werden. Im Zuge einer Verbesserung soll vor allem das Überschwingen verringert werden.

5.3.2 Systemidentifikation

Für die Entwicklung des Reglers werden Modelle benötigt, die die Reaktion des kombinierten Systems aus Aktor und Bremse auf den Verlauf der Führungsgröße abbilden. Bei linearen und zeitinvarianten Systemen erfolgt diese Beschreibung üblicherweise mithilfe einer Übertragungsfunktion. Die generelle Analyse der Hydraulikbremse in Abschnitt 5.3.1 zeigte bereits, dass diese streng genommen weder linear noch zeitinvariant ist. Wie sich im Rahmen der Systemidentifikation jedoch zeigte, wirken sich die nichtlinearen Einflüsse hauptsächlich auf die statische Verstärkung und die Totzeit aus. Daraus wurde der Ansatz entwickelt die Systembeschreibung prinzipiell in drei Teile aufzuteilen. Die Beschreibung der grundsätzlichen Dynamik des Systems inklusive Totzeit wird aus den beiden zuvor beschriebenen Sprungantworten abgeleitet. Die stationäre Verstärkung, also der Zusammenhang zwischen Aktorposition und Bremsdruck, wird dagegen in einer zusätzlichen Versuchsreihe bestimmt.

Der Prozess der Systemidentifikation aus experimentellen Daten lässt sich grundsätzlich in die drei Schritte Vorverarbeitung, Voridentifikation und Parameterschätzung unterteilen. Zunächst werden dabei unerwünschte Signalbestandteile entfernt und im Zuge der Voridentifikation anschließend die Totzeit und Ordnung des Systems bestimmt. Abschließend werden bei der Parameterschätzung mittels Least-Squares-Verfahren die Parameter einer dem System entsprechenden Modellstruktur identifiziert. Aufgrund der im Vergleich zum Messrauschen deutlich niederfrequenteren Systemdynamik wird im vorliegenden Identifikationsprozess ein alternativer Ansatz verfolgt. So wurden im Rahmen der Voridentifikation nicht nur die Ordnung und Totzeit des Systems ermittelt, sondern auch die Parameter eines kontinuierlichen PT2-Gliedes entsprechend der Sprungantworten identifiziert. Um die Ergebnisse der Voridentifikation zu validieren, wurden anschließend die Parameter einer diskreten Übertragungsfunktion geschätzt, die auch das Messrauschen berücksichtigt.

Konkret werden zwei Sprungantworten des Bremssystems betrachtet, welche die Systemreaktion aus *ungebremster* sowie bereits *bremsender* Ausgangslage wiedergeben. Für beide Sprungantworten werden schlussendlich zwei kontinuierliche Modelle ohne Berücksichtigung des Messrauschen sowie zwei diskrete Modelle mit Rücksicht auf das Messrauschen entwickelt. Ziel des gesamten Prozesses ist es, eine Modellstruktur zu finden, welche die Dynamik des Systems hinreichend genau für beide Szenarien abbilden kann.

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

Voridentifikation

Dementsprechend werden die beiden Sprungantworten aus Abbildung 5.12 erneut betrachtet. Wie bereits in Abschnitt 5.3.1 beschrieben wird die Sprungantwort des *ungebremsten* Systems im Folgenden als Sprung 1, jene aus der bereits *bremsenden* Ausgangslage als Sprung 2 bezeichnet. Das primäre Ziel der Voridentifikation besteht darin, die Systemordnung sowie die Totzeit zu bestimmen, welche als Grundlage für die anschließende Parameterschätzung einer diskreten Modellstruktur dienen. Wie zuvor erwähnt, wird in diesem Zuge auch eine kontinuierliche Systembeschreibung für beide Sprungantworten entwickelt.

Beide Sprungantworten weisen eine Totzeit auf, deren Länge jedoch variiert. Das erkennbare Überschwingen deutet darauf hin, dass das System zumindest zweite Ordnung besitzt ($n = 2$). Eine erste Näherung des Verhaltens mit einem Verzögerungsglied zweiter Ordnung (PT2-Glied) erscheint daher sinnvoll:

$$G(s) = \frac{K}{1 + 2\zeta T s + T^2 s^2} \cdot e^{-sT_t} \tag{5.5}$$

Dabei beschreibt K die statische Verstärkung, also das Verhältnis des Steuersignals (in V) zum stationären Bremsdruck (in bar) am Ausgang. Wie bereits im vorangegangenen Abschnitt ausführlich analysiert, ist diese Verstärkung jedoch nichtlinear und unterliegt zusätzlich Veränderungen durch den wandernden Druckpunkt. Eine genauere Betrachtung der Verstärkungscharakteristik erfolgt später in diesem Kapitel. Für die Identifikation des dynamischen Verhaltens werden zunächst Eingang und Ausgang auf die Werte der jeweiligen Endlage normiert, sodass $K = 1$ gilt.

Der Dämpfungsgrad ζ und die Systemzeitkonstante T beschreiben die Dynamik des Systems. Der Kehrwert von T entspricht dabei der ungedämpften Eigenfrequenz $f_n = \frac{1}{T}$. Die Totzeit T_t wird durch den Term e^{-sT_t} berücksichtigt. Die Bestimmung dieser drei Parameter bildet somit das Optimierungsproblem, welches durch einen Least-Squares Ansatz mit numerischen Methoden gelöst wird.

Das Minimierungsproblem des Least Squares Prinzips ist definiert als:

$$J = \sum_{i=1}^{N} (y_i - \hat{y}_i)^2 \longrightarrow \min \tag{5.6}$$

Dabei bezeichnen y_i die gemessenen Ausgangswerte des realen Systems, welche das Messrauschen beinhalten. Diese sollen durch die Ausgangswerte $\hat{y}_i$ des Modells möglichst genau approximiert werden. Die Berechnung von $\hat{y}_i$ erfolgt durch eine Zeitsimulation von (5.5) unter Berücksichtigung des realen Eingangssignals.

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

Die numerische Optimierung erfolgt in MATLAB durch die Funktion `fmincon()` bei der das *Interior-Point*-Verfahren zum Einsatz kommt. Als Abbruchkriterium der Optimierung wurde eine Änderung der Zielfunktion kleiner als $|f(x_i) - f(x_{i+1})| < 10^{-6}$ festgelegt.

Daraus resultieren die folgenden Werte für Dämpfungsgrad ζ, Zeitkonstante T und Totzeit T_t:

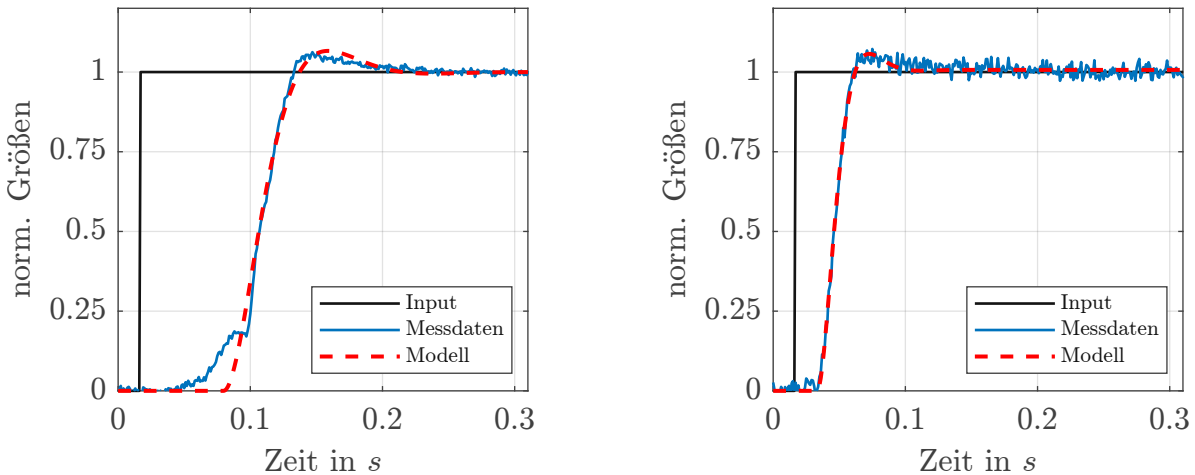
Versuch	**Modellbezeichnung**	ζ	T	T_t
Sprung 1	PT2-S1	0.65259	0.019069	0.062815
Sprung 2	PT2-S2	0.69011	0.0090812	0.016221

Tabelle 5.2: Identifizierter Parametersatz für das Verzögerungsglied 2. Ordnung

Abbildung 5.13 zeigt die Sprungantworten der identifizierten Übertragungsfunktionen im Vergleich zu den Messdaten. Das Modell aus der ersten Sprungantwort erreicht dabei eine Güte von $R^2_{\text{PT2-S1}} = 0.9195$, während das Modell zu Sprung 2 eine Güte von $R^2_{\text{PT2-S2}} = 0.9445$ erzielt. Das Bestimmheitsmaß wird dabei wie folgt aus dem gemessenen Ausgang y_i, dem simulierten Ausgang des Modells $\hat{y}_i$ und dem Mittelwert des gemessenen Ausgangs $\bar{y}$ berechnet.

$$R^2 = 1 - \frac{\sum_{i=1}^{N}(y_i - \hat{y}_i)^2}{\sum_{i=1}^{N}(y_i - \bar{y})^2} \tag{5.7}$$

Die identifizierten Übertragungsfunktionen zeigen in beiden Fällen eine nahezu identische Dämpfung. PT2-S2 besitzt dabei eine doppelt so große ungedämpfte Eigenfrequenz, während die Totzeit um ca. $0.047s$ abnimmt.



(a) Sprungantwort PT2-S1

(b) Sprungantwort PT2-S2

Abbildung 5.13: Sprungantworten der approximierten kontinuierlichen Modelle

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

Somit zeigt sich, dass die Sprungantworten der kontinuierlichen PT2-Approximationen das Systemverhalten bereits sehr gut abbilden können. Da Messsignale heutzutage nahezu ausschließlich durch elektronische Hardwarekomponenten erfasst und verarbeitet werden, erfolgt die Arbeit mit Signalen überwiegend in diskretisierter Form. Die Diskretisierung der PT2-Übertragungsfunktion erfolgt mithilfe der $\mathcal{Z}$-Transformation und einem Zero-Order-Hold (ZOH).

$$G(z) = \mathcal{Z}\{H_0(s)G(s)\} = \frac{b_0 + b_1 z^{-1} + b_2 z^{-2}}{1 + a_1 z^{-1} + a_2 z^{-2}} \cdot z^{-n_t} \tag{5.8}$$

Schätzung der diskreten Parameter

Bei der Voridentifikation sowie der Bestimmung der kontinuierlichen PT2-Parameter blieb das Messrauschen unberücksichtigt. Um dennoch sicher zu gehen, dass dieser Ansatz für die vorliegende Anwendung valide war, bzw. eine noch bessere Systembeschreibung zu erhalten, werden Parameter für die Output-Error Modellstruktur geschätzt. Das Output-Error-Modell stellt dabei nur eine von mehreren Möglichkeiten dar, das Messrauschen in die Parameterschätzung einzubeziehen. Dabei dienen die Rauschmodelle dazu, den Einfluss des Messrauschens auf den Systemausgang und -eingang formal zu beschreiben. Ausgangspunkt ist in jeder Modellstruktur ein ideales weißes Rauschen $v(k)$, das als stochastische Anregung betrachtet wird. Je nachdem, an welcher Stelle dieses Rauschen in das System eingeht, ergibt sich ein unterschiedlicher Einfluss auf den Ausgang. Das in der Praxis beobachtete Messrauschen des Systemausgangs entspricht häufig keinem perfekten weißen Rauschen. Die unterschiedlichen Modellstrukturen beinhalten dabei verschiedene Ansätze das Rauschen in den Ausgang einfließen zu lassen. Die Wahl der geeigneten Struktur kann durch die vorhandene Kenntnis über das System wesentlich vereinfacht und der Identifikationsaufwand somit deutlich reduziert werden.

Im vorliegenden Fall ist bekannt, dass der Großteil des Messrauschens auf externe elektronische Einflüsse zurückzuführen ist, die erst unmittelbar bei der Signalabtastung auf der Platine der Terminalbox einfließen. Somit beeinflusst das Rauschen die Open Loop Dynamik des Bremssystems nicht, sondern wirkt ausschließlich auf das Bremsdrucksignal ein.

Eine Frequenzanalyse des Messsignals bei stationärer Bremse (siehe Abbildung 5.14) zeigt, dass das Rauschsignal nahezu die Charakteristik eines weißen Rauschens aufweist. Daher eignet sich in diesem Fall besonders die bereits erwähnte Output-Error-Modellstruktur, wie in Abbildung 5.15 dargestellt.

Die Beschreibung des Ausgangssignals ergibt sich somit zu:

$$Y(z) = \frac{B(z^{-1})}{A(z^{-1})} U(z) + V(z) \tag{5.9}$$

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

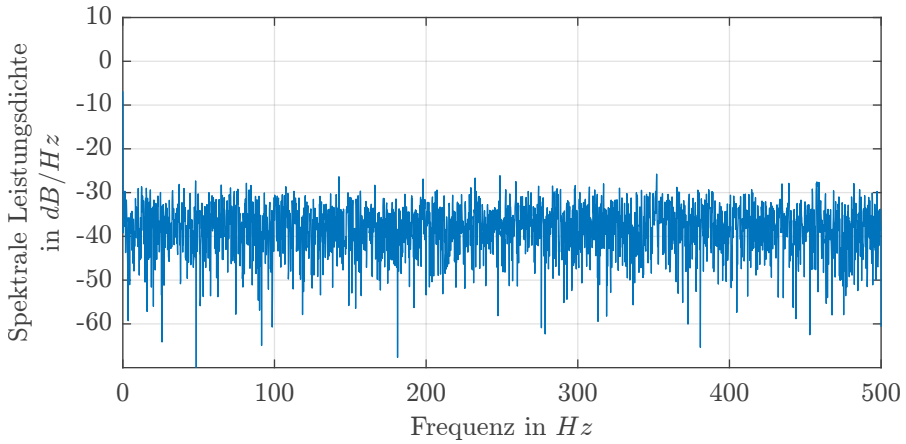


Abbildung 5.14: Leistungsdichtespektrum des Bremsdrucksignals in Ruhelage

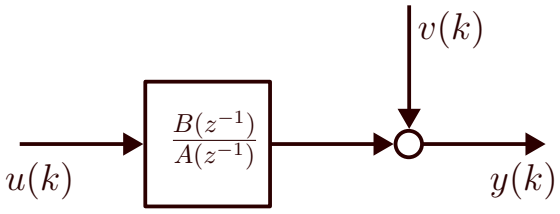


Abbildung 5.15: OE-Modellstruktur

In MATLAB kann mithilfe der *System Identification Toolbox* und der darin enthaltenen Funktion `oe()` die Parameterschätzung für das Output-Error-(OE)-Modell durchgeführt werden. Als Eingabeparameter dienen neben der Totzeit insbesondere die Ordnung des Zähler- und Nenner-Polynoms. Diese sind aufgrund der Voridentifikation bereits bekannt.

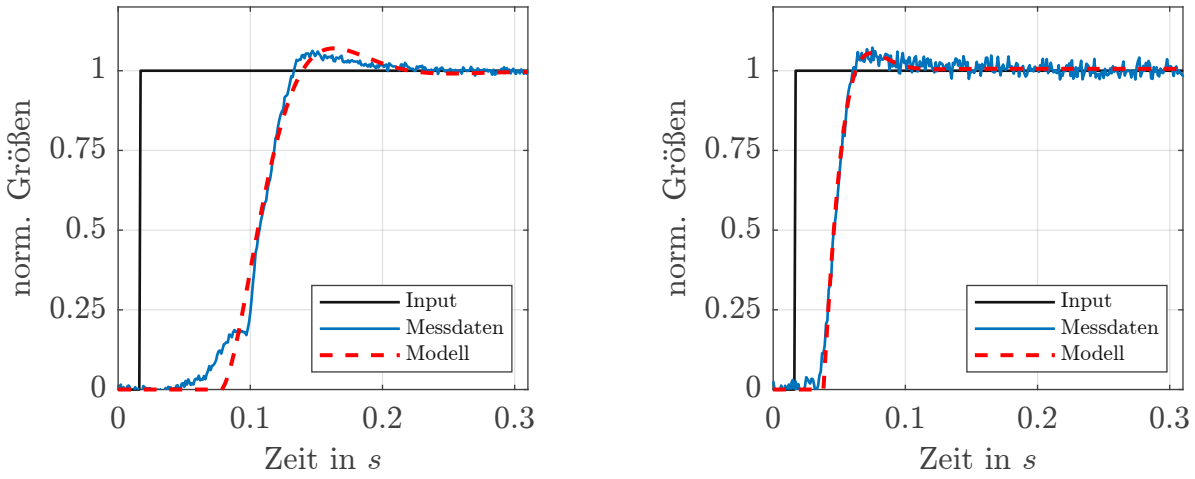
Schließlich konnten für beide Sprungantworten die in Tabelle 5.3 angeführten Parameter aus den diskretisierten Modellen der Voridentifikation sowie des OE-Modells ermittelt werden. Darüber hinaus ist darin die Modellgüte in Form des Bestimmtheitsmaßes angegeben.

Versuch	**Modellbez.**	b_0	b_1	b_2	a_1	a_2	n_t	R^2
Sprung 1	PT2-S1	0	0.001344	0.001314	−1.931	0.9338	63	0.9195
Sprung 2	PT2-S2	0	0.005761	0.005477	−1.848	0.8590	17	0.9445
Sprung 1	OE-S1	0	−0.005033	0.007133	−1.940	0.9422	57	0.9161
Sprung 2	OE-S2	0	0.07009	−0.06140	−1.857	0.8660	21	0.9365

Tabelle 5.3: Diskrete Parameter aus der Voridentifikation und Schätzung der OE-Struktur

Wie in Tabelle 5.3 ersichtlich, decken sich die geschätzten Nenner-Parameter (a_1, a_2) der Voridentifikation weitgehend mit jenen der OE-Modellstruktur. Die Modellgüten

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.



(a) Sprungantwort OE-S1 (b) Sprungantwort OE-S2

Abbildung 5.16: Sprungantworten der approximierten diskreten OE-Modelle

sind daher auch beinahe ident.

Für die weitere Reglerentwicklung wird das in der Voridentifikation ermittelte Modell PT2-S2 gewählt. Dieses Modell weist für den betreffenden Sprung ein geringfügig höheres Bestimmtheitsmaß auf als das für die OE-Struktur identifizierte Modell. Zudem ist es durch seine Parameterwahl etwas „steifer“ als das PT2-S1 Modell. Die Auslegung des Reglers auf eine tendenziell empfindlichere Systemdynamik führt erwartungsgemäß zu konservativeren Reglerparametern. Dies hat zur Folge, dass die Regelgüte bei trägeren Systemverhalten leicht abnimmt, jedoch wird dadurch im Gegenzug eine höhere Robustheit erwartet.

Abschließend wird die Kompatibilität des gewählten Modells auch für den Sprung aus der drucklosen Lage überprüft. Durch Anpassung der Totzeit auf $n_t = 78$ kann ein akzeptables Bestimmtheitsmaß von $R^2 = 0.8672$ erzielt werden. Abbildung 5.17 zeigt die Approximation durch das PT2-S2 Modell im Zeitverlauf.

Für den Reglerentwurf und die spätere Implementierung auf dem Scooter ergibt sich daraus die Notwendigkeit, zwischen zwei Betriebszuständen zu unterscheiden: (1) Modulierung des Bremsdrucks bei bereits anliegender Bremsbelägen, und (2) Anfahren aus dem ungebremsten und drucklosen Zustand. Dieser Unterschied muss durch die entsprechende Totzeit in der Reglerlogik berücksichtigt werden, um die Performance und Robustheit des Systems unter allen Betriebsbedingungen sicherzustellen.

Am Ende dieses Abschnitts ist noch anzumerken, dass sämtliche Berechnungen auf den Messdaten der Vorderradbremse aufbauen. Die identifizierte Systemdynamik eignet sich hingegen auch für die Beschreibung der hinteren Bremse, da sich die Dynamik der Hinterbremse nur geringfügig von jener der Vorderradbremse unterscheidet.

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

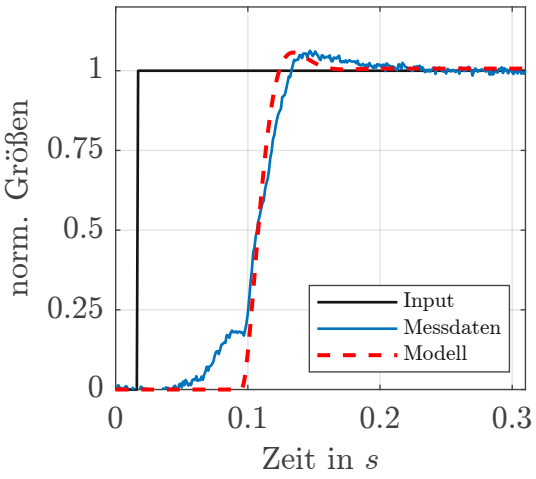


Abbildung 5.17: Validierung des gewählten Modells anhand der Sprungantwort aus dem ungebremsten Zustand

5.3.3 Reglerdesign

Die Ergebnisse der Systemidentifikation zeigen, dass sich die Dynamik des Bremssystems durch eine lineare Übertragungsfunktion inklusive Totzeit beschreiben lässt. Allerdings weisen insbesondere die Totzeit und die statische Verstärkung zeitvariante und nichtlineare Eigenschaften auf, was einer direkten Implementierung eines linearen Reglers im Wege steht.

Im Rahmen dieser Arbeit wird die Entwicklung des Reglers daher in drei Teilbereiche untergliedert:

1. die Steuerung der Dynamik des Systemausgangs durch den definierten Verlauf der Führungsgröße,
2. Implementierung der Verstärkungscharakteristik (Vorverstärkung),
3. die Berücksichtigung der Totzeit durch eine geeignete Kompensationslogik.

Zunächst wird ein Regelungskonzept gesucht, das die in Abschnitt 5.3.1 definierten Anforderungen an die Bremsregelung erfüllen kann. Es werden vorwiegend sprunghafte Änderungen der Eingangsgröße erwartet: Je nach Situation wird der Fahrer den Bremshebel intuitiv und plötzlich betätigen. Sofern es sich um keine Notbremsung handelt, wird der Fahrer oder die Fahrerin den Bremsdruck anschließend um diesen Betriebspunkt regeln. Auf den Anwendungsfall spezifiziert muss der Bremsdruckregler somit mit großen Sollwertsprüngen umgehen können, wobei gleichzeitig auch eine feinfühlige Dosierbarkeit erhalten bleiben soll.

Ein möglicher Ansatz wird von Todeschini et al. [33] vorgeschlagen. Dort wird eine Regelstrategie verwendet, welche zwei Regelschleifen gesteuert durch eine Zustandslogik kombiniert: Zunächst zunächst wird der Aktor durch die Positionssteuerung in

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

die Umgebung des Solldruckes geführt. Sobald die Zielposition erreicht ist, erfolgt das Umschalten auf einen Kraftregler, der die linearen Zusammenhänge zwischen Motorstrom, Aktorkraft und dem resultierendem Bremsdruck nutzt. Um Nichtlinearitäten im Kraft-Druck-Zusammenhang zu reduzieren, wird dem Eingangssignal ein hochfrequentes *Zittersignal* überlagert. Dadurch bleibt der Kolben in ständiger Bewegung und der nichtlineare Einfluss der Dichtungs-Reibung wird verringert.

In der vorliegenden Arbeit wurde dieser Ansatz jedoch nicht weiterverfolgt, da die eingesetzte Aktorik über eine interne Positionsregelung mit hoher Auflösung verfügt. Dadurch können auch hohe Drücke sehr fein moduliert werden, wodurch die Implementierung der im Folgenden beschriebenen Reglerstruktur ermöglicht wird.

Feedforward Regler

Aufgrund der erwarteten großen Sollwertsprünge und der Anforderung nach kurzen Anregelzeiten ist eine rein auf Ausgangsrückführung basierende Regelstrategie nicht zielführend. Die Kombination eines Feedback-Reglers mit einer Vorsteuerung (Feedforward-Regler) bietet dagegen die Möglichkeit, die Open-Loop-Dynamik weitgehend zu erhalten und gleichzeitig Abweichungen vom Sollwert zu korrigieren.

Der Feedforward-Regler kann dabei in verschiedenen Formen realisiert werden. Neben pragmatischen Ansätzen, die z.B. nur die statische Verstärkung als Proportionalglied berücksichtigen, gibt es auch modellbasierte Varianten, in denen die vollständige Systemdynamik berücksichtigt wird. Diese bieten zwei wesentliche Vorteile:

- Die Systemreaktion wird parallel zum realen System intern berechnet was als Referenzwert für die Systemantwort verwendet werden kann.
- Das Eingangssignal kann so angepasst werden, dass das System einer gezielten Solltrajektorie folgt bzw. die Systemantwort nach Wunsch geformt wird.

Abbildung 5.18 zeigt den Aufbau des kombinierten Regelkreises, welcher aus Vorsteuerung, Feedback-Regler und Regelstrecke besteht. Die Führungsgröße $w(k)$ beschreibt der gewünschten Umfangskraft entsprechendem Soll-Bremsdruck. Gemäß des Soll-Bremsdrucks wird in der Vorsteuerung eine Soll-Trajektorie des Bremsdrucks sowie der dazu notwendigen Stellgröße berechnet. Anschließend wird die Trajektorie um die Totzeit des Bremssystems verschoben und die interne Steuergröße mithilfe der statischen Verstärkung in eine entsprechende Aktorposition überführt. Dadurch ergeben sich die Ausgänge des modellbasierten Feedforward-Reglers, $y_{FF}(k)$ und $u_{FF}(k)$, welche der Soll-Trajektorie des Bremsdrucks und der Stellgröße für den Aktor entsprechen. Die Verwendung der Differenz zwischen der berechneten Trajektorie $y_{FF}(k)$ und dem gemessenen Bremsdruckverlauf $y(k)$ als Regelgröße $e(k)$ reduziert die Sprunghöhe am Eingang des Feedback-Reglers deutlich. Dadurch ist die Implementierung eines agileren Reglers möglich. Die Stellgröße $u(k)$ am Eingang der Regelstrecke ergibt sich aus der Summe der Steuergrößen der Vorsteuerung $u_{FF}(k)$ und der Feedback-Regelung $u_{FB}(k)$. Die Stellgröße wird in Form eines

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

analogen Spannungssignals von der VCU an die Linearaktoren übertragen und entspricht der gewünschten Aktorposition. Die Ausgang der Regelstrecke $y(k)$ wird schließlich durch den Bremsdruck in der Bremsleitung bestimmt, der mithilfe eines Drucksensors erfasst und als analoges Signal an die VCU zurückgeführt wird. Die einzelnen Systemgrößen sind in Tabelle 5.4 noch einmal zusammengefasst.

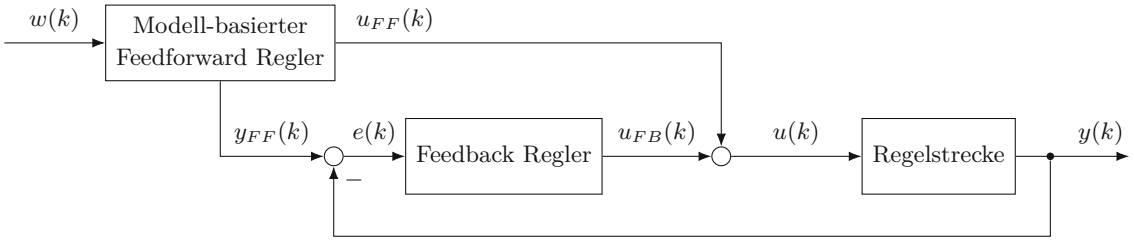


Abbildung 5.18: Struktur des kombinierten Feedforward und Feedback Regelkreises

Symbol	Beschreibung	Systemgröße	Einheit	Signaltyp	Signalweg
$w(k)$	Führungsgröße	Bremsdruck	bar	digital	VCU intern
$u_*(k)$	Interne Stellgröße Vorsteuerung	Bremsdruck	bar	digital	VCU intern
$y_*(k)$	Interne Trajektorie Vorsteuerung	Bremsdruck	bar	digital	VCU intern
$u_{FF}(k)$	Stellgröße Vorsteuerung	Aktorposition	mm	digital	VCU intern
$y_{FF}(k)$	Trajektorie Vorsteuerung	Bremsdruck	bar	digital	VCU intern
$e(k)$	Regelgröße	Bremsdruck	bar	digital	VCU intern
$u_{FB}(k)$	Stellgröße Feedback Regler	Aktorposition	mm	digital	VCU intern
$u(k)$	Stellgröße gesamt	Aktorposition	mm	analog	VCU → Linearaktor
$y(k)$	Systemausgang	Bremsdruck	bar	analog	BBW → VCU

Tabelle 5.4: Systemgrößen des kombinierten Feedforward und Feedback Regelkreises

Um das Eingangssignal gezielt gemäß einer gewünschten Trajektorie zu generieren, wird ein flachheitsbasierter Feedforward-Regler eingesetzt. Diese Regelungsmethode weist denselben Aufbau wie eine Eingang-Ausgang-Linearisierung auf. Beide beruhen auf der Systemeigenschaft eines differenziell flachen Ausgangs, die eine notwendige Voraussetzung für das Regelgesetz darstellt. Bei einem kontinuierlichem System heißt ein Ausgang differenziell flach, falls alle Eingangsgrößen und Zustände als Funktion des Ausgangs und seinem Ableitungen beschrieben werden können. Nach selben Prinzip gilt auch bei diskreten Systemen der Ausgang als flach, falls Zustände und die Eingangsgröße als Funktion der zeitlich aufeinander folgenden Ausgangswerten beschrieben werden können [53]. Entsprechend (5.10) und (5.11) lässt sich mit Hilfe der Funktionskomposition die Ausgangsgröße $y(k+j)$ aus der Eingangsgröße $u(k)$ und den Zuständen $\mathbf{x}(k)$ beschreiben [54].

$$\begin{aligned} \mathbf{x}(k+1) &= \mathbf{f}(\mathbf{x}(k), u(k)) \\ y(k) &= h(\mathbf{x}(k)) \end{aligned} \tag{5.10}$$

$$y(k+j) = h \circ \mathbf{f}^j(\mathbf{x}(k), u(k)), \quad \forall j = 0, \ldots, \delta \tag{5.11}$$

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

Der Indikator für einen flachen Ausgang ist der vollständig relative Grad δ. Dieser beschreibt die Anzahl vorausberechenbarer Iterationen $k+\delta$ der Ausgangswerte, für die keine zusätzlichen Eingangswerte über die folgenden Zeitschritte benötigt werden. Mit anderen Worten beschreibt der relative Grad den Zeitpunkt $j=\delta$, an dem der Eingang $u(k)$ das erste Mal im Ausgang $y(k+j)$ auftaucht [54]. Mathematisch wird der relative Grad folgend bestimmt:

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial u(k)}\Big(h\circ\mathbf{f}^{j}(\mathbf{x}(k),u(k))\Big)&=0 \quad \forall j\leq\delta-1\\ \frac{\partial}{\partial u(k)}\Big(h\circ\mathbf{f}^{\delta}(\mathbf{x}(k),u(k))\Big)&\neq 0 \end{aligned} \tag{5.12}$$

Besitzt ein System keinen vollständig relativen Grad, ist dieser also kleiner als die Systemordnung $\delta<n$, so besitzt das System eine innere Dynamik η, welche im Ausgang nicht zum Vorschein kommt. Ist die innere Dynamik stabil, so kann diese durch eine lineare Funktion q ersetzt werden. Ziel ist die Transformation des ursprünglichen Systems in einen Zustandsraum $\mathbf{\Gamma}(\mathbf{x}(k))$, dessen Zustände $\boldsymbol{\xi}(k)$ von den (virtuellen) Eingängen $v(k)$ linear abhängig sind.

$$\mathbf{\Gamma}(\mathbf{x}(k))=\begin{bmatrix}\boldsymbol{\xi}(k)\\ \boldsymbol{\eta}(k)\end{bmatrix} \tag{5.13}$$

$$\begin{aligned} \xi_j(k)&=h\circ\mathbf{f}^{j}(\mathbf{x}(k),u(k)), \quad 0\leq j\leq\delta-1\\ \eta_j&=q_j(\mathbf{\Gamma}^{-1})(\boldsymbol{\xi}(k),\boldsymbol{\eta}(k)), \quad 0\leq j\leq n-\delta \end{aligned} \tag{5.14}$$

Das Regelgesetz des Feedforwardregler folgt durch Umformen der Eingangs-Transformation nach $u(k)$ welches folgend als $u_*(k)$ gekennzeichnet wird.

$$\begin{aligned} v(k)&=h\circ\mathbf{f}^{\delta}(\mathbf{\Gamma}^{-1})(\boldsymbol{\xi}(k),\boldsymbol{\eta}(k),u(k))\\ &\Downarrow\\ u(k)&=\psi(\boldsymbol{\xi}(k),\boldsymbol{\eta}(k),v(k)) \end{aligned} \tag{5.15}$$

Die identifizierte Übertragungsfunktion wird somit ohne Totzeit in ein Zustandraummodell überführt, der relative Grad bestimmt und die Koordinatentransformation in das lineare System durchgeführt. Die dafür gültigen Parameter sind in Tabelle 5.5 angeführt.

$$\begin{aligned} \mathbf{x}(k+1)&=\begin{bmatrix}0 & 1\\ -a_2 & -a_1\end{bmatrix}\mathbf{x}(k)+\begin{bmatrix}0\\1\end{bmatrix}u(k)\\ y(k)&=\begin{bmatrix}b_2-a_2b_0 & b_1-a_1b_0\end{bmatrix}\mathbf{x}(k) \end{aligned} \tag{5.16}$$

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

Modell	b_0	b_1	b_2	a_1	a_2
PT2-S2	0	0.005761	0.005477	−1.848	0.859

Tabelle 5.5: Gewählte Parameter des diskreten Zustandraumes

Angewandt auf das vorliegende System zweiter Ordnung ergibt sich ein relativer Grad von $\delta = 1$. Das System hat somit keinen vollständigen relativen Grad und besitzt eine innere Dynamik, die durch die Funktion $q_1(\mathbf{x}(k)) = \mathbf{q}_1^T\mathbf{x}(k)$ berücksichtigt wird.

$$\text{j} = 1: \quad \frac{\partial}{\partial u(k)}\left(h \circ \mathbf{f}^1(\mathbf{x}(k), u(k))\right) = \mathbf{c}^T\mathbf{b} = 0.005761 \neq 0 \Rightarrow \delta = 1 < n = 2 \tag{5.17}$$

Die Transformationsmatrix ergibt sich somit zu:

$$\mathbf{\Gamma}(\mathbf{x}(k)) = \begin{bmatrix}\mathbf{c}^T \\ \mathbf{q}_1^T\end{bmatrix}\mathbf{x}(k) = \underbrace{\begin{bmatrix} b_2 & b_1 \\ -1 & 0\end{bmatrix}}_{\mathbf{T}}\mathbf{x}(k) \tag{5.18}$$

Die Funktion $q_1 = \mathbf{q}_1^T\mathbf{x}(k)$ erfüllt dabei die Bedingungen $\frac{\partial}{\partial u(k)}\left(q_1 \circ \mathbf{f}^1(\mathbf{x}(k), u(k))\right) = 0$ und $\mathbf{\Gamma(x(}\boldsymbol{k}\mathbf{))}$ ist invertierbar. Damit kann das Regelgesetz gemäß 5.15 entwickelt und der Zustandraum in die transformierten Zustände übergeführt werden.

$$u_*(k) = \frac{v(k) - \mathbf{c}^T\mathbf{A}\mathbf{T}^{-1}\begin{bmatrix}\xi_1(k) \\ \eta_1(k)\end{bmatrix}}{\mathbf{c}^T\mathbf{b}} \tag{5.19}$$

$$\begin{bmatrix}\xi_1(k+1) \\ \eta_1(k+1)\end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ -173.5703 & -0.9506\end{bmatrix}\begin{bmatrix}\xi_1(k) \\ \eta_1(k)\end{bmatrix} + \begin{bmatrix}1 \\ 0\end{bmatrix}v(k) \tag{5.20}$$

Die innere Dynamik besitzt somit eine Polstelle bei −0.9506, womit sichergestellt ist, dass diese stabil ist. Die kontinuierliche Systemdynamik des PT2-S2 Modells weist ein konjugiert komplexes Polpaar bei $\lambda_{1,2} = -75.99 \pm 79.693i$ auf. Wie zuvor erwähnt, bietet die flachheitsbasierte Vorsteuerung die Möglichkeit, durch eine geeignete Wahl des Systemeingangs die gesamte Systemdynamik gezielt zu beeinflussen. Dies soll genutzt werden, um die Dämpfung zu erhöhen und somit das Überschwingen zu verringern. Gleichzeitig soll die Einschwingdauer weitgehend erhalten bleiben, was bedeutet, dass der Realteil der Pole geringfügig erhöht werden muss. Dementsprechend werden die gewünschten Pole des Gesamtsystems (inklusive Vorsteuerung) bei $\lambda_{*1,2} = -80 \pm 10i$ festgelegt und diskretisiert. Zur Umsetzung wird ein Zustandsregler im virtuellen System integriert. Für diesen gilt das in Gleichung (5.21) definierte Regelgesetz, dessen Reglerparameter $\mathbf{k}^T$ mittels Polvorgabe (Pole Placement) bestimmt wurden.

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

$$
\begin{aligned}
v(k) &= -\mathbf{k}^T \begin{bmatrix} \xi_1(k) \\ \eta_1(k) \end{bmatrix} + \tilde{\mathbf{b}} w(k) \\
\mathbf{k}^T &= \begin{bmatrix} -2.7967 & -0.0202 \end{bmatrix}
\end{aligned}
\tag{5.21}
$$

Dabei stellt $w(k)$ das Eingangssignal in den Regler dar und entspricht dem Soll-Bremsdruck. Schließlich resultiert das im Feedforward Regler integrierte Closed Loop System:

$$
\begin{bmatrix} \xi_1(k+1) \\ \eta_1(k+1) \end{bmatrix} = \underbrace{\begin{bmatrix} 2.7967 & 0.0202 \\ -173.5703 & -0.9506 \end{bmatrix}}_{\tilde{\mathbf{A}}} \begin{bmatrix} \xi_1(k) \\ \eta_1(k) \end{bmatrix} + \underbrace{\begin{bmatrix} 0.0031 \\ 0 \end{bmatrix}}_{\tilde{\mathbf{b}}} w(k) \tag{5.22}
$$

Damit ist die Entwicklung des dynamischen Feedforward-Reglers abgeschlossen. Im nächsten Schritt müssen nun noch die Zusammenhänge für die stationäre Verstärkung, eine Logik zur Berücksichtigung der positionsabhängigen Totzeit sowie die Feedback-Regelung für den Bremsdruckregler entwickelt werden.

Statische Verstärkung

Um einen möglichst aussagekräftigen Zusammenhang zwischen Bremsdruck und Spannung des Aktor-Steuersignals (vgl. Abbildung 3.5: $V_{A,i}$) beider Bremsen zu erhalten und somit den Verlauf der statischen Verstärkung zu bestimmen, wurde eine Abfolge zufällig angeordneter Sollwertsprünge von der ungebremsten Aktorlage aus durchgeführt. Die stationären Werte, die sich nach kurzem Setzen des Bremsdrucks eingestellt haben, bilden die Grundlage für die Erstellung einer kubischen Regressionskurve. Diese Regressionsfunktion wird anschließend in der Regelung in Form einer Lookup-Tabelle implementiert. Dadurch wird die Stellgröße $u_*(k)$, welche noch einen Druck beschreibt, in eine der Sollposition entsprechende Spannung $u_{FF}(k)$ überführt. Abbildung 5.19 zeigt die resultierenden Regressionskurven sowie die Messdaten, anhand derer die Kurven für Vorder- und Hinterradbremse angenähert wurden.

Berücksichtigung der Totzeit

Für die Berücksichtigung der Totzeit muss grundsätzlich zwischen den beiden Anfangszuständen *ungebremst/drucklos* und *bremsend/Druck anliegend* unterschieden werden. Darüber hinaus beeinflusst auch die Form des Sollwertsignals $w(k)$ die notwendige Dauer der Totzeit erheblich. So gilt die in der Systemidentifikation ermittelte Totzeit von etwa 0.063 s nur für ideale Sprungsignale aus der ungebremsten Lage. Bei von Hand durchgeführten Bremsmanövern ist ein exakter Sollwertsprung praktisch nicht realisierbar; das Signalverhalten ähnelt vielmehr einer Rampe.

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

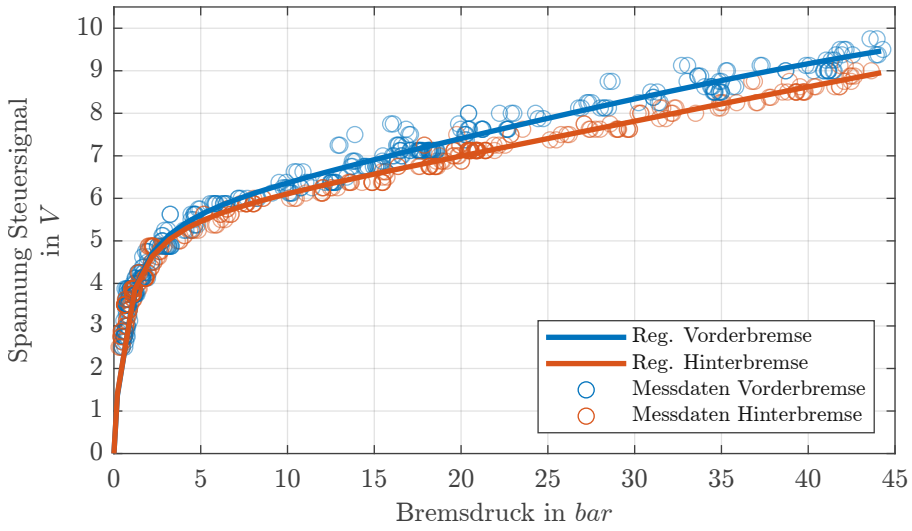


Abbildung 5.19: LookUp-Table für den Zusammenhang von statischem Bremsdruck und Steuersignalspannung

Um sowohl ideale Sprünge der Eingangsgrößen für statische Versuche als auch die Bremshebelstellung als Eingangssignal bei Fahrversuche nutzen zu können, wurden zwei unterschiedliche Betriebsmodi in der Steuerungssoftware implementiert. Im *Labormodus* kommt eine im Regelkreis integrierte Wahrheitstabelle zum Einsatz, die unterscheidet, ob ein Sollwertsprung aus der ungebremsten Lage erfolgt oder ob bereits ein Bremsdruck von mehr als 1.5 bar anliegt. Zusätzlich fließt die Sprunghöhe Δp in die Wahl der Totzeit ein: Für kleine Sprünge mit $\Delta p < 5$ bar wird unabhängig vom Startzustand eine kürzere Totzeit verwendet. Konkret bedeutet dies:

- Bei Sollwertsprüngen aus der ungebremsten Lage mit $\Delta p \geq 5$ bar wird eine Totzeit von 0.063 s angesetzt.
- Bei allen anderen Fällen wird eine Totzeit von 0.02 s verwendet.

Im *Bremsmodus* ist die Zuordnung der Totzeit weniger eindeutig. Um die Auswirkungen zu klein oder zu groß definierter Totzeiten zu untersuchen, wurden entsprechende Szenarien in einer Zeitsimulation des geschlossenen Regelkreises analysiert. Dabei zeigte sich, dass das nacheilen der berechneten Trajektorie weniger kritisch ist, da der Feedbackregler in diesem Fall eine Reduktion des Eingangssignals bewirkt, was typischerweise kein Überschwingen verursacht. Im Gegensatz dazu führt eine voreilende Trajektorie zum nachregeln durch den Feedback-Regler, was in jedem Fall zu einem deutlichen Überschwingen des Bremsdrucks führen wird. Daher wurde für den Bremsmodus folgende Logik implementiert: Wird aus der ungebremsten Lage heraus ein Sollwertsignal mit einem steilem Anstieg detektiert, so wird eine Totzeit von 0.045 s eingestellt. In allen anderen Szenarien greift eine kürzer eingestellte Totzeit von 0.02 s.

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

Feedback Regler

Schlussendlich wurde die Feedbackregelung entwickelt und in das Gesamtsystem implementiert. In die Ausgangsrückführung des Systems wurde ein diskreter PI-Regler gemäß Regelgesetz in Gleichung (5.23) integriert. Als Eingangssignal dient die Differenz zwischen der Solltrajektorie $y_{FF}(k)$, die unter Berücksichtigung der Totzeit aus der Vorsteuerung resultiert, und dem aktuellen Bremsdruck $y(k)$. Auf einen D-Anteil im Regler wurde bewusst verzichtet, da das Messrauschen in den Eingangssignalen eine empfindliche Reaktion des D-Anteils hervorrufen würde und somit ein zusätzlicher Filteraufwand erforderlich wäre.

$$u_{FB}(k) = (K_p + K_i \, T_s \frac{1}{z-1}) e(k) \tag{5.23}$$

Die Hauptaufgabe des Feedbackreglers besteht darin, Fehler auszugleichen, die durch den variierenden, nichtlinearen Verlauf der statischen Verstärkung entstehen. Da ein Großteil des dynamischen Systemverhaltens bereits durch die Vorsteuerung festgelegt ist, liegt der Schwerpunkt bei der Auslegung des Feedbackreglers einerseits auf einem möglichst robusten Verhalten. Andererseits sollte er dennoch in der Lage sein, Abweichungen entlang der Solltrajektorie zuverlässig auszuregeln.

Zur Parametrierung des Reglers wurde zunächst mithilfe der *Auto-Tune*-Applikation in Simulink eine Vorauswahl geeigneter Regelparameter getroffen. Diese Parameter wurden anschließend zusammen mit der übrigen Reglerstruktur auf dem realen System implementiert und iterativ durch mehrere Testreihen verfeinert. Dabei wurden sowohl ideale Sollwertsprünge als auch manuell ausgeführte Bremsmanöver betrachtet. Die finale Abstimmung führte bei Vorder- und Hinterradbremse zu den identischen Regelparametern $K_p = 0.006$ und $K_i = 4$. Die vollständige Regelstruktur ist in Abbildung 5.20 dargestellt.

5.3.4 Systemtests des implementierten Bremsdruckreglers

Zum Abschluss der Entwicklung und Implementierung des Bremsdruckreglers werden exemplarisch einige Ergebnisse der Versuchsreihen dargestellt. Ziel ist es darzustellen, wie präzise das System der Soll-Trajektorie folgen kann. Zu diesem Zweck werden in den Abbildungen 5.21a und 5.21b zwei unterschiedliche Szenarien betrachtet: In Abbildung 5.21a ist die Systemantwort auf einen idealen Sollwertsprung dargestellt, während in Abbildung 5.21b ein manuell am Bremshebel erzeugter Signalverlauf untersucht wird.

Dabei zeigt die violette Linie in Abbildung 5.21a das Verhalten des offenen Regelkreises, welcher unter Verwendung des tatsächlichen Signaleingangs $w(k)$ und der identifizierten Systemdynamik simuliert wurde. Die übrigen Kurven beschreiben die realen Messdaten

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

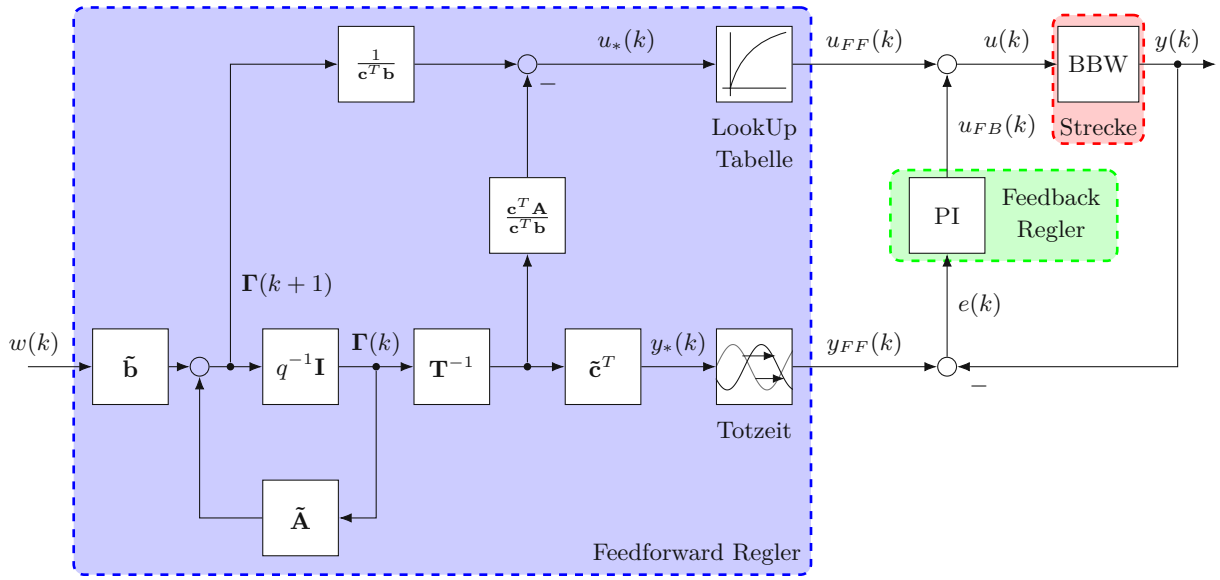


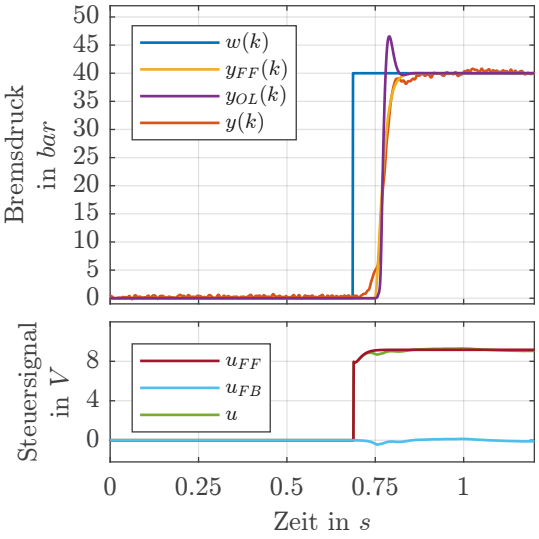
Abbildung 5.20: Aufbau des implementierten Bremsdruckreglers

aus dem Versuch. Durch den Einsatz des Reglersystems konnte das Überschwingen signifikant reduziert werden, während die Ausregelzeit nahezu ident zu jener des offenen Regelkreises bleibt. Die implementierte Totzeit sowie die modellierte statische Verstärkung erscheinen passend ausgelegt, da der Feedbackregler beim Erreichen des Sollwerts nur minimal eingreift und im stationären Bereich kaum eine Regelgröße erzeugt.

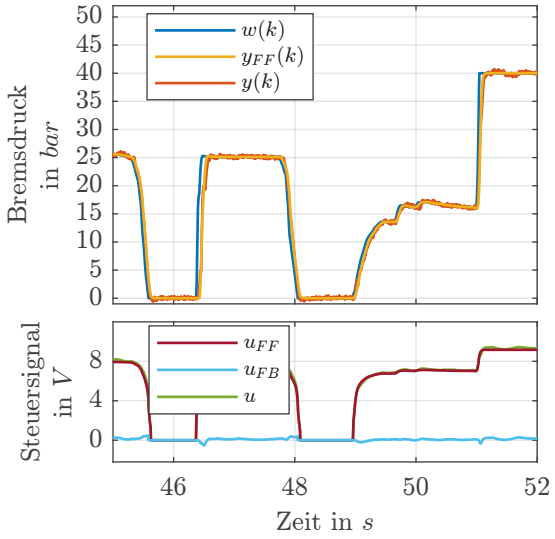
Abbildung 5.21b illustriert das Regelverhalten bei manueller Betätigung des Bremshebels sowohl aus der ungebremsten Lage heraus als auch bei einer Regelung von einem bestehenden Druckniveau auf ein höheres. In beiden Fällen folgt das System zuverlässig der Referenztrajektorie, wobei der Feedbackregler erneut nur geringe Korrekturen vornimmt. Besonders hervorzuheben ist, dass bei moderatem Anziehen des Bremshebels die verkürzte Totzeit greift, wodurch sich die Verzögerung der Systemantwort im Vergleich zu den idealen Sprungantworten deutlich reduziert.

Die Leistungsfähigkeit des Reglers während der Fahrversuche wird in Abbildung 5.22 veranschaulicht. Dargestellt ist die Applikation tatsächlicher Bremsdrücke von Vorder- und Hinterradbremse bei linear steigender Fahrzeugverzögerung. Unabhängig davon, ob eine feste Bremskraftverteilung oder die ideale Bremskraftverteilungskurve angestrebt wird, gelingt es dem System, den jeweiligen Sollwertverläufen zuverlässig zu folgen, selbst bei unterschiedlich schneller Zunahme des Verzögerungsbedarfs. Dies stellen die blauen und orangen Messdaten der idealen Bremskraftverteilung dar, wobei die orangenen Messdaten einem Manöver mit schnell ansteigendem Verzögerungsverlauf entsprechen.

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.



(a) Systemantwort auf einen idealen Sprung der Stellgröße



(b) Systemantwort auf manuell durch den Bremshebel gesteuerte Stellgrößen

Abbildung 5.21: Messdaten des geschlossenen Regelkreises

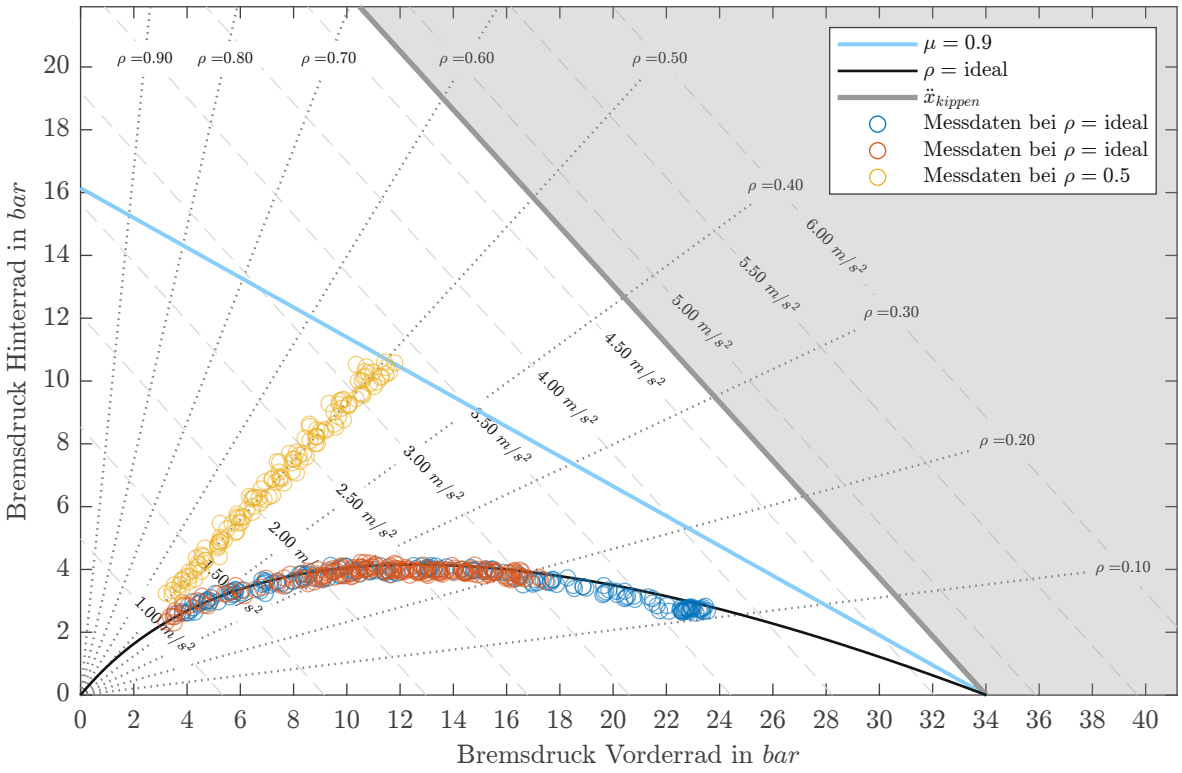


Abbildung 5.22: Bremsdrücke bei Fahrmanövern mit unterschiedlichen Bremskraftverteilungen

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

5.4 Bremskraftverteilung

Allein mit dem Bremsdruck sind die Umfangskräfte noch nicht vollständig bestimmt. In diesem Sinne wird im Folgenden der Zusammenhang zwischen Bremsdruck und Umfangskraft aus Fahrversuchsdaten abgeleitet. Wie in Abbildung 3.5 zu sehen ist, liegen zwischen der VCU und der Umfangskraft im Reifen-Fahrbahnkontakt noch drei Schnittstellen vor. Zu diesen zählen:

- Aktorsteuereinheit: VCU-Steuersignal zu Aktorposition
- Bremszylinder: Aktorposition zu Bremsdruck
- Reibkontakt Bremsscheibe: Bremsdruck zu Umfangskraft

Wie im vorigen Abschnitt ausführlich beschrieben, werden die ersten beiden Schnittstellen durch das Regelsystem bedient. Die letzte Schnittstelle umfasst die reibungsbehafteten Kontakte an der Bremsscheibe und im Reifen-Fahrbahnkontakt. Durch die Anpresskraft an den Bremsbelägen resultiert ausgehend von der tangential gerichteten Reibkraft ein Bremsmoment. Da der Drehimpuls der Räder gemäß den Modellannahmen vernachlässigt wird und auch keine sonstigen Widerstände (Rollwiderstand etc.) im Reifenkontaktpunkt berücksichtigt werden, entspricht das Bremsmoment direkt dem Produkt aus Umfangskraft und Rollradius. Somit kann die letzte Schnittstelle mithilfe des Faktors $K_{br,i}$ beschrieben werden, welcher die Umfangskraft dem Bremsdruck gleichsetzt:

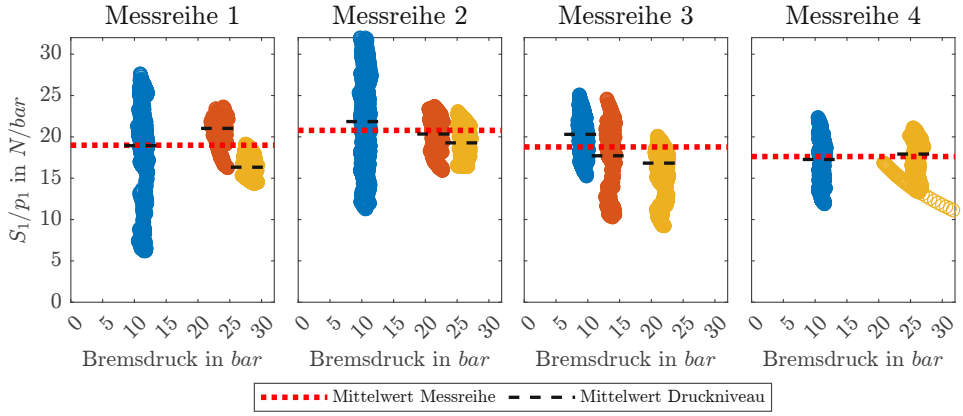
$$S_i = K_{br,i} \cdot p_i \tag{5.24}$$

In der vorliegenden Arbeit wird dieses Verhältnis über den gesamten Bremsdruckbereich und allen Fahrbedingungen als konstant angenommen. Ob dem wirklich so ist, sollen die Ergebnisse verschiedener Fahrversuche zeigen. Maier et al. geben in [26] den Verlauf des Bremsbelagreibwertes und Bremsmoments in Abhängigkeit von Temperatur und Bremsdruck an. Dennoch konnten dessen Erkenntnisse nicht direkt am Scooter implementiert werden, da vor allem bei den ersten Testreihen eine Zunahme der Verzögerung bei gleichem Bremsdruck beobachtet werden konnte. Daher wurden vor jeder Messkampagne mehrere Kalibrierbremsungen durchgeführt, bei denen immer nur ein Rad gebremst wurde. Die Umfangskraft kann dabei aus der bekannten Systemmasse und der gemessenen Verzögerung abzüglich der zuvor ermittelten Fahrwiderstände abgeleitet werden (vgl. (4.1)). Daraus wurde direkt nach der Durchführung der Kalibriermanöver das Verhältnis aus Umfangskraft und Bremsdruck ermittelt um die Konfiguration des Bremssystems zu aktualisieren. Weiters wurden auch zwischen den unterschiedlichen Fahrversuchen Kalibriermessungen eingeschoben, um die Entwicklung des Skalierfaktors nach mehreren Messfahrten aufzuzeigen.

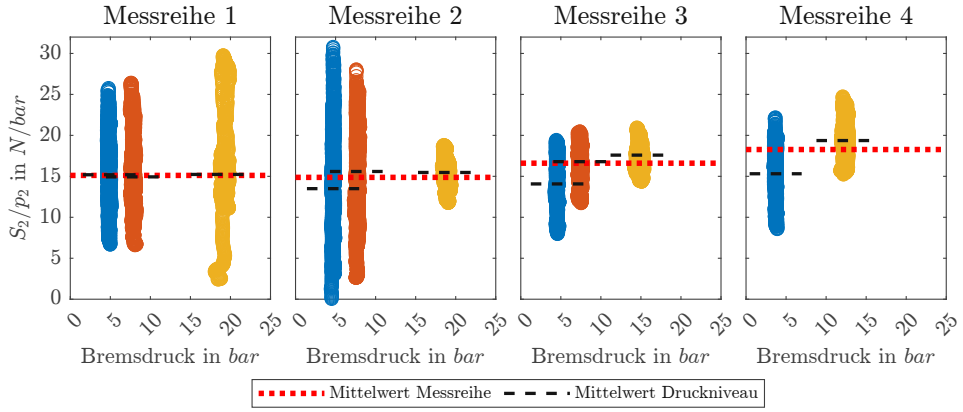
Abbildung 5.23 veranschaulicht die Messergebnisse des Umfangskraft-zu-Druck-Faktors aus vier unterschiedlichen Messreihen. Dabei wurden Messreihe 1 und Messreihe 2 am

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

selben Tag, vormittags und nachmittags, aufgenommen. Messreihe 3 folgte zu Beginn des nächsten Messtages, bei dem auch Messreihe 4 nach ungefähr der Hälfte aller Fahrversuche an diesem Tag aufgenommen wurde. Eine abschließende Messreihe blieb an diesem Tag leider verwehrt, nachdem der niedrige Ladestand der Scooterbatterie den Messtag kurz zuvor beendete.



(a) Messdaten der Kalibrierbremsungen der Vorderradbremse



(b) Messdaten der Kalibrierbremsungen der Hinterradbremse

Abbildung 5.23: Ergebnisse aus den Fahrmanövern zur Kalibrierung des Faktors $K_{br,i} = S_i/p_i$

Die Druckniveaus der Kalibrierbremsungen wurden so gewählt, dass der im Fahrversuch relevante Druckbereich für das jeweilige Rad gut abgedeckt wird. So liegt beim Vorderrad der Fokus auf Bremsungen zwischen 10 bar und 30 bar, während am Hinterrad niedrigere Drücke von 5 bar bis 15 bar für die folgenden Fahrversuche mit fester oder idealer Bremskraftverteilung von Bedeutung sind. Auffällig ist, dass vor allem bei niedrigen Drücken die Messdaten etwas mehr streuen als bei höheren Drücken. Dies könnte aus leicht variierenden Fahrwiderständen oder Fahrbahnunebenheiten folgen, da diese Widerstände bei niedrigen Verzögerungen einen weit höheren relativen Anteil besitzen. Während beim Vorderrad tendenziell eine Verringerung des Skalierfaktors gegen Ende

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

des zweiten Messtages zu beobachten ist, fällt insbesondere der Anstieg des Skalierfaktors der Hinterradbremse vom ersten zum zweiten Messtag auf.

Betrachtet man die Daten aller vier Messreihen gemeinsam (vgl. Tabelle 5.6), ergibt sich ein Skalierungsfaktor von $19.37 \pm 3.4\,\mathrm{N/bar}$ für die Vorderradbremse und $16.01 \pm 4.04\,\mathrm{N/bar}$ für die Hinterradbremse. Die große Streubreite stellt insbesondere während des Kalibriervorgangs im Rahmen der Testkampagne eine potenzielle Fehlerquelle dar. Dies hat wiederum gravierende Auswirkungen auf die Einstellung der idealen Bremskraftverteilung. Außerdem ist der Einfluss von Feuchtigkeit bei Bremsungen auf nasser Fahrbahn bislang noch unklar. Um diesen Unsicherheiten nach Abschluss dieser Arbeit gezielt zu begegnen, bietet sich ein Laborversuch mit exakter Messung des Bremsmoments, ähnlich zu [45] an. Dabei könnte durch gezielte Befeuchtung der Scheibenbremse auch der Einfluss von Feuchtigkeit analysiert werden, ohne dass weitere Fahrzustände berücksichtigt werden müssen. Besonders der exakte Verlauf des Skalierfaktors bei niedrigen Drücken wäre dabei entscheidend, um den Hinterreifen im optimalen Kraftübertragungsbereich zu halten. Ein weiterer, flexibler Ansatz wäre die Entwicklung eines Schätzverfahrens, das die beiden Parameter kontinuierlich nach jeder Bremsung anpasst und dadurch äußere Einflüsse automatisch kompensiert.

Messreihe	$\mu(K_{br,1}) \pm \sigma(K_{br,1})$	$\mu(K_{br,2}) \pm \sigma(K_{br,2})$
Messreihe 1	$18.99 \pm 3.28\,\mathrm{N/bar}$	$15.11 \pm 3.67\,\mathrm{N/bar}$
Messreihe 2	$20.78 \pm 3.67\,\mathrm{N/bar}$	$14.87 \pm 5.23\,\mathrm{N/bar}$
Messreihe 3	$18.78 \pm 2.92\,\mathrm{N/bar}$	$16.60 \pm 2.26\,\mathrm{N/bar}$
Messreihe 4	$17.62 \pm 2.49\,\mathrm{N/bar}$	$18.27 \pm 2.78\,\mathrm{N/bar}$

Tabelle 5.6: Mittelwert der Faktoren $K_{br,i}$ und dessen Standardabweichungen aus den Messreihen

5.4.1 Integration der idealen Bremskraftverteilungs-Funktion

Damit sind schließlich alle Größen für die Steuerung der idealen Bremskräfte bekannt, können gemessen oder laufend aus Messdaten berechnet werden. Zusammenfassend zeigt Abbildung 5.24 die Implementierung der idealen Bremskraftverteilungsfunktion. Ausgänge der Funktion sind die benötigten Umfangskräfte für eine ideale Verteilung der Bremskräfte, welche mit Hilfe der Skalierfaktoren in die entsprechenden Soll-Bremsdrücke umgerechnet werden. Diese gehen somit als Führungsgrößen $w_i(k)$ für die nachfolgende Bremsdruckregelung ein.

Neben den Masseneigenschaften fließt die gewünschte Verzögerung in die Bremskraftverteilungsfunktion ein. Diese Verzögerung wird sowohl auf 80% der zum Kippen führenden Verzögerung als auch auf die Grenzverzögerung gegen Blockieren limitiert. Die limitierenden Faktoren ergeben sich hierbei einerseits aus der Schwerpunktslage und andererseits aus dem über die Nässesensoren geschätzten Reibkoeffizienten des Reifen/Fahrbahn

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

Kontakts. Der Initiator für die Bremskraftgenerierung ist der Fahrer, der durch Zuziehen des Bremshebels das System aktiviert. In einem vorgelagerten Modul wird der Bremshebelweg in eine entsprechende Wunschverzögerung des Fahrers konvertiert, welche als Eingang $\ddot{x}_{\text{Fahrerinput}}$ in das System eingeht. Der Rollwiderstand wird über den Parameter $\ddot{x}_{\text{rw}}$ pauschal berücksichtigt. Dabei ist ersichtlich, dass bei ungezogenem Bremshebel eine negative Umfangskraft, also eine Antriebskraft, erforderlich wäre, um den Rollwiderstand zu kompensieren. Da diese Information selbstverständlich nicht an das Brake-by-Wire-System weitergegeben werden soll, werden die Führungsgrößen im Anschluss an die dargestellte Funktion noch begrenzt.

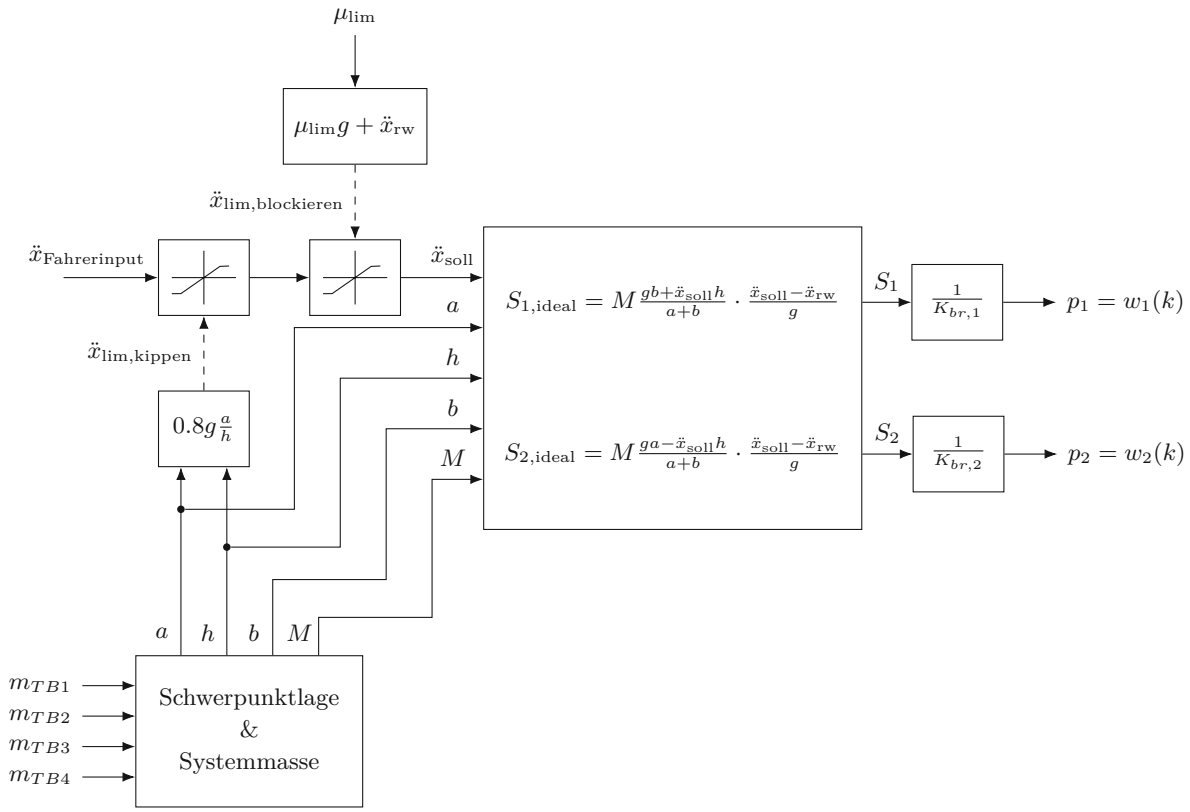


Abbildung 5.24: Integration der idealen Bremskraftverteilungsfunktion

5.5 Reifenschlupf und Reifenmodell

Um sowohl eine Plausibilitätsprüfung der eingestellten Bremskraftverteilung vorzunehmen als auch den positiven Effekt einer idealen Bremskraftverteilung aufzuzeigen, wird in diesem Abschnitt der Zusammenhang zwischen der longitudinal wirkenden Umfangskraft und dem Reifenschlupf analysiert. Als Grundlage dient das aus Messdaten identifizierte Brush-Tyre-Modell (Bürstenmodell), welches eine physikalische Beschreibung

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

des Schlupf-Umfangskraft-Zusammenhangs liefert [55]. Die Parametrisierung des Bürstenmodells auf Basis von Fahrversuchsdaten ist jedoch mit gewissen Unsicherheiten behaftet, da wesentliche Eingangsgrößen wie der effektive Rollradius, der Reifenschlupf sowie die Normalkräfte nur mit begrenzter Genauigkeit bestimmt werden können. Aus diesem Grund sind die folgend entwickelten Bürstenmodelle nicht als absolute Abbildung der tatsächlichen Reifeneigenschaften zu verstehen, sondern vielmehr als ein Werkzeug für die Veranschaulichung der Auswirkungen unterschiedlicher Bremskraftkonfigurationen.

5.5.1 Bürstenmodell

Das Bürstenmodell beschreibt den Reifen als einen Verbund aus einem undehnbaren, aber verformbaren Gürtel und radial angeordneten, deformierbaren Bürsten. Im Bereich der Aufstandsfläche – dem sogenannten Reifenlatsch – wird der Gürtel, wie in Abbildung 5.25 dargestellt, als parallel zur Fahrbahn verformt angenommen. Der Reifenlatsch weist laut Modellannahme in der Draufsicht eine elliptische Aufstandsfläche auf. Liegt keine horizontale Kraftübertragung im Reifenlatsch vor, befindet sich das Rad im frei rollenden Zustand. In diesem Fall sind alle Bürsten innerhalb des Latsches vertikal ausgerichtet. Die auf jedes Bürstenelement wirkende Normallast ergibt sich aus der Druckverteilung infolge der Gürtelverformung. Für toroidiale Reifen, wie sie auch bei E-Scootern zum Einsatz kommen, wird üblicherweise eine parabolische Druckverteilung angenommen. Die Übertragung horizontaler Kräfte ist immer mit einem Reifenschlupf verbunden. Dieser ergibt sich aus der Differenz zwischen dem Produkt aus Reifendrehzahl Ω und effektivem Rollradius r_e einerseits und der Geschwindigkeit des Radmittelpunkts V_x andererseits. Für den gebremsten Zustand wird der praktische Schlupf κ sowie der daraus abgeleitete theoretische Reifenschlupf σ in dieser Arbeit wie folgt definiert[2]:

$$\begin{aligned} \kappa &= \frac{V_x - \Omega r_e}{V_x} \\ \sigma &= \frac{\kappa}{1+\kappa} \end{aligned} \tag{5.25}$$

Aus dem Schlupf ergibt sich eine Relativgeschwindigkeit V_{sx} zwischen Gürtel und Fahrbahn, welche zu einer longitudinalen Deflektion und Verformung der Bürstenelemente führt. In Verbindung mit der Steifigkeit der Bürstenelemente ergibt sich eine Schubspannungsverteilung im Reifenlatsch, die in Summe die Umfangskraft des Reifens ergibt. Die maximal übertragbare Schubspannung ist für jedes Bürstenelement durch den maximalen Reibwert $\mu_{\max}$ begrenzt. Aufgrund der linear ansteigenden Verformung der Bürsten entlang des Reifenlatschs sowie der parabolischen Verteilung der Normalkräfte beginnen bei zunehmendem Schlupf zunächst die hinteren Bürstenelemente zu gleiten. Mit weiter

[2] Entgegen der Definition nach Pacejka [55] wird der Schlupf κ bei Bremsvorgängen mit $V_x > \Omega r_e$ als positiv angesetzt.

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

steigendem Schlupf breitet sich diese sogenannte Gleitzone sukzessive nach vorne aus, bis bei einem bestimmten Schlupf σ^* der gesamte Reifenlatsch gleitet.

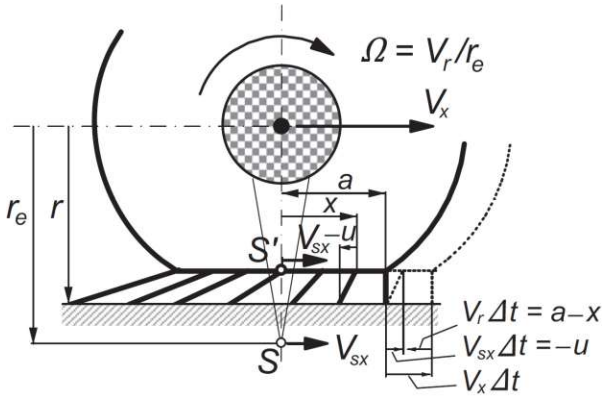


Abbildung 5.25: Radien und modellierte Bürsten des gebremsten Reifenmodells [55]

Nach der allgemeinen Formulierung des Bürstenmodells nach Pacejka [55] ergibt sich in Abhängigkeit von der Aufstandskraft eine Kurvenschar, die den Zusammenhang zwischen Schlupf und Umfangskraft beschreibt. Im vorliegenden Fall erfolgt die Parametrisierung des Modells auf Basis von Messdaten aus dem Fahrversuch. Dadurch ergibt sich eine Kopplung zwischen Umfangskraft und Aufstandskraft. Dafür bietet Lot [56] eine besser geeignete Beschreibung des Bürstenmodells. Hierbei wird der Kraftschluss als Funktion des theoretischen Schlupfs σ und des Übergangspunkts σ^* wie folgt beschrieben:

$$\mu = \begin{cases} \mu_{\max} \dfrac{\sigma}{|\sigma|} \left(1 - \left(1 - \dfrac{|\sigma|}{\sigma^*} \right)^3 \right) & , \quad |\sigma| < \sigma^* \\ \mu_{\max} & , \quad |\sigma| \geq \sigma^* \end{cases} \tag{5.26}$$

$$\sigma^* = \frac{3\mu_{\max}}{k_\kappa}$$

Daraus ergeben sich zwei wesentliche Parameter zur Beschreibung des Kraftschlusses: der maximale Reibwert des Reifen-Fahrbahn-Kontakts $\mu_{\max}$ und die sogenannte Schlupfsteifigkeit k_κ. Während der maximale Reibwert aus Vollbremsungen mit blockierendem Hinterreifen ermittelt wurde, wurde die Schlupfsteifigkeit mittels eines Least-Squares-Verfahrens an die Messdaten angepasst. Die detaillierte Beschreibung des Parametrisierungsprozesses findet sich in Abschnitt 5.5.3 wieder.

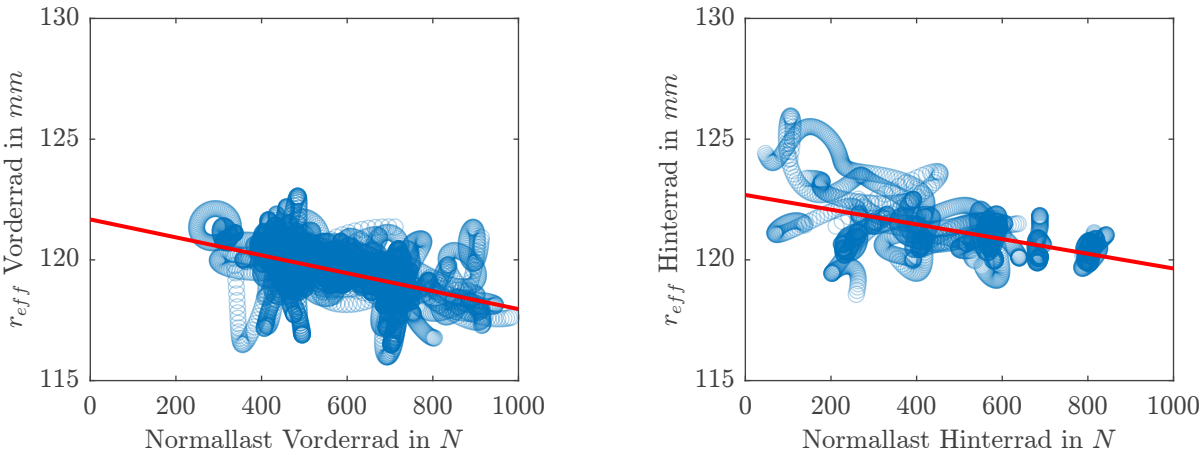
5.5.2 Effektiver Rollradius

Wie auch von Pacejka [55] hervorgehoben, führt eine Veränderung der Normalkraft am Reifen in der Regel zu einer Änderung des effektiven Rollradius. Dieser entspricht nicht

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

dem statischen Radius eines unbelasteten oder belasteten Reifens, sondern beschreibt jenen Radius, bei dem das frei rollende Rad mit der Drehzahl Ω die äquivalente Geschwindigkeit V_x der Radmitte erreicht. Eine genaue Bestimmung ist nur experimentell möglich, entweder auf einem Reifenprüfstand oder direkt im Fahrversuch.

Im vorliegenden Fall wurde der effektive Rollradius mithilfe ausgewählter Messfahrten ermittelt. Entscheidend ist dabei, dass das betrachtete Rad während der Messung frei abrollt, da jeder auftretende Reifenschlupf zu einer Verfälschung des Ergebnisses führen würde. Unter dieser Voraussetzung gilt: $V_{sx} = V_x - \Omega r_e = 0$, woraus sich bei gemessener Raddrehzahl und GPS-Geschwindigkeit der effektive Rollradius berechnen lässt. Zur Anwendung kamen dabei sowohl Ausrollversuche mit variierenden Standpositionen zur Erzeugung kleiner Radlaständerungen als auch Bremsversuche mit konstanter Verzögerung, bei denen nur eines der beiden Räder gebremst wurde. Im Anschluss können die einzelnen Messdaten der unterschiedlichen Manöver mithilfe einer Regressionsgeraden zu einem linearen Zusammenhang für den effektiven Rollradius zusammengeführt werden.



(a) Verlauf des effektiven Rollradius am Vorderrad

(b) Verlauf des effektiven Rollradius am Hinterrad

Abbildung 5.26: Effektive Rollradien aus dem Fahrversuch

Der Lastverschiebung bei der Verzögerung entsprechend kann im Fahrversuch mit der Ballastierung durch den Testfahrer die Radlast am Vorderrad nicht weiter verringert und am Hinterrad nicht weiter erhöht werden. Ebenso lässt sich die Belastung am Vorderrad nicht weiter steigern, da durch die Sättigung der Umfangskraft am Hinterreifen keine höhere Verzögerung mehr erreicht werden kann. Daher zeigen diese Daten nur einen Ausschnitt des vollständigen Zusammenhangs zwischen Rollradius und Normalkraft. Dennoch konnten die für die folgenden Fahrversuche relevanten Verzögerungsbereiche und die daraus resultierenden Radlasten zum Großteil abgebildet werden. Daraus ergeben sich die folgenden linearen Zusammenhänge zwischen dem effektiven Rollradius und der entsprechenden Aufstandskraft N_i für Vorder- und Hinterrad:

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

$$
\begin{aligned}
r_{eff,1} &= 121.674\,\text{mm} - 0.00371\frac{\text{N}}{\text{mm}} \cdot N_1 \\
r_{eff,2} &= 122.6871\,\text{mm} - 0.00304\frac{\text{N}}{\text{mm}} \cdot N_2
\end{aligned}
\tag{5.27}
$$

Damit liegen die ermittelten Rollradien im Vergleich zu den unbelasteten, statischen Radien der Reifen in einem plausiblen Bereich. Dass eine lineare Beschreibung des Rollradius jedoch nur in einem begrenzten Lastbereich sinnvoll ist und bei einer großen Entlastung der Reifen nicht mehr zutrifft, zeigen die experimentell ermittelten Kurven von Pacejka [55].

5.5.3 Reifenkennlinie

In einem letzten Schritt werden die Parameter der durch das Bürstenmodell vorgegebenen Reifenkennlinie auf Basis des erfassten Schlupfs und der berechneten Reifenkräfte ermittelt. Dazu müssen zunächst die Reifenkräfte aus der Fahrzeugverzögerung abgeleitet werden. Bei den betrachteten Fahrversuchen wurde jeweils nur ein Rad gebremst, sodass die gesamte gemessene Verzögerung abzüglich des Rollwiderstands dem gebremsten Rad zugeordnet werden kann.

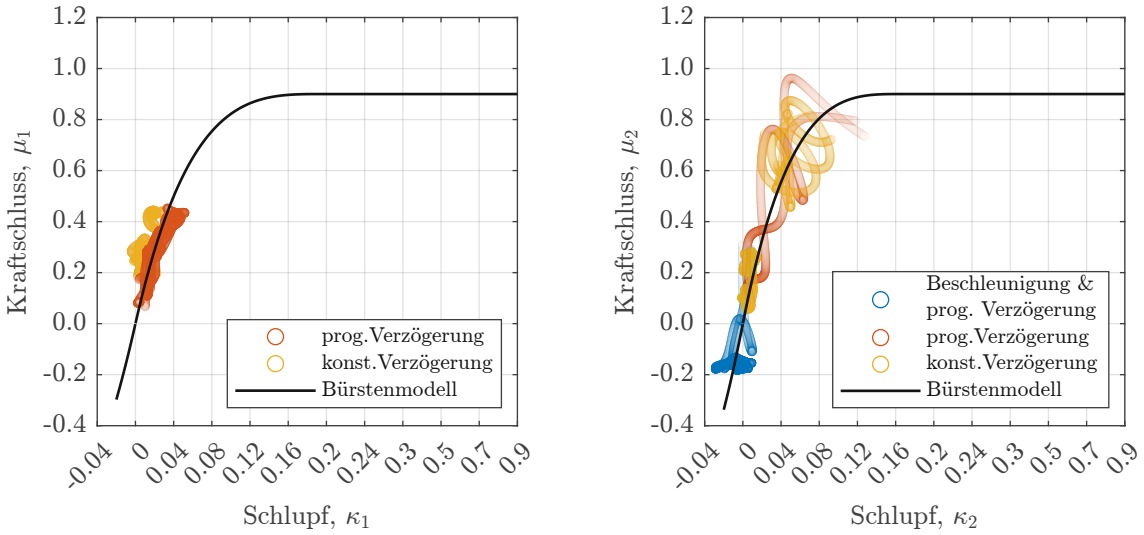
Wie in den Bewegungsgleichungen (4.1) ersichtlich, ergeben sich die Normalkräfte am Reifen aus dem Drallsatz um den Fahrzeugschwerpunkt. Das Verhältnis von Umfangskraft zu Normalkraft beschreibt schließlich den Kraftschluss μ_i. Die Normalkräfte fließen weiters in die Berechnung des effektiven Rollradius ein, welcher für die Berechnung des Schlupfes κ benötigt wird.

Wie in Abbildung 5.27 zu sehen, lassen sich die experimentellen Daten als Reifenkennlinie in Form von μ_i über κ_i darstellen. Um die Daten mithilfe des Bürstenmodells zu approximieren, wird im Least-Squares-Verfahren die Schlupfsteifigkeit k_κ erfasst. Der zweite zu variierende Parameter, der maximale Kraftschluss $\mu_{\max}$, wurde aus weiteren Fahrversuchen bestimmt, bei denen das Hinterrad vollständig blockierte. Dabei konnte ein Gleitreibungskoeffizient zwischen Reifen und trockener Fahrbahn von $\mu_{\max} = 0.9$ ermittelt werden.

Bei der Parametrisierung wurden Daten aus Bremsungen mit konstanter und kontinuierlich steigender Verzögerung sowie aus beschleunigten Manövern berücksichtigt. Es konnten dabei die (dimensionslosen) Schlupfsteifigkeiten von $k_{\kappa,1} = 16.6$ für das Vorderrad und $k_{\kappa,2} = 19.17$ für das Hinterrad ermittelt werden.

Im Gegensatz zu den bisher behandelten Fahrmanövern, bei denen jeweils nur ein Rad gebremst wurde, kann in den folgenden Manövern mit unterschiedlichen Bremskraftverteilungen die erzielte Verzögerung nicht mehr nur einem einzelnen Rad zugeordnet werden. Die resultierenden Reifenkräfte müssen daher rechnerisch gemäß der sich einstellenden Verzögerung auf beide Räder verteilt werden. Dies erfolgt durch die Rückrechnung der

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN



(a) Reifenkennline Vorderrad (b) Reifenkennline Hinterrad

Abbildung 5.27: Aus dem Fahrversuch ermittelte Reifenkennlinien

Bremsdrücke auf die Umfangskräfte unter Verwendung des zuvor ermittelten Skalierfaktors K_{br}. Aus diesen theoretischen Bremskräften wird die eingestellte Bremskraftverteilung ρ_{br} bestimmt. Mithilfe dieser Verteilung wird schließlich die gesamte Umfangskraft, auf beide Räder aufgeteilt:

$$\begin{aligned} \rho_{br} &= \frac{K_{br,2}\ p_2}{K_{br,1}\ p_1 + K_{br,2}\ p_2} \\ S_{1,\mathrm{Data}} &= M\left(\ddot{x}_{\mathrm{IMU}} - \ddot{x}_{\mathrm{rw}}\right)(1-\rho_{br}) \\ S_{2,\mathrm{Data}} &= M\left(\ddot{x}_{\mathrm{IMU}} - \ddot{x}_{\mathrm{rw}}\right)\rho_{br} \end{aligned} \tag{5.28}$$

Da hierbei erneut die Unsicherheiten aus der Mittelung des Skalierfaktors einfließen, stellt der Abgleich der berechneten Schlüpfe mit der Reifenkennlinie ein zentrales Mittel zur Verifizierung der Bremsfunktion dar.

5.6 Zusammenfassung und Verifizierung der Bremssystemfunktion

5.6.1 Zusammenfassung der integrierten Systemfunktionen

Abschließend gibt dieser Abschnitt einen kompakten Überblick über die Funktionen und Aufgaben der zuvor detailliert beschriebenen Systembestandteile. Im Anschluss wird die finale Funktionsweise des zentralen Elements des Bremsassistenzsystems, des Brake-by-Wire-Bremssystems, verifiziert.

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

Den Ausgangspunkt bildet der Bremswunschgeber. Obwohl künftig auch unterschiedliche Zusammenhänge zwischen Bremshebelstellung und Verzögerungswunsch getestet werden sollen, ist dafür aktuell ein linearer Zusammenhang implementiert. Für jede Fahrermasse und jede Standposition resultiert aktuell bei identischer Hebelstellung dieselbe Verzögerung. Dieser Verzögerungswunsch stellt einen der Eingänge in die Bremskraftverteilungsfunktion dar, die in Abbildung 5.24 dargestellt ist.

Weitere Eingangsgrößen in die Bremskraftverteilungsfunktion liefern die Nässesensoren und das Trittbrett. In der in Abschnitt 5.1 beschriebenen Funktion zur Detektion von Fahrbahnnässe dient der Effektivwert des bandpassgefilterten Rohsignals, verglichen mit einem geschwindigkeitsabhängigen Referenzwert, als Nässeindikator. Wird Nässe detektiert, so wird der in der Systemsteuerung hinterlegte maximale Reibungskoeffizient herabgesetzt, wodurch die maximale Verzögerung limitiert wird.

Das Trittbrett (siehe Abschnitt 5.2) liefert die weiteren Eingangsgrößen, die zur Ermittlung der idealen Bremskraftverteilung erforderlich sind. Aktiviert über einen Mess-Button, mittelt die Software bei zulässigen Fahrzuständen (geringe Beschleunigungen) die Sensordaten und berechnet daraus die Lage des Systemschwerpunkts und die Systemmasse. Diese Parameter begrenzen einerseits die maximal mögliche Verzögerung, um ein Überkippen zu verhindern, und dienen andererseits als Grundlage zur Berechnung der idealen Umfangskräfte.

Nicht explizit in diesem Kapitel behandelt, aber wesentlich: Das Dashboard liefert dem Fahrer oder der Fahrerin ein Feedback zur aktuellen Standposition. Bei trockener Fahrbahn soll er oder sie dazu motiviert werden sich weiter hinten auf dem Trittbrett zu positionieren, während bei nasser Fahrbahn eine mittlere Standposition eingenommen werden soll.

Um die berechneten Umfangskräfte in eine für das System geeignete Stellgröße umzuwandeln, muss der zugehörige Bremsdruck bekannt sein. Dies erfolgt anhand der in Abschnitt 5.4 ermittelten Skalierfaktoren K_{br}. Um bei den Fahrversuchen die größtmögliche Genauigkeit zu erzielen wurden diese Faktoren vor jedem Versuchstag durch eigene Bremsmanöver kalibriert.

Die daraus abgeleiteten Soll-Bremsdrücke dienen als Führungsgrößen für die nachfolgende Bremsdruckregelung (siehe Abschnitt 5.3). Diese stellt durch Kombination einer Vorsteuerung und einer Ausgangsrückführung eine sogenannte Zweifreiheitsgradregelung dar. Dadurch wurde ein rasches Ansprechen der Bremse sowie eine präzise Regelung der Bremsdrücke ermöglicht.

Um im Rahmen der Systemverifizierung nachweisen zu können, dass die geregelten Bremskräfte auch tatsächlich zuverlässig aufgebracht werden und die ideale Bremskraftverteilung zu einer verbesserten Bremsdynamik führt, liefern Raddrehzahl-, Beschleunigungs- und GPS-Geschwindigkeitssensoren die erforderlichen Informationen über die aktuellen Fahrzustände. Mithilfe dieser Messdaten und der in Abschnitt 5.5 vorgestellten Modelle können Rückschlüsse auf die Vorgänge im Reifenlatsch gezogen und somit

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

wesentliche Aussagen über die Performance des Systems und die Güte der realisierten Bremskraftverteilung getroffen werden.

5.6.2 Verifizierung der Bremssystemfunktion

Wie bereits mehrfach erwähnt, ist die Verteilung der Bremskräfte gemäß der idealen Bremskraftverteilungskurve das zentrale Ziel des Bremsassistenzsystems. Abbildung 5.28 bestätigt, dass dies hinreichend gut gelingt. Dargestellt ist ein Bremsmanöver, bei dem die Verzögerung kontinuierlich bis zum Stillstand gesteigert wurde. Das obere Diagramm in Abbildung 5.28 zeigt das bereits bekannte Kennfeld der Reifenumfangskräfte. Darin sind die Blockiergrenze, die Kippgrenze sowie die ideale Bremskraftverteilungskurve hervorgehoben. Die aus der gemessenen Verzögerung abgeleiteten Datenpunkte zeigen die Reifenumfangskräfte von Vorder- und Hinterrad. In den darunter stehenden Diagrammen sind die Kraftschlüsse von Vorder- und Hinterrad über den jeweiligen Schlupf der Räder aufgetragen. Um die zeitliche Zugehörigkeit einzelner Messpunkte zu verdeutlichen, wurden die Daten mit einem Farbverlauf visualisiert.

Wie eingangs erwähnt, nähert das Bremsassistenzsystem die Kurve der idealen Verteilung der Umfangskräfte sehr gut an. Dass diese auch tatsächlich an den Reifen ankommt, zeigen die Verläufe in der Reifenkennlinie: Die Kraftausnutzung steigt bei beiden Reifen nahezu synchron, was exakt der Charakteristik einer idealen Bremskraftverteilung entspricht. Trotz der hohen Verzögerung von über $4\,\mathrm{m/s^2}$ liegt durch die ausgeglichene Ausnutzung des Kraftschlusses ein niedriger Wert des Kraftschlusses von ungefähr $\mu = 0.4$ an beiden Rädern vor. Daraus ergeben sich einerseits hohe Reserven gegen das Blockieren des Hinterreifens und andererseits könnte das Fahrmanöver mit dieser Verzögerung auch bei rutschigeren Bedingungen sicher durchgeführt werden.

Somit kann die Systementwicklung insgesamt als erfolgreich angesehen werden. Mit dem entwickelten Regelsystem lassen sich nicht nur stufenlos beliebige Bremsdrücke realisieren, sondern es kann auch so konfiguriert werden, dass die resultierenden Umfangskräfte präzise auf die Fahrbahn übertragen werden. In einem letzten Schritt wird im folgenden Kapitel mithilfe des nun funktionsfähigen Systems der Vorteil einer optimalen Bremskraftverteilung hervorgehoben und das System anhand der anfangs definierten Anforderungen validiert.

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

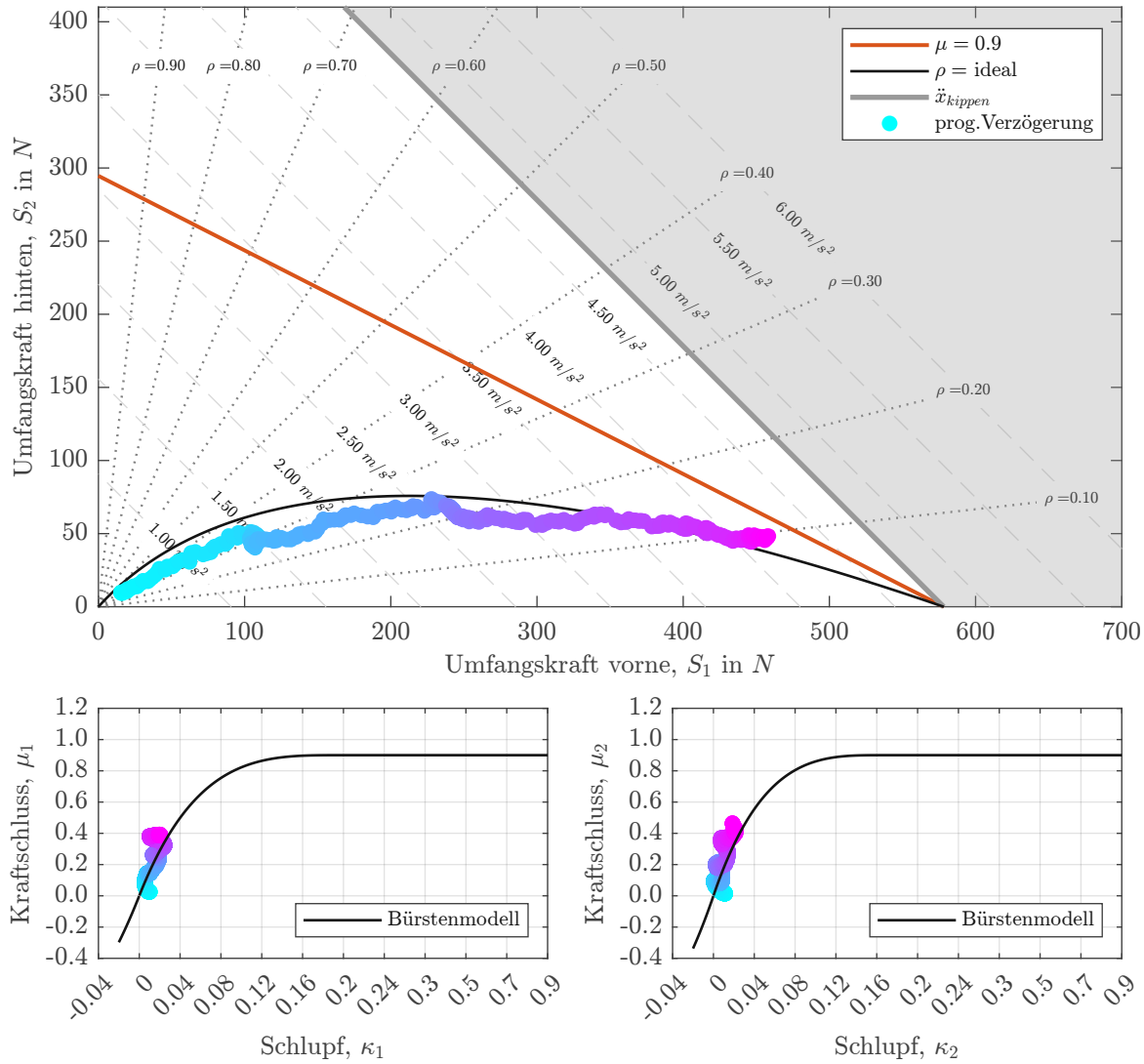


Abbildung 5.28: Bremskraftverteilung

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

6 Validierung des Sicherheitsgewinns durch das Bremsassistenzsystem

Mit Blick auf das V-Modell (siehe Abbildung 2.1) befinden wir uns nach den erfolgreichen Systemtests am Ende des Entwicklungsprozesses auf derselben Ebene wie die anfangs stehenden Hauptanforderungen an das Bremssystem:

- Einhandbedienung
- Fahrerinformation und -warnung
- Anpassung der Bremskräfte entsprechend der äußeren Einflüsse und innerhalb der zulässigen Verzögerungsgrenzen

Somit folgt in diesem Kapitel noch eine Betrachtung des Zusammenspiels der Komponenten im Gesamtsystem. Genauer, es soll nun resümiert werden, ob und wie gut die Anforderungen durch das Bremsassistenzsystem erfüllt werden.

Bereits bei der Konzeption des Brake-by-Wire-Systems wurde durch die Arbeit von Cavosi [8] der wesentliche Grundstein für die Erfüllung der Einhandbedienung gelegt. Durch den im Aufbau integrierten Linearpotentiometer als Schnittstelle zwischen dem mechanischen Teil des Bedienelements und der Elektronik ließ sich der Bremswunsch des Fahrers einfach in die Steuerung des Bremssystems integrieren. Durch Ziehen des Bremshebels gibt der Fahrer eine gewünschte Verzögerung vor, die direkt proportional zum Hebelweg ist. Die Steuerung übernimmt daraufhin die Verteilung der Bremskräfte auf beide Räder. Dass diese Funktion zuverlässig gegeben ist, konnte bereits im Rahmen der Systemtests (siehe Abbildung 5.28) eindeutig nachgewiesen werden. Damit werden Fahrerin oder Fahrer aktiv entlastet und können unabhängig von ihrer Erfahrung mit dem Fahrzeug eine optimale Bremskraftverteilung erzielen.

Trittbrett, Nässesensor und Dashboard stellen die wesentlichen Komponenten für die Fahrer-Informations- und -Warnfunktion dar. Mit dem Trittbrett kann die Position des Fahrers zuverlässig erfasst werden. Auf Basis dieser Information wird dem Fahrer oder der Fahrerin direkt ein Feedback über die am Dashboard integrierten, farbig leuchtenden LEDs gegeben. Dass sich mit den Nässesensoren nasse Fahrbahnen deutlich von trockenen unterscheiden lassen, wurde bereits in Abschnitt 5.1 gezeigt. Die vollständige Implementierung und Erprobung der Nässedetektion im Fahrversuch steht zum aktuellen Zeitpunkt jedoch noch aus, sodass auch die Fahrerwarnung derzeit noch nicht am Dashboard integriert ist.

Die Entwicklung und Feinabstimmung der Bremssystemfunktionen stellte ein wesentliches Ziel dieses Projekts dar. In den folgenden Unterkapiteln wird daher die Anpassungs-

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

fähigkeit des Bremsassistenzsystems im Detail erläutert und der daraus resultierende Sicherheitsgewinn für die Fahrerin oder den Fahrer aufgezeigt.

6.1 Sicherheitsgewinn durch die ideale Bremskraftverteilung

Die Einstellung der situationsabhängigen idealen Bremskraftverteilung stellt die zentrale Eigenschaft des Bremsassistenzsystems im Hinblick auf die aktive Bremsfunktion dar. Dadurch hebt es sich deutlich von vielen anderen Konzepten welche nur eine stationäre Verteilung ermöglichen ab. Im Zuge der Systemtests konnte bereits gezeigt werden, dass das System prinzipiell in der Lage ist, das Kraftverhältnis zwischen Vorder- und Hinterrad stufenlos und zuverlässig einzustellen. Mithilfe weiterer Fahrversuche sollen nun die Vorteile der idealen Bremskraftverteilung im Vergleich zu alternativen Bremsstrategien hinsichtlich des Sicherheitsgewinns verdeutlicht werden.

Abbildung 6.1 zeigt die Ergebnisse der sogenannten *Verteilungs*-Manöver bei mittlerer Standposition des Testfahrers. Ziel dieser Versuche war es, den Einfluss der Bremskraftverteilung zu analysieren und Auswirkungen in der Reifenkennlinie darzustellen. Die Konfigurationen der Bremskräfte, dargestellt durch die dicken blauen Punkte, zeigen neben idealen Bremsmanövern auch exemplarisch Manöver von Fahrerinnen und Fahrern ohne Bremsunterstützung. Beginnend mit den hellblauen Messpunkten stehen diese vor allem für ungeübte Fahrerinnen und Fahrer, die aus Furcht vor einem Überschlag ausschließlich die Hinterradbremse betätigen. Aufgrund der Entlastung des Hinterrades blockiert dieses dann frühzeitig. Dadurch verschlechtert sich die Fahrstabilität erheblich und es kann nur eine überschaubare Verzögerung von maximal $2.44\,\mathrm{m/s^2}$ erreicht werden. Im Vergleich dazu zeigen die orangen, gelben und violetten Messdaten den Zugewinn an Fahrsicherheit durch die Einbindung der Vorderradbremse. Routiniert agierende Fahrer und Fahrerinnen nutzen die höhere Wirksamkeit der Vorderradbremse bewusst. So repräsentieren die orangen Punkte eine gleichmäßige Verteilung ($\rho = 0.5$), während die violetten Punkte eine verstärkte Nutzung der Vorderradbremse mit $\rho = 0.1$ darstellen. In den zugehörigen Kraftschluss/Schlupf-Diagrammen wird ersichtlich, dass der zusätzliche Kraftschluss am Vorderrad den Schlupf am Hinterrad deutlich reduziert und das Hinterrad nicht mehr blockiert. Bei der 50/50-Verteilung ($\rho = 0.5$) kommt es am Hinterrad dennoch zu einer erhöhten Nutzung des Kraftschlusses. Dadurch besteht bei Änderungen der Fahrbedingungen wieder die Gefahr, dass dieses Rad blockiert. Aus Abbildung 6.1 könnte man ableiten, dass eine ausschließliche Nutzung der Vorderradbremse immer zu vorzuziehen wäre. Bei trockenen Fahrbedingungen trifft dies durchaus zu. Die violetten Messdaten zeigen jedoch auch, dass bei dieser Konfiguration der Kraftschluss am Vorderrad wesentlich erhöht ist und damit bei bestimmten Fahrzuständen (rutschiger Fahrbahn und hinterer Standposition) auch dass Vorderrad Gefahr läuft zu blockieren. Da dies unmittelbar zum Kontrollverlust führen kann, ist ein zu starker Fokus auf die Vorderradbremse ebenfalls nicht empfehlenswert.

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

Die ideale Bremskraftverteilung ermöglicht hingegen die größten Sicherheitsreserven, da Vorder- und Hinterrad denselben Kraftschluss erreichen. Dies zeigen die gelben Messdaten. Entlang dieser Idealverteilung lässt sich die Verzögerung bis zur definierten Grenzverzögerung von 80% der theoretischen Überschlagsgrenze problemlos steigern. Die grünen Punkte markieren diesen Wert bei $3.7\,\mathrm{m/s^2}$. Bei höheren Verzögerungen zeigen sich ebenfalls die zunehmend kleiner werdenden Reserven gegen blockierende Räder. Bei einer Verzögerung von $3.7\,\mathrm{m/s^2}$ beginnt das hintere Rad bereits bei einer Bremskraftverteilung von $\rho = 0.265$ zu blockieren. Somit ist ersichtlich, dass auch der Fahrer mit einer 50/50-Verteilung aufgrund des blockierendem Hinterradreifens diese Verzögerung nicht erreichen kann.

Das folgende Gedankenexperiment, angelehnt an Abbildung 6.1, soll zusätzlich nochmals die Herausforderung für Fahrerinnen und Fahrer, die Bremskraftverteilung situationsbedingt korrekt anzupassen, verdeutlichen: Angenommen der Testfahrer führt eine Zielbremsung mit mittlerer Verzögerung ohne Bremsunterstützung aus und betätigt dabei Vorder- und Hinterradbremse gleichmäßig entsprechend den orangefarbenen Messpunkten bei $\rho = 0.5$. Tritt nun plötzlich ein Hindernis auf, muss die Verzögerung spontan erhöht werden, um noch rechtzeitig zum Stillstand zu kommen. Bleibt die Bremskraftverteilung dabei unverändert, würde das Hinterrad bereits bei etwa $3.3\,\mathrm{m/s^2}$ blockieren. Um dies zu verhindern und die Verzögerung weiter steigern zu können, müsste der Fahrer beim Übergang auf das höhere Verzögerungsniveau gleichzeitig die gesamte Bremskraft erhöhen während er die Bremskraft am Hinterrad reduziert. Ein geübter Fahrer würde sich in dieser Situation entlang der orangen Linie an die roten Messpunkte vortasten. In Schocksituationen scheint jedoch selbst für geübte Fahrer eine derart koordinierte Anpassung der Bremskräfte kaum machbar zu sein. Im Gegensatz dazu genügt es dem vom Fahrerassistenzsystem unterstützten Fahrer, nur den einen Bremshebel weiter anzuziehen, um die Verzögerung zu erhöhen. Das System passt die Bremskraftverteilung automatisch von $\rho = 0.27$ auf $\rho = 0.12$ an und erhöht gleichzeitig die Bremskräfte. So gelingt der Übergang von $2.44\,\mathrm{m/s^2}$ (gelbe Messpunkte) auf $3.7\,\mathrm{m/s^2}$ (grüne Messpunkte) bei einem Anstieg des genutzten Kraftschlusses von $\mu = 0.22$ auf $\mu = 0.36$ auf beiden Rädern gleichermaßen. Während das System durch die ideale Verteilung aktiv vor blockierende Räder schützt, verhindert es gleichzeitig durch die Begrenzung der maximalen Verzögerung einen Überschlag. Damit wird deutlich, dass der in den Messdaten erkennbare Zugewinn an Fahrsicherheit auch in realen Fahrsituationen eine unmittelbare Relevanz besitzt.

Zusammenfassend zeigen die Ergebnisse in Abbildung 6.1 eindrücklich die Sicherheitsreserven, die durch eine ideale Bremskraftverteilung erreicht werden können. Zugleich wird erneut die Schwierigkeit deutlich, diese Verteilung ohne Assistenzsystem situativ korrekt anzupassen. Dies unterstreicht wiederum den positiven Nutzen des Bremsassistenzsystems. Ähnliche Messreihen bei unterschiedlichen Standpositionen bestätigen die Ergebnisse – siehe Abbildungen A.2 und A.3. Zusätzlich durchgeführte Messreihen sollen nun den Sicherheitsgewinn durch die Anpassung des Bremsassistenzsystems an Standposition und Fahrermasse hervorheben. Die Ergebnisse werden in den folgenden Abschnitten 6.2 und 6.3 dargestellt und diskutiert.

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

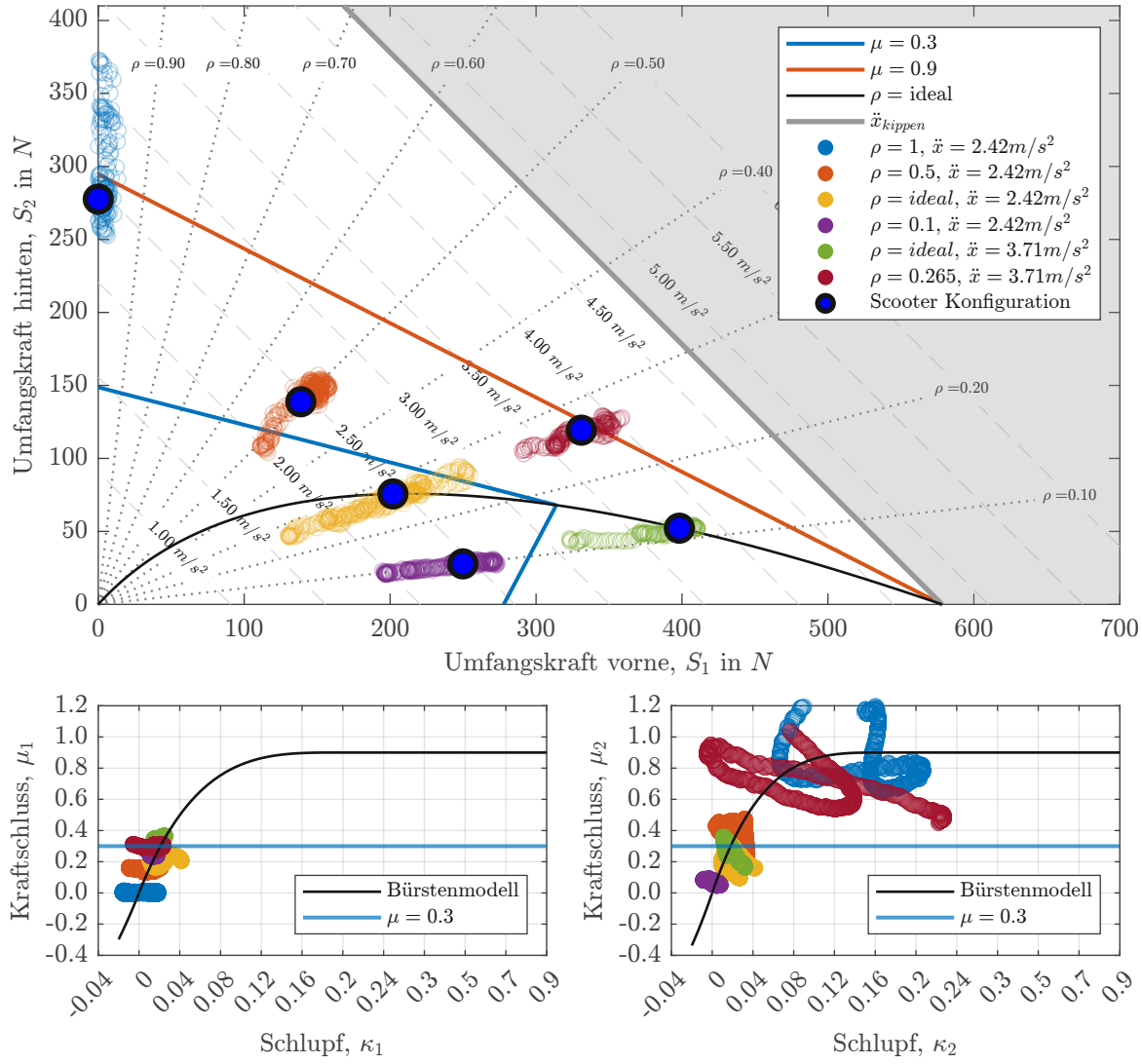


Abbildung 6.1: Messdaten unterschiedlicher Bremskraftverteilungen bei mittlerer Standposition

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

6.2 Berücksichtigung der Standposition

Im Rahmen der in Kapitel 4 durchgeführten Analysen konnte bereits der erhebliche Einfluss der Standposition auf Kraftschluss, Überschlagsgrenze und ideale Bremskraftverteilung aufgezeigt werden. Daraus ergab sich die Anforderung, die horizontale Schwerpunktslage mit einer Genauigkeit von $\pm 2\,\mathrm{cm}$ bestimmen zu können. Dass die Funktion gemäß der Anforderung gegeben ist, wurde in Kapitel 5 bestätigt. In diesem Abschnitt soll nun der Vorteil einer korrekt kalibrierten Standposition demonstriert werden.

Abbildung 6.2 veranschaulicht die Ergebnisse der Versuchsreihe. Wie bereits bei Abbildung 6.1 stellen die dicken Punkte jeweils die Konfiguration der Bremse dar, während die Punktwolken die Messdaten repräsentieren. Die blauen Messpunkte stammen aus einer Vollbremsung bei mittlerer Standposition und korrekt kalibriertem Assistenzsystem. Angenommen man verzichte auf die Funktion zur adaptiven Erfassung der horizontalen Schwerpunktslage und stimmt das Bremssystem auf eine mittlerer Standposition ab. Verlagert der Testfahrer seine Standposition nach hinten (orange Messpunkte), so passt die ideale Bremskraftverteilung nicht mehr zur eingenommenen Standposition. In den Messdaten zeigt sich dies durch die Verringerung des Kraftschlusses am Hinterrad. Theoretisch führe diese Verlagerung zusätzlich zu einem Anstieg des genutzten Kraftschlusses am Vorderrad. Bei rutschiger Fahrbahn wäre durch ein falsch parametrisierte Standposition und dem daraus folgendem falsch konfiguriertem Bremssystem sogar ein vorzeitiges blockieren des Vorderrades denkbar. In Abbildung 6.2 zeigt sich dagegen hauptsächlich das ungenutzt lassen von Bremsleistung durch die fehlende Anpassung an die Standposition. Durch die korrekte Erfassung der Standposition durch das System (gelbe Messpunkte) kann der Kraftschluss am Vorderrad wieder geringfügig verringert und am Hinterrad erhöht werden, wodurch sich wieder eine ausgegliche Nutzung des Kraftschlusses am Vorder und Hinterrad ergibt. Weiters stimmt das Bremssystem die maximal zulässige Beschleunigung gegen Überkippen $\ddot{x}_{\mathrm{lim}}$ auf den Schwerpunkt ab. Wird die Schwerpunktslage nicht adaptiert, so kann auch die höher zulässige Verzögerung bei der hinteren Position nicht genutzt werden. Durch die Positionserfassung über das Trittbrett wird die maximal zulässige Verzögerung von $3.7\,\mathrm{m/s^2}$ auf $4.2\,\mathrm{m/s^2}$ erhöht und die Bremskräfte dementsprechend angepasst, damit eine ideale Bremskraftverteilung erzielt wird. Die Notbremsung bei hinterer Standposition und korrekt abgestimmten Bremssystem wird schließlich durch die violetten Messpunkte dargestellt.

Abschließend ist zu dieser Messreihe noch anzumerken, dass hohe Verzögerungen notwendig waren, um die zuvor beschriebenen Auswirkungen der Standposition darzustellen und eine ausreichende Reaktion in den Schlüpfen und Kraftschlüssen zu erreichen. Nachteil dabei war, dass aufgrund der hohen Verzögerungen in Kombination mit der niedrigen Höchstgeschwindigkeit des E-Scooters nur ein kleines Zeitfenster gegeben war, in dem eine stationäre Verzögerung angenommen werden konnte. Dennoch gelang es, den Einfluss der Standposition auf ein ungeregeltes System und den Vorteil durch das Bremsassistenzsystem vor allem an den sich einstellenden Kräfte am Hinterreifen aufzuzeigen.

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

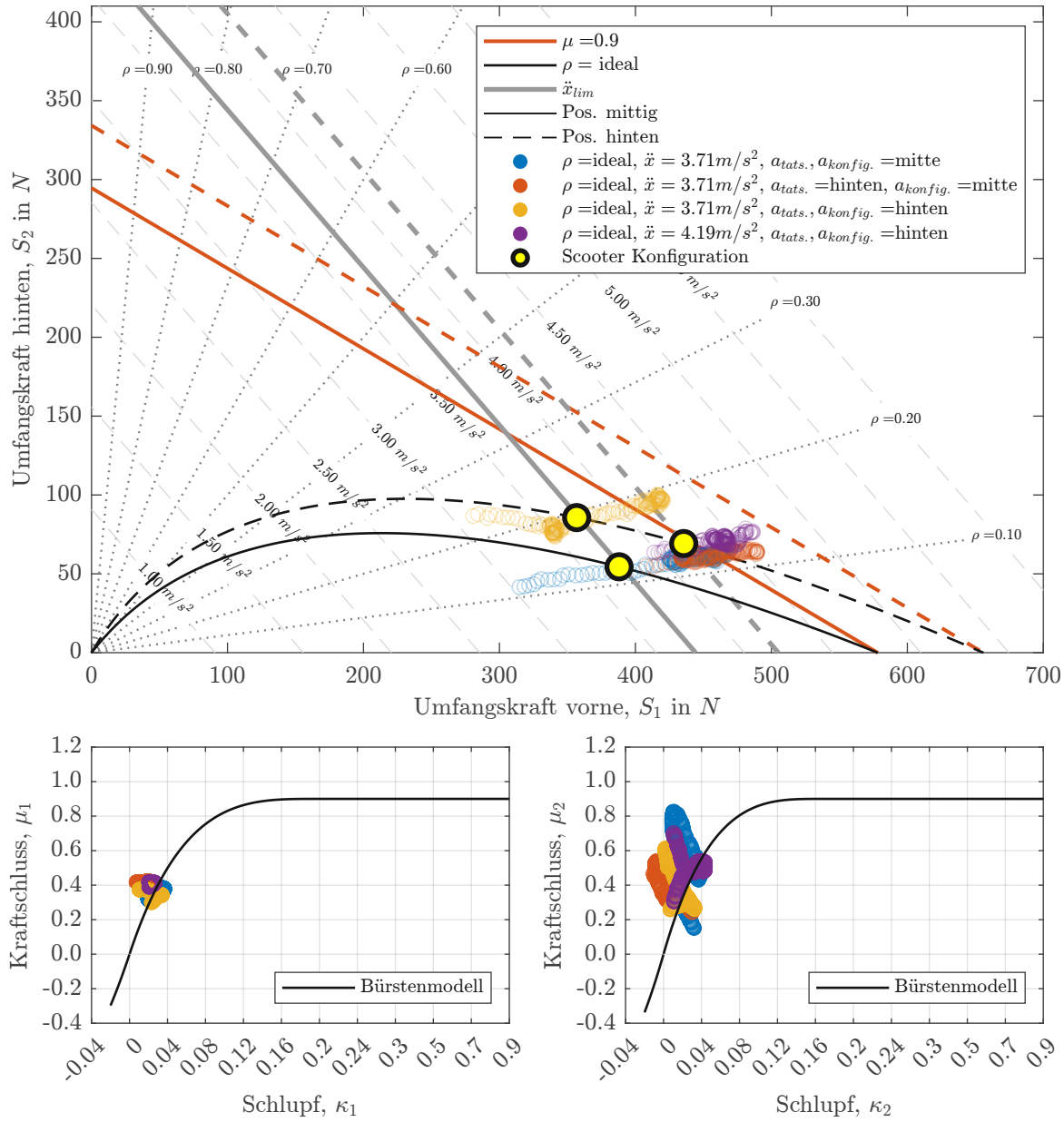


Abbildung 6.2: Messdaten aus Fahrmanövern bei unterschiedlichen Standpositionen und Systemeinstellungen

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

6.3 Anpassung an die Fahrermasse

Durch die Erfassung der Fahrermasse ist das Bremsassistenzsystem in der Lage, die Umfangskräfte an den Fahrer oder die Fahrerin anzupassen. Die Begrenzung der maximal zulässigen Verzögerung, um ein Überkippen oder Blockieren der Räder zu verhindern, basiert auf der korrekten Erfassung der Fahrermasse und funktioniert dementsprechend nur hinreichend gut, wenn die Umfangskräfte auf die Systemmasse abgestimmt werden. Darüber hinaus hat die Fahrermasse aufgrund ihres Einflusses auf die Lage des Gesamtschwerpunkts auch Einfluss auf den Verlauf der idealen Bremskraftverteilung. Dieser Einfluss ist jedoch geringer als der direkte Einfluss auf die resultierende Verzögerung. Daher wird im Rahmen der hier aufgeführten Messreihe nur der Einfluss der korrekten Erfassung der Fahrermasse auf die resultierende Verzögerung erörtert.

Die vom Bremssystem ermittelte, maximal zulässige Verzögerung, die bei trockenen Fahrverhältnissen aus der Schwerpunktslage (siehe Gleichung (4.3)) oder bei rutschigen Fahrverhältnissen aus dem definierten maximalen Kraftschluss (siehe Gleichung (5.4)) folgt, führt entsprechend der Gesamtmasse von Fahrer und E-Scooter zu maximalen Bremskräften an Vorder- und Hinterrad. Wenn die Fahrermasse nicht erfasst, sondern ein fester Wert im Bremssystem hinterlegt wird, stimmen die berechneten Verzögerungsgrenzen mit den Umfangskräften nicht mehr überein. Dies hat einerseits zur Folge, dass bei schwereren Fahrer:innen die vom System eingestellten maximalen Umfangskräfte nicht ausreichen, um die maximal mögliche Verzögerung bei Notbremsungen zu erreichen. Andererseits überschreiten leichtere Fahrer:innen aufgrund der zu groß abgestimmten Umfangskräfte die maximal zulässige Verzögerung und laufen somit bei Notbremsungen Gefahr, die Reifen zu überbremsen oder einen Überschlag zu riskieren.

Um die Auswirkungen von unterschiedlichen Fahrermassen auch im Fahrversuch darzustellen, wurden drei Notbremsungen bei mittlerer Standposition durchgeführt. Die Ergebnisse dieser Manöver sind in den Zeitverläufen der Abbildung 6.3 dargestellt. Zunächst wurde eine gewöhnliche Vollbremsung mit dem auf die Fahrermasse des Testfahrers abgestimmten System durchgeführt (blaue Linie). Anschließend wurde eine $30kg$ schwere Gewichtsscheibe auf die Mitte des Trittbretts platziert, auf die sich der Fahrer positionierte, und den Versuch mit unveränderter Systemkonfiguration wiederholte (orangene Linie). Zu guter Letzt wurde die Systemkonfiguration auf die zusätzliche Masse adaptiert und der Versuch ein letztes Mal wiederholt (gelbe Linie).

Wie in den Zeitverläufen ersichtlich, reduziert sich bei Zusatzlast und nicht angepasster Konfiguration die einstellende stationäre Verzögerung von $3.33\,\mathrm{m/s^2}$ auf $2.75\,\mathrm{m/s^2}$. Durch Aktualisieren der im System hinterlegten Fahrermasse wird das Defizit an Umfangskraft ausgebessert, wodurch eine stationäre Verzögerung von $3.46\,\mathrm{m/s^2}$ wiederum erreicht wird. Die geringere Verzögerung führt somit klarerweise zu einer Verlängerung des Bremswegs, welcher aus den GPS-Koordinaten ermittelt wurde. Während die beiden Manöver mit korrekt konfigurierter Fahrermasse einen Bremsweg von 8.9 m und 8.3 m besitzen, kommt der Fahrer mit dem falsch konfigurierten System erst zwei Meter später, bei 10.55 m, zu stehen. Zu dem Zeitpunkt, an dem die beiden wohl konfigurierten

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

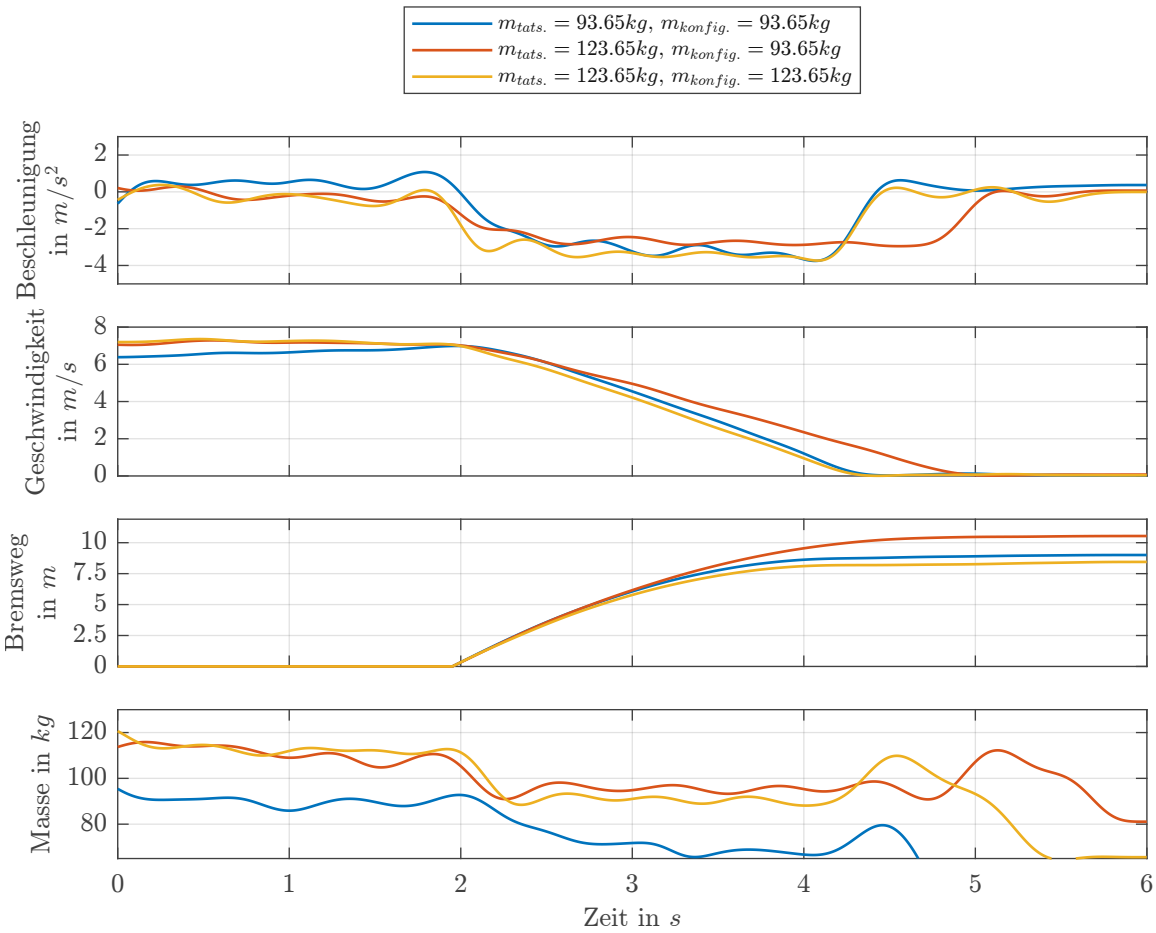


Abbildung 6.3: Zeiverläufe von Notbremsungen bei unterschiedlichen Fahrermassen und Systemeinstellungen

Systeme schon zum Stillstand gekommen sind, besitzt der schlecht konfigurierte Scooter noch eine Geschwindigkeit von 5.5 km/h und damit noch circa 20% seiner Anfangsgeschwindigkeit. Die korrekte Berücksichtigung der Fahrermasse kann also im Ernstfall den Unterschied zwischen einem rechtzeitigen Anhalten und einem Unfall ausmachen.

Im Zeitverlauf der Masse ist weiters ersichtlich, wie sich die Messdaten der Fahrermasse bei erhöhter Verzögerung durch das Abstützen des Fahrers auf die Lenkstange ändern. Auch der Offset zur tatsächlichen Fahrermasse skaliert leider mit der zusätzlichen Belastung: So werden während der ungebremsten Phase durchschnittlich 89.8 kg ohne und 112.5 kg im Vergleich zu den tatsächlichen 93.65 kg und 123.65 kg gemessen. Dies sollte, wie in Kapitel 5 bereits ausführlicher besprochen, durch die Erweiterung des Gewichtsbereichs bei der Kalibrierung verbessert werden.

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

7 Schlussfolgerungen und Ausblick

7.1 Schlussfolgerungen

Im abschließenden Kapitel dieser Arbeit werden die behandelten Inhalte zusammengefasst und in einen übergeordneten Zusammenhang gestellt, um die zuvor detailliert untersuchten Themen zu einem Gesamtbild zusammenzuführen.

Der Entwicklungsprozess orientierte sich am V-Modell, das häufig für die Entwicklung mechatronischer Systeme angewendet wird. Ausgangspunkt bildete die vorhandene Hardware am E-Scooter, die zum Teil bereits in vorangegangenen Arbeiten entwickelt und mechanisch integriert worden war. Darauf aufbauend wurden im Rahmen dieser Arbeit sämtliche Softwarefunktionen entwickelt und in das bestehende System integriert.

Ein zentrales Merkmal der modellbasierten Entwicklung ist die Präzisierung der bis dahin oftmals nur sprachlich definierter Anforderungen mithilfe physikalischer und funktionaler Modelle. In Kapitel 4 wurden die zu Beginn der Arbeit formulierten Anforderungen an das Bremsassistenzsystem durch eine einfache Modellierung des Verzögerungsvorgangs spezifiziert. Wie bereits in früheren Arbeiten nachgewiesen, bietet die ideale Bremskraftverteilung wesentliche Sicherheitsvorteile. In diesem Zusammenhang wurde analysiert, welche Systemgrößen zur Umsetzung der idealen Verteilung notwendig sind und mit welcher Genauigkeit sie durch die vorhandene Sensorik erfasst werden müssen. Auf Basis dieser Analyse wurden Toleranzgrenzen für die Messgrößen *Standposition* und *Fahrermasse* definiert, welche die Anforderungen an die im Trittbrett verbaute Messtechnik festlegten.

Diese Spezifikationen gingen in die nachfolgenden Systementwicklungs-, Systemintegrations und Systemverifizierungsprozesse ein. Zu Beginn wurden die Eigenschaften der neuartigen Nässesensorik und der Masse erfassenden Trittbrettsensoren untersucht. Der piezoelektrische Nässesensor wurde erstmals auf einem E-Scooter angewendet. Die Analyse der daraus gewonnenen Messsignale diente der Konzeption einer Funktion zur Erkennung nasser Fahrbahnen. Dabei wurden Einflüsse wie Fahrgeschwindigkeit und unterschiedliche Untergründe analysiert und Limitationen bei der Erkennung solcher Einflüsse mit einfachen Methoden identifiziert. Resultierend konnte eine mögliche Nässedetektionsfunktion durch Bandpassfilterung und der Berechnung des laufenden Effektivwerts formuliert werden. Für eine funktionelle Implementierung müssen noch weitere Kenndaten auf nassem und trockenem Untergrund herausgefahren werden.

Die Analyse der Messdaten des Trittbretts diente der Überprüfung, ob die in der Spezifikation definierten Toleranzbereiche eingehalten werden. Bei moderaten Beschleunigungen und Verzögerungen, bei denen sich der Fahrer nicht aktiv an der Lenkstange abstützen musste, konnten sehr präzise Standpositionsmessungen erzielt werden. Die

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

Messung der Fahrermasse ergab durchweg zu niedrige Werte, die jedoch noch innerhalb der definierten Toleranz von $\pm 10kg$ lagen und künftig leicht korrigiert werden können.

Anschließend wurde die Entwicklung der Bremsdruckregelung beschrieben. Grundlage dafür bildete eine detaillierte Analyse des nichtlinearen Verhaltens der hydraulischen Bremsanlage, insbesondere hinsichtlich ihrer stationären Verstärkung und Totzeit. Ausgehend von Messdaten aus Sprungantworten wurde die Dynamik des Systems durch klassische Methoden der Systemidentifikation beschrieben. Bereits im Rahmen der Voridentifikation konnte das Verhalten durch ein kontinuierliches PT2-Glied über große Bereiche hinweg zufriedenstellend modelliert werden. Auch bei der anschließenden diskreten Modellierung mithilfe einer OE-Modellstruktur ergaben sich keine signifikanten Verbesserungen mehr.

Auf Basis der identifizierten Dynamik wurde eine geeignete Regelstrategie entwickelt. Die Kombination aus flachheitsbasierter Vorsteuerung und Ausgangsrückführung erwies sich als effektiv. Die Vorsteuerung erhöht die Systemdämpfung bei nahezu gleichbleibender Anregelzeit, während ein PI-Regler auf Basis der Abweichung von der Solltrajektorie die feine Nachjustierung übernimmt.

Nach erfolgreicher Implementierung der Regelung der Bremsdrücke wurde das Verhältnis von Bremsdruck zu Umfangskraft für beide Räder im Rahmen von Fahrversuchen ermittelt. Dadurch konnten die notwendigen Stellgrößen zur Umsetzung der idealen Bremskraftverteilung bestimmt und in einem vollständigen Signalflussdiagramm dargestellt werden. Die Funktionsfähigkeit des Systems wurde schließlich durch Messdaten aus den Fahrversuchen verifiziert, welche die ideale Bremskraftverteilungskurve stufenlos approximieren konnten.

Im abschließenden Kapitel wurde die sicherheitsverbessernde Wirkung des entwickelten Fahrerassistenzsystems in Fahrversuchen dargestellt. Dabei wurde insbesondere der Vorteil der idealen Bremskraftverteilung verdeutlicht und die Anpassungsfähigkeit des Systems an unterschiedliche Fahrermassen und Standpositionen nachgewiesen. Hinsichtlich der Vermeidung von blockierenden Rädern bietet die ideale Bremskraftverteilung von vornherein die größten Sicherheitsreserven. Wie in Abschnitt 6.1 diskutiert, überzeugt das System bei der Regelung der Bremskräfte und bietet dabei eine wesentliche Verbesserung der Sicherheit und Bremsleistung für geübte und ungeübte Fahrerinnen und Fahrer. Um die Umfangskräfte und deren Verteilung richtig an Fahrermasse und Standposition anzupassen, ist die Erfassung dieser Größen essenziell. Die in den Abschnitten 6.2 und 6.3 beschriebenen Messreihen zeigen, dass entweder die volle Bremsleistung nicht genutzt wird oder sicherheitskritische Zustände wahrscheinlicher sind, wenn Standposition und Fahrermasse nicht erfasst werden. Somit kann in der aktuellen Ausführung die Systemkonfiguration automatisch an Fahrer oder Fahrerin angepasst werden.

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

7.2 Ausblick

Das im Rahmen dieser Arbeit entwickelte Bremsassistenzsystem hat gezeigt, dass es bei sorgfältiger Systemkonfiguration in der Lage ist, die ideale Bremskraftverteilung zuverlässig umzusetzen. Mit dem am E-Scooter einsatzbereitem Assistenzsystem eröffnen sich nun zahlreiche weitere Forschungs- und Entwicklungsfelder, die auf den beschriebenen Ergebnissen aufbauen können. Dabei lassen sich künftige Aufgaben im Wesentlichen in zwei Themenbereiche gliedern: (1) die Weiterentwicklung des Gesamtsystems und einzelner Systemkomponenten und (2) weiterführende fahrdynamische Untersuchungen im Rahmen künftiger Fahrversuche.

Weiterentwicklung des Assistenzsystems

Bereits im laufe von Kapitel 5 wurden Punkte identifiziert, die zwar zum aktuellen Stand zweckmäßig funktionierten, aber noch Verbesserungspotenzial aufweisen. Dazu zählt unter anderem die Kalibrierung des Trittbretts: Durch eine Erweiterung des Kalibrierbereichs könnte die Messgenauigkeit – insbesondere bei der Fahrermasse – weiter erhöht werden. Darüber hinaus besteht das langfristige Ziel, Masse und Standposition des Fahrers nicht mehr direkt zu messen, sondern aus den erfassten Fahrzuständen mithilfe eines Schätzalgorithmus abzuleiten. Dadurch könnte die Trittbrett-Sensorik in zukünftigen Systemversionen entfallen.

Derzeit sind zwei Systemparameter noch mit Unsicherheiten behaftet: der Umrechnungsfaktor zwischen Bremsdruck und resultierender Reifenumfangskraft sowie der effektive Rollradius. Hinsichtlich des Zusammenhangs zwischen Bremsdruck und Umfangskraft sind weitere Untersuchungen erforderlich. Die aktuelle manuelle Kalibrierung zu Beginn eines Messtages ist störanfällig. Durch einen ungenau kalibrierten Faktor ist es dem System zudem nicht möglich, die ideale Bremskraftverteilung zu erreichen. Darüber hinaus sind Untersuchungen erforderlich, die die Entwicklung des Umfangskraft/Bremsdruck-Faktors bei mehreren aufeinander folgenden Bremsungen und bei nasser Fahrbahn analysieren. Idealerweise wird ein Schätzalgorithmus oder ein Regelkreis entwickelt, der die Konfiguration des Bremssystems auf die mögliche Entwicklung des Faktors anpasst. Obwohl der effektive Rollradius derzeit keine Rolle in einer Systemfunktion spielt, ist dessen Kenntnis für die Darstellung von Reifenschlüpfen in diversen Diagrammen wesentlich. Da bereits kleine Abweichungen des Rollradius zu erheblichen Fehlern beim berechneten Schlupf führen, wäre eine präzise experimentelle Ermittlung der Rollradien in Abhängigkeit zur Aufstandskraft im Labor sinnvoll. Die resultierenden Kennlinien könnten zudem qualitativ mit Verläufen aus der Literatur verglichen werden.

In Bezug auf die Nässesensorik konnte bisher die korrekte Detektion von Fahrbahnnässe durch den Sensor verifiziert und die dafür notwendige Signalverarbeitung abgeleitet werden. Der nächste logische Schritt für die Implementierung einer vollumfänglichen Schätzung der Wasserfilmhöhe wäre die Erstellung eines Kennfeldes über Wasserfilmhöhe und Fahrzeuggeschwindigkeit. Darüber hinaus ist die Fähigkeit zur Unterscheidung

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

verschiedener Fahrbahnoberflächen bislang nicht umgesetzt. Auch hierfür müssten weitere Messdaten erhoben und geeignete Analysemethoden entwickelt werden. In diesem Zusammenhang könnten künftig auch Methoden aus der Signalverarbeitung oder dem maschinellen Lernen eingesetzt werden.

Weiterführend sind zusätzliche Systemfunktionen denkbar, die auf der derzeit implementierten Bremsfunktion aufbauen. Hervorzuheben sind dabei die aktive Regelung des Reifenschlupfs, die die Aufgaben eines Antiblockiersystems (ABS) übernimmt, sowie eine Funktion zur Detektion von Überschlagszenarien. Dadurch würde das aktuelle System um eine adaptive Komponente erweitert, sodass aktuell konservativ definierte Reserven gegen Überkippen und Blockieren verringert werden könnten. Dies würde die Bremsleistung bei gleichbleibender Sicherheit weiter verbessern. Außerdem könnte das System besser auf äußere Einflüsse reagieren, wodurch sich der Einsatzbereich des Bremsassistenzsystems weiter vergrößern ließe.

Anwendung des E-Scooters in künftigen Untersuchungen

Da alle bisherigen Bremsversuche auf trockenem Untergrund stattfanden, ist die Durchführung vergleichbarer Fahrmanöver auf nasser Fahrbahn ein zentraler Bestandteil künftiger Aufgaben. Ziel ist es, den Sicherheitsgewinn durch die ideale Bremskraftverteilung auf rutschigen Fahrbahnen hervorzuheben. Auf nassem Untergrund wird die maximale Verzögerung nicht nur durch das Abheben oder Blockieren des Hinterrades begrenzt, sondern insbesondere auch durch das mögliche Blockieren des Vorderrads bei ungünstiger Bremskraftverteilung. Darüber hinaus können auf rutschigem Untergrund bereits bei geringeren Verzögerungen signifikant höhere Reifenschlüpfe auftreten. Wodurch sich der Vorteil der idealen Bremskraftverteilung noch deutlicher darstellen lässt. Parallel dazu wurde außerdem an der Weiterentwicklung der idealen Bremsstrategie für unterschiedliche Geschwindigkeitsbereiche gearbeitet. Das Ziel bestand darin, die Bremskraftverteilung so anzupassen, dass eine höhere Bremsleistung bei gleichbleibender Fahrstabilität erreicht wird. Zur Validierung der Strategien kommt der entwickelte E-Scooter im Fahrversuch zum Einsatz.

Eine weitere Anwendung stellt das kürzlich gestartete Forschungsprojekt *FANFARE* dar, welches in Kooperation zwischen der TU Wien und dem Austrian Institute of Technology (AIT) durchgeführt und durch den Österreichischen Verkehrssicherheitsfonds finanziert wird. In diesem Projekt wird der entwickelte E-Scooter als zentrales Versuchsfahrzeug agieren. Neben experimentellen Studien mit Experten-Fahrern werden auch umfangreiche Probandenstudien durchgeführt. Ziel ist es, den praktischen Umgang mit neuartigen Fahrerassistenzsystemen im Bereich der Mikromobilität zu untersuchen und daraus Handlungsempfehlungen für deren Weiterentwicklung und Regulierung abzuleiten. Besonders spannend wird dabei die Frage sein, wie das entwickelte Assistenzsystem von Personen mit unterschiedlicher Fahrerfahrung angenommen wird und inwiefern sich deren Fahrverhalten unter dem Einfluss der Assistenzfunktion verändert.

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

Abbildungsverzeichnis

2.1 V-Modell für die Entwicklung mechatronischer Systeme nach der VDI 2206 [9] . . . 10

3.1 Überblick über das Bremsassistenzsystem . . . 12
3.2 Bedieneinheit zur Erfassung des Fahrer-Bremswunsch . . . 14
3.3 LCD-Display des Assistenzsystems inkl. LED Leiste für die Anzeige der Standposition . . . 15
3.4 Unterbau des Trittbretts mit Kraftsensoren und Messverstärker . . . 15
3.5 Schematischer Aufbau des Bremssystems . . . 16
3.6 Linearaktoren und Bremszylinder des Bremssystems . . . 17
3.7 Sensoren zur Erfassung des Fahrzustandes . . . 19
3.8 Montierte Nässesensoren am E-Scooter . . . 19
3.9 Rechen- und Steuereinheit des FAS: Act-by-Wire Terminalbox (links) und Speedgoat Real Time Computer (rechts) . . . 21

4.1 Modell der stationären Bremsung mit dem E-Scooter . . . 23
4.2 Vergleich von unterschiedlichen Bremskraftverteilungen mit der idealen Bremskraftverteilung . . . 26
4.3 Schwerpunktshöhe des Fahrers in Abhängigkeit der Körpermasse . . . 28
4.4 Links: Einfluss der Fahrermasse auf die ideale Bremskraftverteilung Rechts: Einfluss der Masseänderung auf Geschwindigkeitsverlauf und Bremsweg bei konstanter Umfangskraft. . . . 30
4.5 Modellierung des Einflusses der Standposition auf die ideale Bremskraftverteilung . . . 32

5.1 Anordnung der Nässesensoren bei einem Fahrversuch auf nassem Asphalt 35
5.2 Sensorsignal und quadratischer Mittelwert im Zeitverlauf beim Fahrversuch auf trockenem und nassen Asphalt . . . 38
5.3 Spektren bei nasser und trockener Fahrbahn . . . 39
5.4 Rohsignal, gleitender RMS und Frequenzspektrum bei verschiedenen Geschwindigkeiten . . . 40
5.5 Rohsignal, gleitender RMS und Frequenzspektrum auf unterschiedlichen Straßenbelägen . . . 42
5.6 Fahrversuche auf den unterschiedlichen Belägen der Bremsplattform im Prüfgelände ZalaZone . . . 43
5.7 Gefiltertes Rohsignal, gleitender RMS und Frequenzspektrum bei verschiedenen Geschwindigkeiten . . . 44
5.8 Fahrer im Fahrversuch auf vorderer, mittlerer und hinterer Standposition 45
5.9 Standposition und Fahrermasse während eines Fahrversuchs mit mäßigen Beschleunigungen . . . 46

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

5.10 Quasistatische Kennlinie des Bremsdrucks 48
5.11 Nichtlineare Änderungen der quasistatischen Bremsdruck-Kennlinie . . . 49
5.12 Sprungantworten 50
5.13 Sprungantworten der approximierten kontinuierlichen Modelle 53
5.14 Leistungsdichtespektrum des Bremsdrucksignals in Ruhelage 55
5.15 OE-Modellstruktur 55
5.16 Sprungantworten der approximierten diskreten OE-Modelle 56
5.17 Validierung des gewählten Modells anhand der Sprungantwort aus dem ungebremsten Zustand 57
5.18 Struktur des kombinierten Feedforward und Feedback Regelkreises 59
5.19 LookUp-Table für den Zusammenhang von statischem Bremsdruck und Steuersignalspannung 63
5.20 Aufbau des implementierten Bremsdruckreglers 65
5.21 Messdaten des geschlossenen Regelkreises 66
5.22 Bremsdrücke bei Fahrmanövern mit unterschiedlichen Bremskraftverteilungen 66
5.23 Ergebnisse aus den Fahrmanövern zur Kalibrierung des Faktors $K_{br,i} = S_i/p_i$ 68
5.24 Integration der idealen Bremskraftverteilungsfunktion 70
5.25 Radien und modellierte Bürsten des gebremsten Reifenmodells [55] . . . 72
5.26 Effektive Rollradien aus dem Fahrversuch 73
5.27 Aus dem Fahrversuch ermittelte Reifenkennlinien 75
5.28 Bremskraftverteilung 78

6.1 Messdaten unterschiedlicher Bremskraftverteilungen bei mittlerer Standposition 82
6.2 Messdaten aus Fahrmanövern bei unterschiedlichen Standpositionen und Systemeinstellungen 84
6.3 Zeiverläufe von Notbremsungen bei unterschiedlichen Fahrermassen und Systemeinstellungen 86

A.1 Abmessungen und Schwerpunktslage des E-Scooters . . . . . A
A.2 Messdaten unterschiedlicher Bremskraftverteilungen bei vorderer Standposition . . . . . B
A.3 Messdaten unterschiedlicher Bremskraftverteilungen bei hinterer Standposition C

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

Tabellenverzeichnis

5.1 Mittlere Fahrermasse und Schwerpunktslage aus den Fahrversuchen . . . 46
5.2 Identifizierter Parametersatz für das Verzögerungsglied 2. Ordnung . . . 53
5.3 Diskrete Parameter aus der Voridentifikation und Schätzung der OE-Struktur . . . 55
5.4 Systemgrößen des kombinierten Feedforward und Feedback Regelkreises . 59
5.5 Gewählte Parameter des diskreten Zustandraumes . . . 61
5.6 Mittelwert der Faktoren $K_{br,i}$ und dessen Standardabweichungen aus den Messreihen . . . 69

A.1 Parametersatz des Fahrerassistenzsystems . . . A

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

Literatur

[1] Europäische Kommission. *Climate-Neutral and Smart Cities - European Commission*. 19. Mai 2025. URL: https://research-and-innovation.ec.europa.eu/funding/funding-opportunities/funding-programmes-and-open-calls/horizon-europe/eu-missions-horizon-europe/climate-neutral-and-smart-cities_en (besucht am 22. 05. 2025).

[2] Stadt Wien. *Handlungsfeld "Öffentlicher Raum Fachkonzept Mobilität*. URL: https://www.wien.gv.at/stadtentwicklung/strategien/step/step2025/fachkonzepte/mobilitaet/handlungsfelder/oeffentlicher-raum.html (besucht am 16. 05. 2025).

[3] Stadt Wien. *Wien-Plan - Stadtentwicklungsplan 2035*. Deutsch. URL: https://www.wien.gv.at/stadtplanung/wien-plan (besucht am 16. 05. 2025).

[4] Bundesministerium für Innovation, Mobilität und Infrastruktur. *Mobilitätsmasterplan 2030 – Neuausrichtung des Mobilitätssektors*. URL: https://www.bmimi.gv.at/themen/mobilitaet/mobilitaetsmasterplan/mmp2030.html (besucht am 16. 05. 2025).

[5] Kuratorium für Verkehrssicherheit. *Weitere Zunahme bei E-Scooter-Unfällen: Anstieg um 25 Prozent auf 7.500 Verletzte*. KFV - Kuratorium für Verkehrssicherheit. URL: https://www.kfv.at/weitere-zunahme-bei-e-scooter-unfaellen-anstieg-um-25-prozent-auf-7-500-verletzte/ (besucht am 16. 05. 2025).

[6] M. Klinger. „Analyse der Fahrdynamik und Fahrsicherheit von E-Scootern“. Thesis. Technische Universität Wien, 2021. DOI: 10.34726/hss.2021.80983.

[7] M. Vögl. „Analyse des Fahrverhaltens und der Fahrstabilität von e-Scootern: Simulation und Fahrversuch“. Thesis. Technische Universität Wien, 2023. DOI: 10.34726/hss.2023.111744.

[8] S. Cavosi. „Design and Implementation of a Brake-by-Wire System for e-Scooters“. Thesis. Technische Universität Wien, 2024. DOI: 10.34726/hss.2024.112686.

[9] I. Gräßler u. a. *VDI/VDE 2206: Entwicklung Mechatronischer Und Cyber-Physischer Systeme - Inhaltsverzeichnis*. 1. Nov. 2021.

[10] V. Cossalter, R. Lot und F. Maggio. „On the Braking Behavior of Motorcycles“. In: *SAE Transactions* 113 (2004), S. 1274–1280. ISSN: 0096-736X. JSTOR: 44724955. URL: https://www.jstor.org/stable/44724955 (besucht am 15. 05. 2025).

[11] D. Lie und C.-K. Sung. „Synchronous Brake Analysis for a Bicycle“. In: *Mechanism and Machine Theory* 45.4 (1. Apr. 2010), S. 543–554. ISSN: 0094-114X. DOI: 10.1016/j.mechmachtheory.2009.11.006.

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

[12] F. Klinger u. a. „Electric Scooter Dynamics – From a Vehicle Safety Perspective“. In: *Advances in Dynamics of Vehicles on Roads and Tracks II*. Hrsg. von A. Orlova und D. Cole. Cham: Springer International Publishing, 2022, S. 1102–1112. ISBN: 978-3-031-07305-2. DOI: 10.1007/978-3-031-07305-2_102.

[13] C. M. Garman u. a. *Micro-Mobility Vehicle Dynamics and Rider Kinematics during Electric Scooter Riding*. SAE Technical Paper 2020-01-0935. Warrendale, PA: SAE International, 14. Apr. 2020. DOI: 10.4271/2020-01-0935.

[14] D. García-Vallejo, W. Schiehlen und A. García-Agúndez. „Dynamics, Control and Stability of Motion of Electric Scooters“. In: *Advances in Dynamics of Vehicles on Roads and Tracks*. Hrsg. von M. Klomp u. a. Cham: Springer International Publishing, 2020, S. 1199–1209. ISBN: 978-3-030-38077-9. DOI: 10.1007/978-3-030-38077-9_139.

[15] M. Paudel und F. Fah Yap. „Front Steering Design Guidelines Formulation for E-Scooters Considering the Influence of Sitting and Standing Riders on Self-Stability and Safety Performance“. In: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D* 235.9 (1. Aug. 2021), S. 2551–2567. ISSN: 0954-4070. DOI: 10.1177/0954407021992176.

[16] O. Maier u. a. „Conditions for Nose-over and Front Wheel Lockup of Electric Bicycles“. In: *2016 11th France-Japan & 9th Europe-Asia Congress on Mechatronics (MECATRONICS) /17th International Conference on Research and Education in Mechatronics (REM)*. 2016 11th France-Japan & 9th Europe-Asia Congress on Mechatronics (MECATRONICS) /17th International Conference on Research and Education in Mechatronics (REM). Juni 2016, S. 219–224. DOI: 10.1109/MECATRONICS.2016.7547145.

[17] M. Corno u. a. „On Optimal Motorcycle Braking“. In: *Control Engineering Practice*. Special Section on Large Scale Systems 16.6 (1. Juni 2008), S. 644–657. ISSN: 0967-0661. DOI: 10.1016/j.conengprac.2007.08.001.

[18] R. S. Sharp. „Limit Braking of a High-Performance Motorcycle“. In: *Vehicle System Dynamics* 47.5 (1. Mai 2009), S. 613–625. ISSN: 0042-3114. DOI: 10.1080/00423110802331567.

[19] K. Schröter, R. Pleß und P. Seiniger. „Fahrdynamikregelsysteme für Motorräder“. In: *Handbuch Fahrerassistenzsysteme: Grundlagen, Komponenten und Systeme für aktive Sicherheit und Komfort*. Hrsg. von H. Winner u. a. Wiesbaden: Springer Fachmedien, 2015, S. 767–794. ISBN: 978-3-658-05734-3. DOI: 10.1007/978-3-658-05734-3_42.

[20] M. D. Machado und V. K. Viswanathan. „Design and Characterization of a Single Lever Bicycle Brake with Hydraulic Pressure Proportioning“. In: *Applied Sciences* 13.3 (3 Jan. 2023), S. 1767. ISSN: 2076-3417. DOI: 10.3390/app13031767.

[21] *MAGURA Integral Braking System (IBS)*. MAGURA.com. URL: https://www.magura.com/de/EUR/magura-integral-braking-system-ibs (besucht am 18. 05. 2025).

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

[22] *eBike ABS: sicheres Abbremsen für Elektrofahrräder*. URL: https://www.bosch-ebike.com/de/produkte/abs (besucht am 19. 05. 2025).

[23] M. Corno, L. D'Avico und S. M. Savaresi. „An Anti-Lock Braking System for Bicycles". In: *2018 IEEE Conference on Control Technology and Applications (CCTA)*. 2018 IEEE Conference on Control Technology and Applications (CCTA). Aug. 2018, S. 834–839. DOI: 10.1109/CCTA.2018.8511615.

[24] M. Corno u. a. „Brake Assist System for a Cyclist on a Bicycle". US-Pat. 11440519B2. Politecnico di Milano, Blubrake SpA. 13. Sep. 2022. URL: https://patents.google.com/patent/US11440519B2/en (besucht am 16. 05. 2025).

[25] F. Todeschini, G. Piccirillo und D. Berretta. „Electric Bicycle with Combined Front and Rear Brake Actuation System". Pat. 28. Nov. 2024.

[26] O. Maier, M. Pfeiffer und J. Wrede. „Development of a Braking Dynamics Assistance System for Electric Bicycles: Design, Implementation, and Evaluation of Road Tests". In: *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics* 21.3 (Juni 2016), S. 1671–1679. ISSN: 1941-014X. DOI: 10.1109/TMECH.2015.2505186.

[27] J. Skatulla, O. Maier und S. Schmidt. „Instrumented Bicycle for Experimental Investigation of Braking Dynamics Including Front Brake Induced Rear Wheel Lift Up". In: 22. Sep. 2023. DOI: 10.59490/6504b41912b1b09b51adbbfe.

[28] K. Tani u. a. „Control Technology of Brake-by-Wire System for Super-Sport Motorcycles". In: *SAE Technical Paper*. SAE 2010 World Congress & Exhibition. 2010-01-0080. 9. Juni 2009. URL: https://trid.trb.org/View/1820705 (besucht am 19. 05. 2025).

[29] F. Seidel. „X-by-Wire". In: *Operation Systems, Chemnitz University of Technology, in Seminar Transportation Systems*. Citeseer, 2009.

[30] L. Junge u. a. „DEVELOPMENT OF A STEERING AND BRAKING SYSTEM FOR AUTOMATED CARGO-BIKES". In: *Advanced Logistic Systems - Theory and Practice* 13.1 (1 31. Juli 2019), S. 17–26. ISSN: 1789-2198. DOI: 10.32971/als.2019.008.

[31] M. Höfer u. a. „Entwicklung eines Brake-by-Wire Steuerelements für automatisierte Mikromobile". In: *11. IFToMM D-A-CH Konferenz 2025: 20./21. Februar 2025, FH Kärnten, Villach* (19. Feb. 2025). DOI: 10.17185/duepublico/82925.

[32] A. Dardanelli, G. Alli und S. M. Savaresi. „Modeling and Control of an Electro-***mechanical Brake-by-Wire Actuator for a Sport Motorbike". In: *IFAC Proceedings Volumes*. 5th IFAC Symposium on Mechatronic Systems 43.18 (1. Jan. 2010), S. 524–531. ISSN: 1474-6670. DOI: 10.3182/20100913-3-US-2015.00072.

[33] F. Todeschini u. a. „Adaptive Position–Pressure Control of a Brake by Wire Actuator for Sport Motorcycles". In: *European Journal of Control* 20.2 (1. März 2014), S. 79–86. ISSN: 0947-3580. DOI: 10.1016/j.ejcon.2013.12.003.

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

[34] F. Todeschini u. a. „Nonlinear Pressure Control for BBW Systems via Dead-Zone and Antiwindup Compensation“. In: *IEEE Transactions on Control Systems Technology* 24.4 (Juli 2016), S. 1419–1431. ISSN: 1558-0865. DOI: 10.1109/TCST.2015.2483562.

[35] R. Isermann. *Fahrdynamik-Regelung: Modellbildung, Fahrerassistenzsysteme, Mechatronik*. Springer-Verlag, 2006.

[36] INCOSE. *INCOSE Systems Engineering Handbook*. John Wiley & Sons, 2023.

[37] I. Graessler, J. Hentze und T. Bruckmann. „V-MODELS FOR INTERDISCIPLINARY SYSTEMS ENGINEERING“. In: *DS 92: Proceedings of the DESIGN 2018 15th International Design Conference*. DESIGN 2018 - 15th International Design Conference. 2018, S. 747–756. DOI: 10.21278/idc.2018.0333.

[38] M. Maurer. „Entwurf und Test von Fahrerassistenzsystemen“. In: *Handbuch Fahrerassistenzsysteme: Grundlagen, Komponenten und Systeme für aktive Sicherheit und Komfort*. Hrsg. von H. Winner, S. Hakuli und G. Wolf. Wiesbaden: Vieweg+Teubner Verlag, 2012, S. 43–54. ISBN: 978-3-8348-8619-4. DOI: 10.1007/978-3-8348-8619-4_6.

[39] O. Maier. „Modellbasierte Entwicklung eines aktiven Sicherheitssystems für elektrifizierte Fahrräder“. Diss. Karlsruher Institut für Technologie (KIT), 2018. 236 S. ISBN: 978-3-7315-0778-9. DOI: 10.5445/KSP/1000081286.

[40] M. Irmer. „Model-Based Design and Validation of Advanced Mechatronic Systems Illustrated by Modern Steer-by-Wire Systems“. In: (2025). URL: https://urn.kb.se/resolve?urn=urn:nbn:se:uu:diva-552408 (besucht am 21. 05. 2025).

[41] J. Anke u. a. „How E-Scooter Riders Navigate Road Safety Hazards –Understanding the Perceptions and Strategies of Regular Riders“. In: *Journal of Cycling and Micromobility Research* 4 (1. Juni 2025), S. 100065. ISSN: 2950-1059. DOI: 10.1016/j.jcmr.2025.100065.

[42] D. Thapa u. a. „E-Scooter Crash Data Analysis towards E-scooter Automatic Emergency Braking System Design and Validation for Automated Vehicles*“. In: *2024 IEEE Intelligent Vehicles Symposium (IV)*. 2024 IEEE Intelligent Vehicles Symposium (IV). Juni 2024, S. 1323–1328. DOI: 10.1109/IV55156.2024.10588769.

[43] F. W. Siebert u. a. „Braking Bad – Ergonomic Design and Implications for the Safe Use of Shared E-scooters“. In: *Safety Science* 140 (1. Aug. 2021), S. 105294. ISSN: 0925-7535. DOI: 10.1016/j.ssci.2021.105294.

[44] J. Leoni u. a. „Real Time Passenger Mass Estimation for E-Scooters“. In: *2023 American Control Conference (ACC)*. 2023 American Control Conference (ACC). Mai 2023, S. 1741–1746. DOI: 10.23919/ACC55779.2023.10156003.

[45] O. Maier u. a. „In-Depth Analysis of Bicycle Hydraulic Disc Brakes“. In: *Mechanical Systems and Signal Processing* 95 (1. Okt. 2017), S. 310–323. ISSN: 0888-3270. DOI: 10.1016/j.ymssp.2017.03.044.

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

[46] E. P. Hanavan. *A Mathematical Model of the Human Body*. Bd. 32. 3. Aerospace Medical Research Laboratories, Aerospace Medical Division, Air ..., 1964.

[47] M. Acosta, S. Kanarachos und M. Blundell. „Road Friction Virtual Sensing: A Review of Estimation Techniques with Emphasis on Low Excitation Approaches". In: *Applied Sciences* 7.12 (12 Dez. 2017), S. 1230. ISSN: 2076-3417. DOI: 10.3390/app7121230.

[48] F. Klinger u. a. „Towards Friction Potential Estimation for Motorcycles". In: *16th International Symposium on Advanced Vehicle Control*. Hrsg. von G. Mastinu u. a. Cham: Springer Nature Switzerland, 2024, S. 550–556. ISBN: 978-3-031-70392-8. DOI: 10.1007/978-3-031-70392-8_78.

[49] M. Kozek und S. Jakubek. *Identifikation Und Experimentelle Modellbildung - Vorlesungsskriptum*. TU Wien - Institut für Mechanik und Mechatronik, 2020.

[50] D. Tretsiak u. a. „Research in Hydraulic Brake Components and Operational Factors Influencing the Hysteresis Losses". In: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part D Journal of Automobile Engineering* 222 (1. Sep. 2008), S. 1633–1645. DOI: 10.1243/09544070JAUTO673.

[51] R. Stribeck. „Die Wesentlichen Eigenschaften Der Gleit-Und Rollenlager". In: *Zeitschrift des Vereines Deutscher Ingenieure* 46 (1902), S. 1341–1348.

[52] H. Olsson u. a. „Friction Models and Friction Compensation". In: *European Journal of Control* 4.3 (1. Jan. 1998), S. 176–195. ISSN: 0947-3580. DOI: 10.1016/S0947-3580(98)70113-X.

[53] G. Millérioux und R. Jungers. „Characterization of Flat Outputs of Switched Linear Discrete-Time Systems: Algebraic Condition and Algorithm". In: *Systems & Control Letters* 154 (1. Aug. 2021), S. 104970. ISSN: 0167-6911. DOI: 10.1016/j.sysconle.2021.104970.

[54] S. Jakubek, A. Schirrer und C. Hametner. *Digital Control - Vorlesungsskriptum*. TU Wien - Institut für Mechanik und Mechatronik, 2021.

[55] H. Pacejka. *Tire and Vehicle Dynamics*. Elsevier Science & Technology Books, 2012. ISBN: 978-1-4832-9970-9.

[56] R. Lot und J. Sadauckas. *Motorcycle Design: Vehicle Dynamics Concepts and Applications*. Roberto Lot, 2021. ISBN: 979-12-200-9853-3.

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

Appendix

A.1 Abmessungen und Schwerpunktlage des E-Scooters

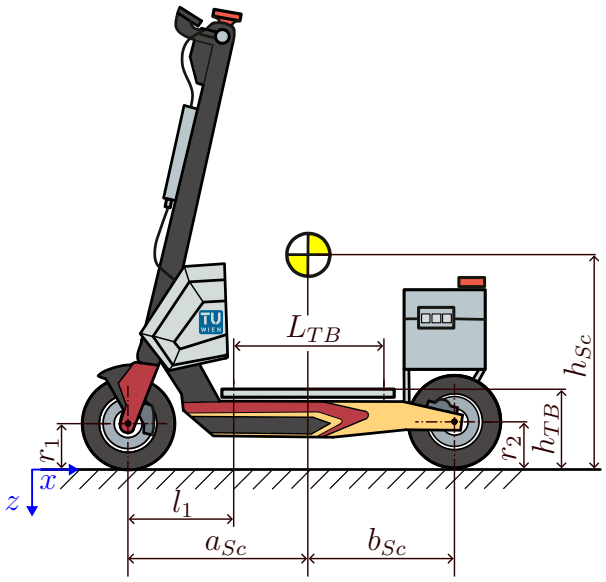


Abbildung A.1: Abmessungen und Schwerpunktslage des E-Scooters

Parameter	Symbol	Wert	Einheit
hor. Schwerpunktsabstand vorne	a_{Sc}	443	mm
hor. Schwerpunktsabstand hinten	b_{Sc}	417	mm
vert. Schwerpunktsabstand	h_{Sc}	308	mm
Scootermasse	m_{Sc}	36.1	kg
Radstand	L_{WB}	860	mm
Trittbrett Länge	L_{TB}	420	mm
Distanz TB-Vorderachse	l_1	240	mm
Höhe Trittbrett	h_{TB}	223	mm
stat. Radius des unbelasteten Vorderreifens	r_1	120	mm
stat. Radius des unbelasteten Hinterreifens	r_2	123	mm

Tabelle A.1: Parametersatz des Fahrerassistenzsystems

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

A.2 Weitere Darstellungen von Messdaten aus den Fahrversuchen

Bremskraftverteilung bei vorderer Fahrerposition

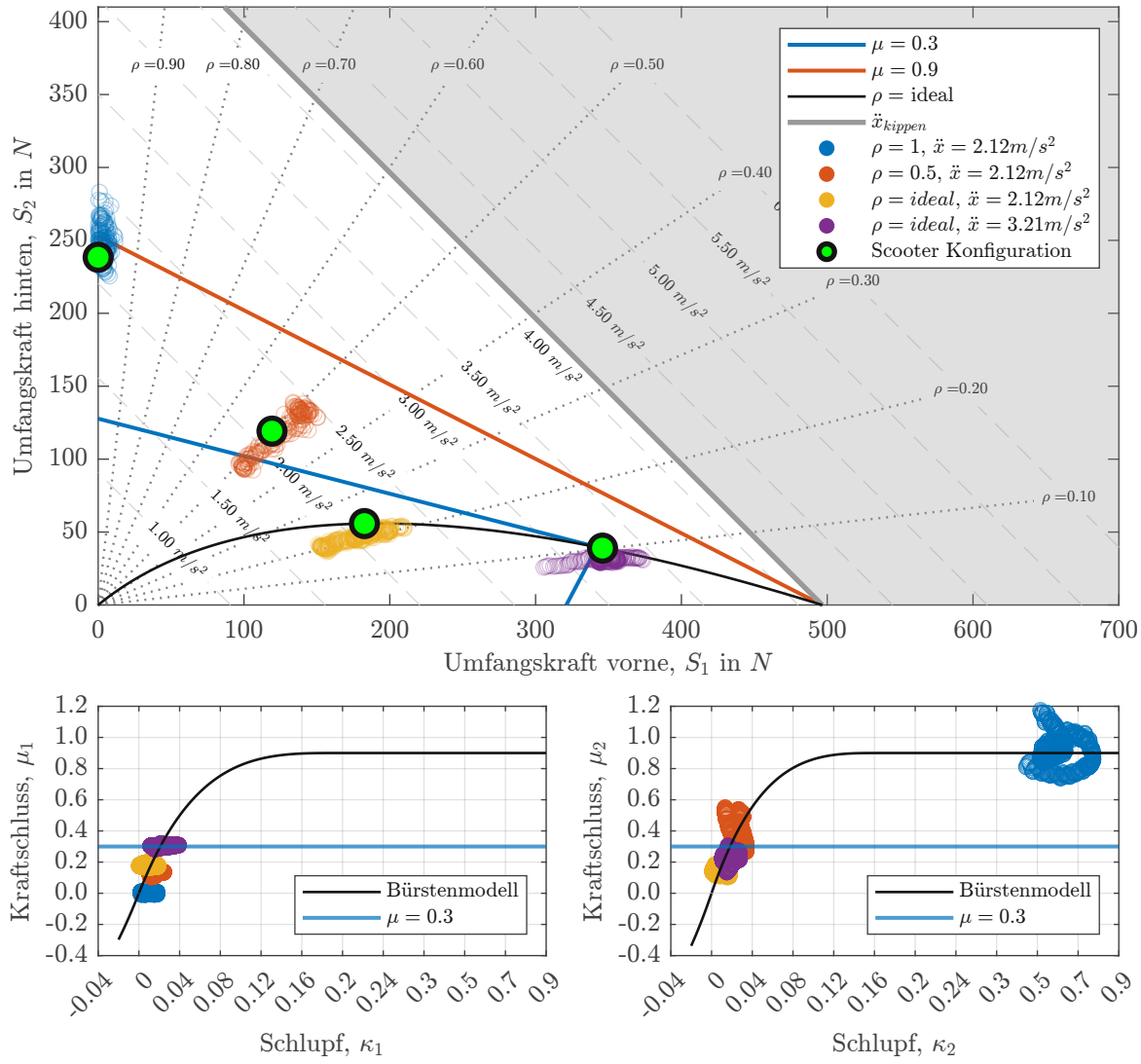


Abbildung A.2: Messdaten unterschiedlicher Bremskraftverteilungen bei vorderer Standposition

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

Bremskraftverteilung bei hinterer Fahrerposition

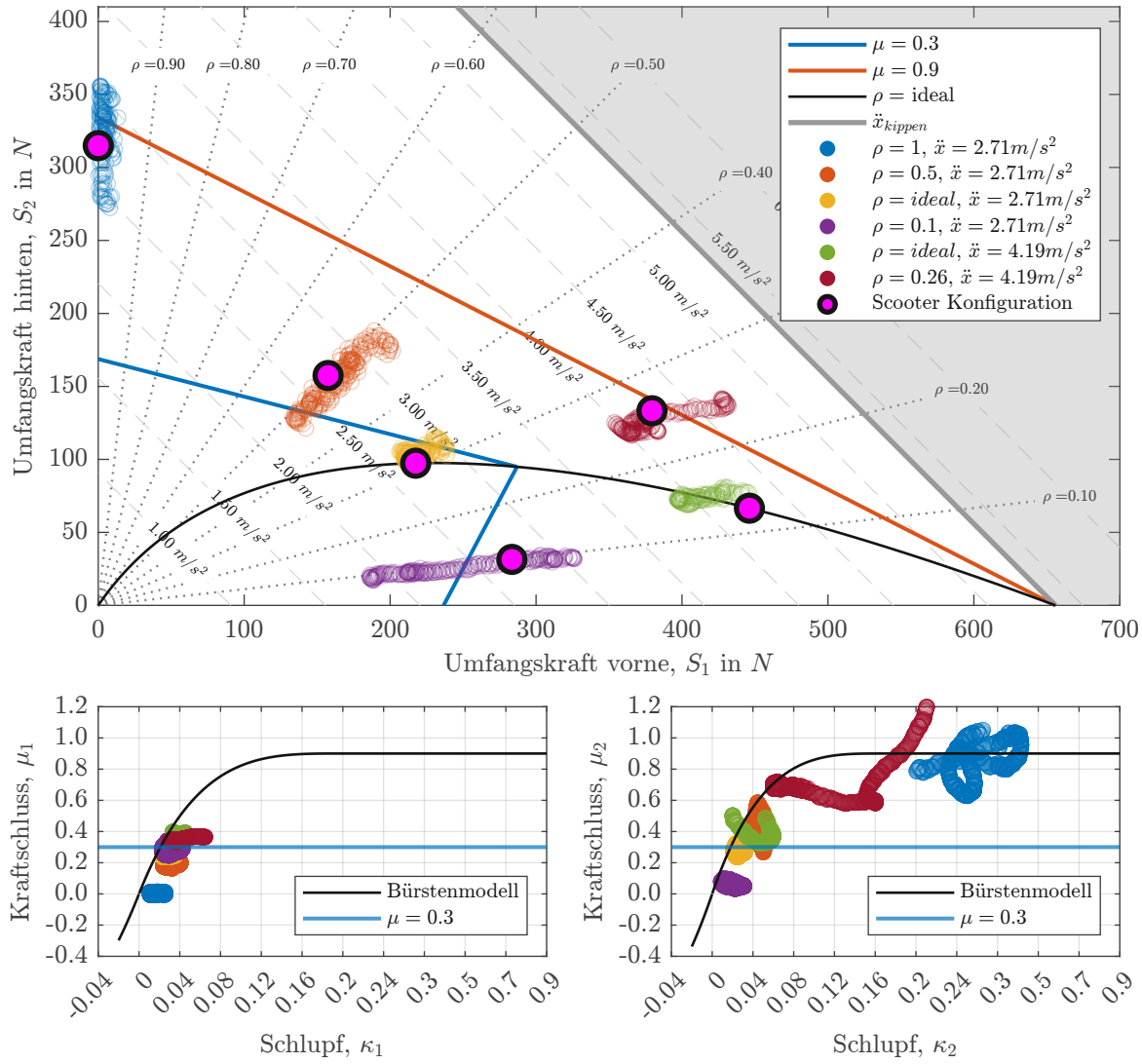


Abbildung A.3: Messdaten unterschiedlicher Bremskraftverteilungen bei hinterer Standposition

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.