TECHNISCHE UNIVERSITÄT WIEN
Vienna | Austria

Diplomarbeit

Analyse der Fahrdynamik und Fahrsicherheit von E-Scootern

ausgeführt zum Zwecke der Erlangung des akademischen Grades eines Diplom-Ingenieurs (Dipl.-Ing. oder DI) unter der Leitung von

Senior Lecturer Dipl.-Ing. Dr.techn. Florian Klinger
Institut für Mechanik und Mechatronik
Forschungsgruppe Fahrzeugdynamik
E 325 / A1

eingereicht an der Technischen Universität Wien
Fakultät für Maschinenwesen und Betriebswissenschaften

von

Manuel Klinger
Matrikelnummer: 01327114
[redacted]

Wien, im Dezember 2021

Manuel Klinger

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

Ich nehme zur Kenntnis, dass ich zur Drucklegung dieser Arbeit nur mit Bewilligung der Prüfungskommission berechtigt bin.

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 Begutachterinnen/Begutachtern beurteilten Arbeit überein.

Ich nehme zur Kenntnis, dass die vorgelegte Arbeit mit geeigneten und dem derzeitigen Stand der Technik entsprechenden Mitteln (Plagiat-Erkennungssoftware) elektronisch-technisch überprüft wird. Dies stellt einerseits sicher, dass bei der Erstellung der vorgelegten Arbeit die hohen Qualitätsvorgaben im Rahmen der geltenden Regeln zur Sicherung guter wissenschaftlicher Praxis „Code of Conduct“ an der TU Wien eingehalten wurden. Zum anderen werden durch einen Abgleich mit anderen studentischen Abschlussarbeiten Verletzungen meines persönlichen Urheberrechts vermieden.

Stadt und Datum

Unterschrift

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

Diese Diplomarbeit entstand am Institut für Mechanik und Mechatronik der Technischen Universität Wien für den Forschungsbereich Technische Dynamik und Fahrzeugdynamik, welcher sich seit einigen Jahren mit der Dynamik einspuriger Fahrzeuge beschäftigt.

Ganz besonders möchte ich mich bei Herrn Senior Lecturer Dipl.-Ing. Dr.techn. Florian Klinger für die wirklich fabelhafte Betreuung meiner Arbeit während der gesamten Zeit bedanken. In zahlreichen Besprechungen hat er mir bei diversen Fragestellungen stets weiter helfen können. Seine Anregungen und Ideen haben maßgeblich zum Gelingen dieser Arbeit beigetragen. Zudem lieferte seine Diplomarbeit, in welcher er sich ebenfalls mit der Fahrdynamik einspuriger Fahrzeuge beschäftigte, mir in einigen Punkten eine gute Basis.

Natürlich möchte ich mich ebenfalls bei allen meinen Freunden und Mitstreitern im Studium bedanken, welche mir die Studienzeit zu einem unvergesslichen Erlebnis gemacht haben.
Ein spezieller Dank gilt Herrn Clemens Kölbl, ein Studienkollege und enger Freund, mit welchem ich mich seit Anfang meines Studiums zusammen „durchgekämpft“ habe, um dieses erfolgreich zu absolvieren.

Letztendlich gilt ein großer Dank meiner Familie, welche mich, nicht nur das Studium betreffend, sondern in allen Belangen, zu jeder Zeit hingebungsvoll unterstützt haben.

Danke.

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 WIEN Bibliothek Your knowledge hub

Kurzfassung

Die Zahl der E-Scooter hat in jüngster Vergangenheit vor allem im städtischen Bereich stark zugenommen. 2019 erfolgte eine weitgehende gesetzliche Gleichstellung zu Fahrrädern im Straßenverkehr in Österreich. In der vorliegenden Arbeit wird das fahrdynamische Verhalten von E-Scootern in Bezug auf die Fahr- und Verkehrssicherheit modellgestützt untersucht und mit dem von Fahrrädern verglichen.

Dazu werden drei Fahrsituationen betrachtet, nämlich das Bremsverhalten, das Überrollen von Fahrbahnstufen, sowie das Stabilitäts- und Lenkverhalten. Die Modellbildung zur Untersuchung dieser drei Fahrsituationen basiert großteils auf vorhandener Literatur zu einspurigen Fahrzeugen. Es werden mechanische Ersatzmodelle basierend auf einem aktuellen E-Scooter aufgebaut, sowie ein biomechanisches Modell des menschlichen Fahrerkörpers in unterschiedlichen Körpergrößen und verschiedenen Standpositionen auf dem E-Scooter platziert. Anhand von Simulationsstudien werden Bewertungskriterien zur Fahr- und Verkehrssicherheit herausgearbeitet und Unterschiede sowie Gemeinsamkeiten zwischen E-Scootern und Fahrrädern aufgezeigt.

Ziel ist die fundierte Analyse und Beschreibung der Fahrdynamik von E-Scootern. Außerdem werden Empfehlungen für die Fahrerin bzw. den Fahrer zur Beherrschung eines E-Scooters unter obigen Fahrsituationen gegeben, sowie Vorschläge für konstruktive Anpassungen am E-Scooter zur Erhöhung der Fahrsicherheit erarbeitet. Der Einfluss der Statur der Fahrerin bzw. des Fahrers, sowie die Auswirkungen unterschiedlicher Standpositionen am Fahrzeug, werden ebenfalls untersucht.

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 WIEN Bibliothek Your knowledge hub

Abstract

The number of e-scooters significantly increased in the recent past, especially in urban areas. Furthermore, in 2019, these types of vehicles were legally equated with bicycles in Austria‘s road traffic. With this in mind, a comparison between the dynamic behaviour of e-scooters and bicycles is presented in this thesis in terms of driving and road safety properties.

Three driving situations are considered: braking behavior, crossing step-like road obstacles, as well as stability and steering behavior. The modeling for the investigation of these three driving situations is largely based on existing literature on single-track vehicles. Mechanical models based on a current e-scooter are built, as well as a biomechanical model of the human driver body in different body sizes and different standing positions on the e-scooter. Based on simulation studies, evaluation criteria for driving and traffic safety are derived and differences and similarities between e-scooters and bicycles are discussed.

The aim of this work is a profound analysis and description of the dynamic behaviour of e-scooters. In addition, recommendations for the driver to steer and control an e-scooter in above driving situations are given, as well as suggestions for constructive adaptions to the e-scooter to increase driving safety. The influence of the driver‘s stature and effects of different standing positions on the vehicle are examined as well.

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 WIEN Bibliothek Your knowledge hub

Inhaltsverzeichnis

1 Einleitung ... 1
1.1 Motivation und Zielsetzung ... 2
1.2 Aufbau der Arbeit ... 2
1.3 Literaturüberblick ... 3
2 Modellbildung ... 6
2.1 E-Scooter Modell ... 7
2.1.1 Parameterbestimmung E-Scooter ... 10
2.2 Fahrerkörper Modell ... 12
2.3 Standpositionen ... 13
2.4 Parametervariationen ... 16
2.5 Vergleichsmodell Trekking Rad ... 17
3 Longitudinaldynamik – Bremsverhalten ... 18
3.1 Modell für das Bremsverhalten ... 18
3.2 Bewegungsgleichungen beim Bremsen ... 20
3.3 Kriterien für das Bremsen ... 22
3.4 Bremsen eines einzelnen Rades ... 22
3.4.1 Hinterradbremsung ... 23
3.4.2 Vorderradbremsung ... 25
3.5 Kombiniertes Bremsen beider Räder ... 27
3.5.1 Optimale Bremsung ... 27
3.5.2 Bremskräfte ... 28
3.6 Fahrbahnneigung ... 31
3.7 Zusammenfassung Bremsen ... 31
4 Vertikaldynamik – Fahrbahnstufe ... 33
4.1 Stoßvorgänge ... 33
4.2 Modell für den Stoß Vorderrad gegen Fahrbahnstufe ... 34
4.3 Den Stoßvorgang beschreibende Gleichungen ... 36
4.3.1 Vereinfachung: Masseloses Vorderrad ... 39
4.3.2 Gültigkeit der Stoßgleichungen ... 40
4.4 Kriterien zur Bewertung des Stoßvorgangs ... 41
4.5 Ergebnisse Stoß ... 43
4.5.1 Winkelgeschwindigkeit und kritische Stufenhöhe ... 45

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

4.5.2 „Stärke“ des Stoßes – Stoßantriebe ... 47
4.6 Zusammenfassung Fahrbahnstufe ... 48
5 Lateraldynamik – Beherrschbarkeit ... 50
5.1 Modell für die Lateraldynamik ... 50
5.2 Linearisierte Bewegungsgleichungen ... 52
5.3 Stabilitätsuntersuchungen des homogenen Systems ... 54
5.3.1 Stabilitätsanalyse anhand der Eigenwerte ... 54
5.3.2 E-Scooter und Trekking Rad im Vergleich ... 56
5.3.3 Parametervariationen beim E-Scooter ... 59
5.4 Inhomogenes System – Lenkverhalten ... 61
5.4.1 Lenkmomentensprung und stationäre Kreisfahrt ... 62
5.4.2 Übertragungsverhalten – Slalomfahrt ... 67
5.4.3 Fahrverhalten/Abstimmung ... 70
5.5 Zusammenfassung Lateraldynamik ... 73
6 Zusammenfassung und Ausblick ... 75
Abbildungsverzeichnis ... I
Tabellenverzeichnis ... III
Literaturverzeichnis ... IV
Anhang ... VII
A Fahrerdaten ... VII
B E-Scooter Parameter ... X
C Parameter für das Trekking Rad ... XIII
D Formeln für das komplexe Stoßmodell ... XV
E Matrizeneinträge ... XVI

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

Ein einspuriges Kraftfahrzeug mit Trittbrett … das gab es bereits vor 100 Jahren. Das im Jahr 1916 in den USA erfundene „Autoped“ gilt als direkter Vorgänger des heutigen E-Scooters, [1]. Zwar war der Antrieb damals ein Verbrennungsmotor, im Gegensatz zum Elektromotor heute, doch das Konzept ist das Gleiche: Ein vorderradgetriebenes, einspuriges Fahrzeug mit verhältnismäßig kleinen Rädern, dazwischen einem Trittbrett, auf welchem man aufrecht steht und dabei einen hoch gezogenen Lenker in den Händen hält, um das Fahrzeug zu steuern.
Mit bis zu 50 km/h rasten damit vor allem wohlhabende Personen, da das Fahrzeug teuer war, durch New York. Als „ideales Kurzstreckenfahrzeug“, wie es von den Herstellern angepriesen wurde, sollte es die Lösung sämtlicher Transportprobleme werden.
Doch die zu der Zeit kaum vorhandenen Verkehrsvorschriften sowie meist unbefestigten, staubigen Straßen voller Schlaglöcher machten das Autoped zu einem gefährlichen Fahrzeug; Unfälle häuften sich. Scharfe Kritik und nach und nach verschärfte Verkehrsvorschriften bedeuteten bereits 1921 wieder das Aus des Autopeds in den USA, [2].

Die junge Vergangenheit zeigt dabei einige Parallelen. In den letzten Jahren hat die Zahl der E-Scooter vor allem im städtischen Bereich stark zugenommen, auch aufgrund der eingeführten Leihgeräte, welche es beispielsweise in Wien seit Herbst 2018 gibt, [3]. Die steigende Anzahl dieser Fahrzeuge hat vermehrt zu Kritik geführt, und es mussten Vorschriften im Straßenverkehr für E-Scooter eingeführt werden. Dies wurde am 01.06.2019 mit der 31. StVO-Novelle, siehe [4], in Österreich durchgeführt, wonach E-Scooter und Fahrrad quasi gleichgestellt sind. Damit gilt die Benützungspflicht von Radwegen bzw. der Fahrbahn; das Befahren des Gehsteigs ist (außer bei Vorliegen einer Ausnahmeverordnung) verboten.
Mit dieser Gleichstellung stellt sich die Frage, ob E-Scooter und Fahrräder im Hinblick auf die Fahr- und Verkehrssicherheit auch tatsächlich ähnlich sind.

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

1.1 Motivation und Zielsetzung

Einer Studie des KFV zufolge, [3], sind die häufigsten E-Scooter-Unfälle auf Selbstverschulden der Fahrer_innen zurückzuführen. Dabei sind die Hauptunfallursachen der Fahrbahnbelag bzw. dessen Beschaffenheit, Fehleinschätzung des Fahrverhaltens und Selbstüberschätzung. Befragungen von Nutzer_innen, welche bereits eine Situation erlebt haben, in der ihr E-Scooter nicht mehr kontrollierbar war, gaben unter anderem als Ursache für die Unkontrollierbarkeit Nässe, Fahrbahnbeschaffenheit, Unerfahrenheit bzw. Bremsversagen an. Weiters haben Beobachtungen und Testfahrten gezeigt, dass das Anzeigen eines Abbiegevorgangs, welches vorschriftsmäßig mittels Handzeichen zu erfolgen hat, meist nicht durchgeführt wird. Dies lässt in weiterer Folge auf eine Problematik der schwereren Kontrollierbarkeit eines E-Scooters im Vergleich zu einem Fahrrad schließen, also dass eine Stabilisierung mit beiden Händen am Lenker notwendig ist.

Diese genannten Probleme beim Fahren mit einem E-Scooter sollen mittels Simulationsstudien anhand mechanischer Ersatzmodelle in MATLAB untersucht werden. Die Simulation bietet die Möglichkeit, gezielt Parameter des Fahrzeugs (wie z.B. Raddurchmesser, oder Lenkachsneigung) bzw. der Fahrer_in (wie z.B. deren Gewicht oder Standposition am E-Scooter) zu ändern und deren Auswirkungen auf das Fahrverhalten aufzuzeigen.

Mittels dieser Vergleiche und Parametervariationen sollen die wesentlichen fahrdynamischen Eigenschaften von E-Scootern, sowie die Unterschiede zum Fahrrad, herausgearbeitet werden. Außerdem können Empfehlungen für die Auslegung von E-Scootern im Hinblick auf die Fahr- und Verkehrssicherheit sowie für das Verhalten der Fahrer_in in bestimmten Fahrsituationen gegeben werden.

Zusätzlich wurden im Zuge der Arbeit diverse Testfahrten mit E-Scootern zur Validierung durchgeführt. Es wird jedoch nicht im Detail darauf eingegangen.

1.2 Aufbau der Arbeit

Zunächst wird eine Übersicht über die für diese Arbeit relevante Literatur zur Untersuchung oben genannter Problemstellungen angegeben. Weiters werden die für die Parameterbestimmung notwenigen Quellen aufgelistet.

Das zweite Kapitel beschäftigt sich mit der Modellbildung des E-Scooters samt Fahrer_in. Zunächst wird das Modell des E-Scooters vorgestellt und dessen geometrische und massegeometrische Parameter für einen aktuellen E-Scooter bestimmt und beschrieben. Das für Vergleiche verwendete Fahrradmodell stammt vom Institut. Sowohl den E-Scooter als 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

das Fahrrad soll eine Fahrer_in derselben Statur lenken. Dazu wird das sogenannte „Hanavan“ Modell [5] vorgestellt und in jeweils passender Körperhaltung auf dem E-Scooter bzw. Fahrrad platziert. Somit ergeben sich Masse, Schwerpunktlage und Trägheitsmomente des Gesamtsystems. Weiters werden die Parametervariationen, also einerseits die Geometrie des E-Scooters, andererseits die Fahrer_in betreffend, vorgestellt.

Darauf folgen die drei Hauptkapitel der Arbeit, welche sich jeweils mit einem fahr- und verkehrssicherheitsrelevanten Thema beschäftigen: Das dritte Kapitel untersucht die Longitudinaldynamik, im Speziellen das Bremsverhalten in aufrechter Geradeausfahrt. Auf Basis eines passenden Modells aus der Literatur werden Notbremssituationen untersucht und Bremswege bei verschiedenen Fahrbahnbedingungen verglichen.
Darauf folgt ein Kapitel zur Analyse der Überrollfähigkeit. Es wird das Auftreffen auf eine Fahrbahnstufe betrachtet. Hierzu wird ein einfaches Stoßmodell basierend auf [6, 7] verwendet.
Das fünfte Kapitel beschäftigt sich mit der Lateraldynamik, im Speziellen der Beherrschbarkeit eines E-Scooters im Vergleich zum Fahrrad. Hier werden einerseits das Stabilitätsverhalten und andererseits das Lenkverhalten mithilfe des aus der Literatur bekannten „Carvallo-Whipple“ Fahrradmodells untersucht.

Das letzte Kapitel fasst alle in dieser Arbeit gefundenen Analysen und Erkenntnisse zusammen und gibt einen Ausblick über mögliche weiterführende Untersuchungen zum E-Scooter.

1.3 Literaturüberblick

Im Folgenden wird die in der vorliegenden Arbeit verwendete Literatur vorgestellt. Auf ausgewählte Publikationen wird im Detail in den entsprechenden Kapiteln eingegangen.

E-Scooter sind eine noch sehr junge Fahrzeuggattung. Insofern überrascht es nicht, dass zu Beginn der Arbeit keine relevanten Publikationen bezüglich des fahrdynamischen Verhaltens von diesen gefunden wurden. Es wurde daher in dieser Arbeit auf Literatur zu anderen einspurigen Fahrzeugen, wie Fahrräder und Motorräder, zurückgegriffen.[1]

Bezüglich des Bremsverhaltens von einspurigen Fahrzeugen hat Cossalter in [8, 9] einige Untersuchungen, einerseits im theoretischen Bereich, andererseits auch in Abgleich mit Fahrversuchen, an Motorrädern durchgeführt. Sein in [8] vorgestelltes Modell zum Bremsen wird in Kap. 3 verwendet. Es wird dabei nur die aufrechte Geradeausfahrt, also ohne Lenkbewe-

[1] Inzwischen sind Publikationen verfügbar. Ein Überblick darüber und ebenfalls einige Elemente dieser Arbeit sind in einem Beitrag zur IAVSD 2021 unter Mitwirkung des Autors in [26] enthalten. Das Paper befindet sich zurzeit im Review Prozess.

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

gungen und Neigungen, bei konstanter Verzögerung betrachtet. Nickbewegungen des Fahrzeugs bzw. der Fahrer_in werden ebenfalls vernachlässigt. Damit zeigt Cossalter die wesentlichen Zusammenhänge beim Bremsen, vor allem in Bezug auf mögliche Verzögerungen bei Vorder- und Hinterradbremsung und unterschiedlicher Bremskraftaufteilung.

Um die Überrollfähigkeit über eine Fahrbahnstufe zu bewerten, wird in Kap. 4 auf ein vereinfachtes Stoßmodell basierend auf den grundlegenden Zusammenhängen der Stoßtheorie nach [6, 7] zurückgegriffen. Dabei wird die Stufenüberfahrt als unendlich kurzer Stoß, welcher eine plötzliche Änderung des Geschwindigkeitszustands bewirkt, betrachtet. Dazu müssen einige Idealisierungen erfolgen, jedoch können damit mit einfachen mathematischen Mitteln die Auswirkungen der unterschiedlichen Geometrie von E-Scooter und Fahrrad bei der Fahrt über eine Fahrbahnstufe analysiert werden.
Für realitätsnahere Ergebnisse müsste ein viel größerer Modellierungsaufwand betrieben werden [10], bei welchem Nachgiebigkeiten des Reifens bei der Modellierung berücksichtigt werden müssten. Außerdem wären spezielle Parameter erforderlich, die für E-Scooter- und Fahrradreifen nicht bekannt sind.

Bezüglich der Fahrstabilität von einspurigen Fahrzeugen und des Lenkverhaltens bei Kurvenfahrt gibt es viel Literatur, sowohl für Fahrräder als auch Motorräder, siehe z.B. [11–16]. Auch auf dem Institut wurden einige Untersuchungen bezüglich des Fahrverhaltens von Fahrrädern angestellt, siehe z.B. die Diplomarbeiten [17–20], bzw. die Veröffentlichungen [21, 22]. Vor allem aus den Fahrversuchen am Trekking Rad, siehe [17, 23], ist dessen Fahrverhalten sehr gut bekannt. Das einfachste Modell, um die Lateraldynamik zu untersuchen, ist das Carvallo-Whipple Fahrradmodell, in [11] auch „Benchmark Bicycle“ Modell genannt. Mit diesem können grundlegende Zusammenhänge, wie z.B. das autostabile Fahrverhalten von einspurigen Fahrzeugen beschrieben werden, wobei einige Vereinfachungen bei den Modellannahmen getroffen werden. Details werden in Kap. 5 diskutiert.
Eine gute Übersicht der vorhandenen Literatur zur Lateraldynamik einspuriger Fahrzeuge ist beispielsweise in der Diplomarbeit [18] oder auch in den Veröffentlichungen [11, 13] gegeben.

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

Abb. 1.1: Xiaomi Mi M365, aus [24]

Für die Bestimmung der E-Scooter-Parameter, Kap. 2.1.1, wurden die in [25] verfügbaren Daten des Xiaomi Mi M365, siehe Abb. 1.1, verwendet. Die restlichen Parameter mussten geschätzt werden. Diese wurden später im Laborversuch ermittelt, siehe [26], sind aber nicht mehr in diese Arbeit eingeflossen.
Das Modell des menschlichen Fahrerkörpers, Kap. 2.2, basiert auf dem von Hanavan in [5] vorgestellten Modell. Er hat aus einer Messreihe von Personen ein aus einfachen starren Körpern zusammengesetztes Modell zur Bestimmung der Geometrie und Masseneigenschaften des menschlichen Körpers erstellt, wobei beliebige Körperhaltungen betrachtet werden können. Es stehen die Parametersätze fünf verschiedener Körpergrößen und -massen, nämlich des 5, 25, 50, 75 und 95% Perzentils der Messreihe zur Verfügung, welche eine Körpergröße von 166 bis 186 cm sowie Körpermasse von 60 bis 91 kg abdecken.
Auf dem E-Scooter werden drei davon, nämlich das 5, 50 und 95% Perzentil, sowie zwei Körperhaltungen bzw. Standpositionen verglichen, siehe Kap. 2.3.

Die Parameter des für Vergleiche verwendeten Fahrrads, Kap. 2.5, basieren auf einem Trekking Rad, [17, 23], welches bereits für einige Untersuchungen am Institut verwendet wurde.
Die Körperhaltung auf dem Trekking Rad ist angelehnt an der in [18] angegebenen.

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 WIEN Bibliothek Your knowledge hub

2 Modellbildung

Die mathematische Untersuchung eines realen Systems erfordert das Erstellen eines mechanischen Ersatzmodells. Dabei gibt es nicht das eine, die Realität perfekt abbildende Modell, sondern je nach Problemstellung sind zur Modellbildung bestimmte Vereinfachungen und Idealisierungen zu treffen. Diese sollen so weit erfolgen, dass das gewünschte Systemverhalten noch hinreichend abgebildet werden kann. Eine weitere Verkomplizierung ist dabei im Allgemeinen nicht notwendig und meist auch gar nicht sinnvoll, da dies zu einem unnötigen Modellierungsaufwand führt, zumal die dafür notwendigen Parameter oft nicht ausreichend genau bekannt sind.
Die mechanischen Ersatzmodelle für die in dieser Arbeit untersuchten drei Bereiche zur Fahr- und Verkehrssicherheit von E-Scootern unterscheiden sich dementsprechend voneinander. Dies wird im Detail im jeweiligen Kapitel (Kap. 3, 4, 5) behandelt. Dennoch weisen diese einige Gemeinsamkeiten auf:

Der E-Scooter samt Fahrer_in wird als sogenanntes mehrkörperdynamisches Modell (MKS-Modell) aufgebaut. Das bedeutet, es wird angenommen, dass diese aus mehreren starren Körpern bestehen, welche mittels kinematischer Bindungen, wie Führungen und Gelenke, miteinander verbunden sind. Diese schränken die möglichen Bewegungen der einzelnen Körper gegeneinander, und damit dessen Freiheitsgrade, ein. Als Idealisierungen gelten:

- Alle Körper sind ideal starr und geometrisch perfekt.
- In aufrechter Nominallage ist das Modell symmetrisch zur mittleren Längsebene.
- Fahrwiderstände, wie Luft- und Rollwiderstand, sowie
- Lagerreibungen und -spiele werden vernachlässigt.
- Die Fahrbahn wird als eben betrachtet (Ausnahme: Kap. 4).
- Es soll stets Bodenkontakt der beiden Räder herrschen (Ausnahme: Kap. 4),
- welche schlupffrei auf der Fahrbahn abrollen.

Die Modelle in dieser Arbeit werden absichtlich einfach gehalten, da keine genauen Parameter für komplexere Modelle, z.B. für den Reifen-Fahrbahn-Kontakt, zur Verfügung stehen.

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

2.1 E-Scooter Modell

Zunächst wird der Aufbau eines heutigen E-Scooters anhand des Xiaomi Mi M365 erklärt, siehe Abb. 1.1, auf Grundlage dessen das MKS-Modell sodann aufgebaut wird. Es wird hierbei jenes zur Untersuchung der Lateraldynamik (Kap. 5) beschrieben; die Modelle für das Bremsen (Kap. 3) bzw. den Stoß (Kap. 4) leiten sich aus diesem ab und werden im jeweiligen Kapitel im Detail behandelt.

Zwischen zwei verhältnismäßig kleinen Luft- (Xiaomi) bzw. Vollgummirädern befindet sich ein Trittbrett unter welchem der Energiespeicher, also das Akkupaket, untergebracht ist. Das Hinterrad ist drehbar mit dem Trittbrett verbunden und enthält meist entweder eine mittels Hebel am Lenker zu betätigende Scheiben- (Xiaomi), oder mittels Fuß zu betätigende Kotflügel-Reibbremse. Angetrieben wird der E-Scooter über einen Radnaben-Elektromotor am Vorderrad. Dieses ist natürlich ebenfalls drehbar gelagert und zwar um eine nach oben gezogene Lenkstange, an dessen oberen Ende sich eine quer befestigte Griffstange befindet, welche von der Fahrer_in an den äußeren Enden mit den Händen gehalten wird. Wie beim Fahrrad werden Lenkbewegungen durchgeführt, indem mit den Händen ein Lenkmoment auf die Lenkstange aufgebraucht wird. Dadurch werden Griff und Lenkstange, sowie das Vorderrad, um die nach hinten geneigte Lenkachse gegenüber dem Trittbrett verdreht.
Die Regulierung der Fahrgeschwindigkeit erfolgt meist mittels eines auf der Griffstange befestigten Hebels. Neben der Hinterradbremse kann mittels des Elektromotors am Vorderrad über Rekuperation ebenfalls eine Bremswirkung erzielt werden. Diese wird entweder automatisch aktiviert (Xiaomi), oder es gibt dafür eine eigene Vorrichtung am Griff.

Das MKS-Modell des E-Scooters besteht aus vier lateralsymmetrischen Körpern: dem Hinter- sowie Vorderrad, und dem Hinter- sowie Vorderrahmen. Abb. 2.1 zeigt das Modell in aufrechter Nominallage, sowie dessen relevanten geometrischen Abmessungen. Der Griff und die Lenkstange (inklusive Gabel) bilden zusammen den Vorderrahmen „a“, welcher lenkbar um die um die Lenkachsneigung ε nach hinten geneigte Lenkachse gegenüber dem Hinterrahmen „t“ verdreht werden kann. Starr mit Letzterem verbunden ist die auf dem Trittbrett stehende, ebenfalls lateralsymmetrische, Fahrer_in, siehe Kap. 2.3. Gegenüber dem Vorderrahmen kann sich das Vorderrad „1“ um eine im Vorderrahmen feste Achse drehen. Analoges gilt für Hinterrahmen und Hinterrad „2“. Die Rotation der beiden Räder um deren jeweilige Achse verändert die Massengeometrie des Gesamtsystems, welches mit „T“ bezeichnet wird, nicht. Daher können Massen und Trägheitstensoren der Räder dem jeweiligen Rahmen hinzugerechnet werden. Allerdings müssen die gyroskopischen Kräfte zufolge der Relativbewegung in den Bewegungsgleichungen gesondert berücksichtigt werden. Vorderrad und -rahmen werden als vordere Baugruppe „H“, in Abb. 2.1 grau, bzw. Hinterrad und -rahmen inklusive Fahrer_in als hintere Baugruppe „m“, blau, bezeichnet.

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

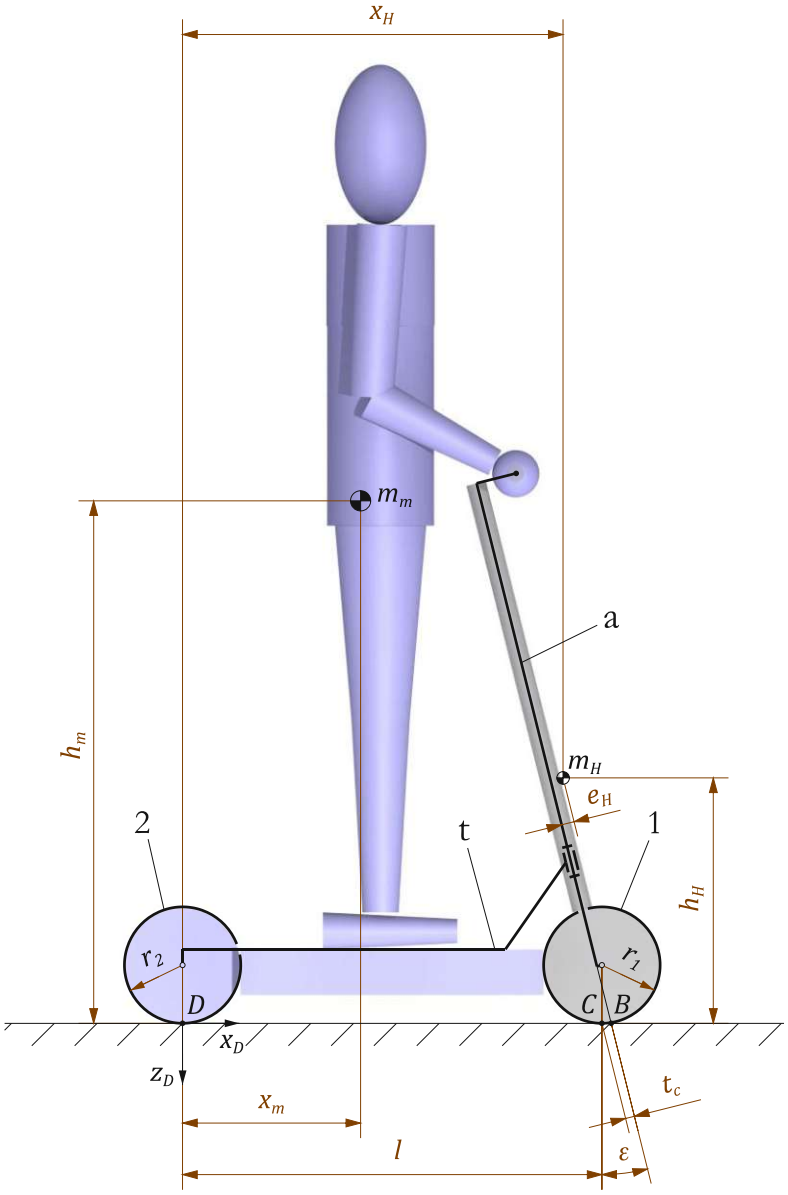

Abb. 2.1: MKS-Modell des E-Scooters; Abmessungen und Bezeichnungen in aufrechter Nominallage

Die Bereiche, in denen die beiden Räder den Boden berühren, werden als Punkte definiert, welche aufgrund der Annahme unendlich dünner Reifen (Scheiben) stets in der Lateralsymmetrieebene des jeweiligen Rades liegen. Der Radstand l gibt die Entfernung dieser beiden Radaufstandspunkte D und C in der Nominallage an. Der Durchstoßungspunkt B der Lenkachse mit der ebenen Fahrbahn beschreibt mit dem Normalabstand zu C den Nachlauf t_c. Die Abrollradien der beiden Räder sind r_1 bzw. r_2. Die Schwerpunktlagen von „H“ und „m“ sind ebenfalls in Abb. 2.1 eingezeichnet, wobei die Angabe bezüglich des Punktes D erfolgt. Ein zusätzliches, für Kap. 5 relevantes Maß ist der Normalabstand e_H des Schwerpunkts der vorderen Baugruppe zur Lenkachse, welches aus obigen Parametern berechnet werden 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

$$e_H = (x_H - l)\cos\varepsilon - t_c + h_H \sin\varepsilon \ . \tag{2.1}$$

Abb. 2.2 zeigt eine allgemein ausgelenkte Lage des Modells, womit die Freiheitsgrade der Lage ersichtlich sind. Als Referenzsystem dient dabei das mit dem Fahrzeug mitgeführte x_D-y_D-z_D-Koordinatensystem mit Ursprung im Punkt D. Die Verbindungslinie $\overline{DB}$ bildet die x_D-Richtung, liegt in der Fahrbahnebene und fällt mit der Lateralsymmetrieebene der hinteren Baugruppe des E-Scooters zusammen. Die y_D-Richtung zeigt in Fahrtrichtung nach rechts, die z_D-Richtung daher nach unten.

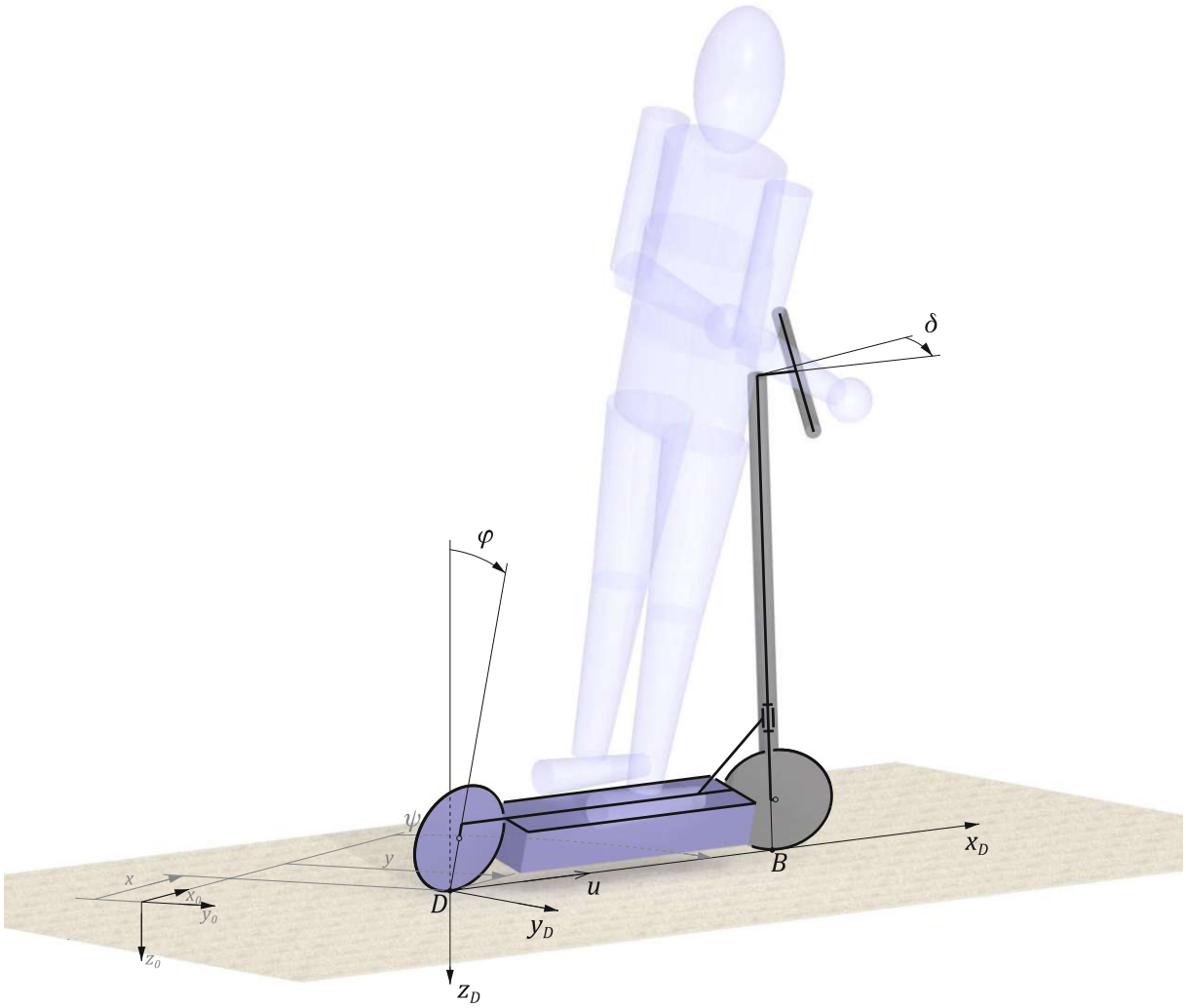

Abb. 2.2: Ausgelenkte Lage des MKS-Modells des E-Scooters

Prinzipiell hat ein sich im dreidimensionalen Raum frei beweglicher starrer Körper 6 Freiheitsgrade: 3 translatorische und 3 rotatorische. Das betrachtete, aus 4 starren Körpern bestehende MKS-Modell, hat also unter Vernachlässigung jeglicher Bindungen 24 Freiheitsgrade (4·6). Kinematische Bindungen schränken die Anzahl der Freiheitsgrade ein, da sie nur

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

bestimmte Bewegungen der Körper zueinander zulassen. Hinter- und Vorderachse, sowie die Lenkachse lassen jeweils nur eine Bewegung zwischen den jeweilig verbundenen Körpern, nämlich die Drehung um dessen jeweilige Achse, zu, schränken daher jeweils 5 Freiheitsgrade ein. Damit bleiben 9 (24−3·5) Freiheitsgrade übrig. Weiters beschränkt der stets vorgegebene Bodenkontakt, welcher eine Bedingung in z_D-Richtung darstellt, pro Rad einen Freiheitsgrad. Es bleiben 7 (9−2·1) Freiheitsgrade, um die Lage aller Körper im Raum unter obigen Bedingungen zu definieren. Gemäß Abb. 2.2 können diese beispielsweise die Lage x, y des Hinterradaufstandspunkts in Referenz zu einem bodenfesten Inertialsystem (x_0-y_0-z_0) sowie der sogenannte Gierwinkel ψ (Drehwinkel um z_0) sein, um die Position sowie Orientierung des Fahrzeugs bei Betrachtung von oben zu definieren. Weiters kann mit dem Rollwinkel φ die seitliche Neigung des Hinterrahmens um die x_D-Achse und mit δ der Lenkwinkel zwischen Vorder- und Hinterrahmen um die Lenkachse beschrieben werden. Die verbleibenden 2 Freiheitsgrade geben die Winkellage des jeweiligen Rades in Referenz zum jeweiligen Rahmen an.

Da neben der Annahme des jeweiligen Punktkontakts der beiden Reifen mit der Fahrbahn, welcher stets in dessen Lateralsymmetrieebene liegt, zusätzlich kein Schlupf erlaubt wird, bewegen sich die Räder entlang der Fahrbahn ähnlich wie auf Schienen. Aufgrund dieses, in [11] „knife-edge“ genannten Reifen-Fahrbahn-Kontakts, kann sich der E-Scooter nicht frei entlang des Bodens bewegen, sondern das Verbieten des Längs- sowie Querschlupfs der beiden Räder führt zu weiteren Beschränkungen der oben beschriebenen Bewegungsmöglichkeiten. Diese Einschränkungen können nicht rein mit der Lage beschrieben werden, sondern es sind Bedingungen auf Geschwindigkeitsebene erforderlich. Diese werden als nicht-holonome Bindungen bezeichnet. Aufgrund dieser, nämlich jeweils in Längs- und Querrichtung pro Rad, reduziert sich die Anzahl der Freiheitsgrade der Geschwindigkeit auf 3 (7−2·2). Diese können beispielsweise die Lenkwinkelgeschwindigkeit $\dot{\delta}$ ($d\delta/dt$), die Rollwinkelgeschwindigkeit $\dot{\varphi}$ ($d\varphi/dt$) und die Geschwindigkeit u des Punktes D, welche stets in x_D-Richtung zeigt, sein, siehe Abb. 2.2. Für eine detaillierte Beschreibung wird auf [11] verwiesen.

2.1.1 Parameterbestimmung E-Scooter

Im Folgenden wird ein Massenmodell eines E-Scooters, basierend auf vorhandenen Daten und Bildern, so einfach wie möglich aufgebaut, siehe Abb. 2.3. Dieses dient zur Bestimmung der für das MKS-Modell notwendigen Modellparameter. Als Basis für diese Parameterermittlung dienen allgemein verfügbare Daten zum Xiaomi Mi M365, [25]. Das E-Scooter Massenmodell wird aus geometrisch einfachen Körpern mit homogener Massenverteilung aufgebaut. Bei vergleichender Betrachtung von Abb. 1.1 bedeutet das, dass nur die wesentlichen (schweren) Bauteile des E-Scooters betrachtet werden, während der Rest vernachlässigt wird.

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

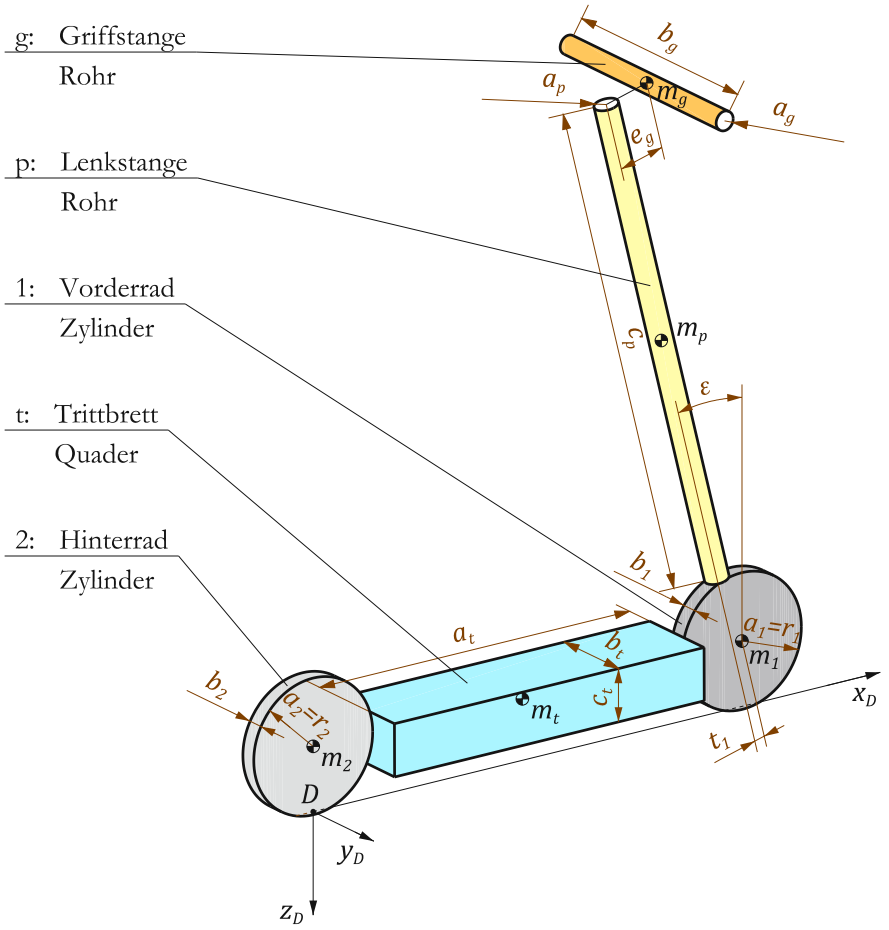

Abb. 2.3: Massenmodell des E-Scooters, aufgebaut aus geometrisch einfachen Körpern

Um die Massenverteilung der beiden Räder „1“ und „2“ abzubilden, wurden diese jeweils als Vollzylinder mit Schwerpunkt in deren jeweiligen Achse und jeweiligem Abrollradius als Zylinderradius definiert. Deren Breite musste geeignet abgeschätzt werden. Die Hauptmassenanteile des Vorderrahmens „a“ sind die Lenk- sowie Griffstange; beide wurden als dünnwandige Zylinderrohre angenommen. Die Lage und Abmessungen der Griffstange „g“ konnten den verfügbaren Daten [25] sowie der Abb. 1.1 entnommen werden, ebenfalls die der Lenkstange „p“, wobei deren untere Begrenzung mit der Berührung des Zylindermantels des Vorderrads vorgegeben wurde. Den Hauptmasseanteil des Hinterrahmens „t“ stellt der unter dem Trittbrett befindliche Akku dar und wird als Vollquader definiert, dessen Länge dem Abstand zwischen den beiden Mantelflächen von Hinter- bzw. Vorderrad entspricht. Breite und Höhe mussten mithilfe von Abb. 1.1 passend abgeschätzt werden. In [25] ist lediglich die Gesamtmasse des E-Scooters angegeben; deswegen musste die Aufteilung dieser auf die Einzelkörper ebenfalls geschätzt werden, wobei berücksichtigt wurde, dass der Hinterrahmen aufgrund des darin befindlichen Akkus den größten Anteil zur Gesamtmasse beiträgt. Weiters

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

wurde das Vorderrad schwerer als das Hinterrad gestaltet, da sich in ersterem der E-Motor befindet.

Mithilfe des Modells können nun Schwerpunkt- und Massenträgheitsmomentberechnungen der einzelnen Körper bzw. Baugruppen des MKS-Modells erfolgen. Diese basieren auf elementaren Gleichungen der Mechanik starrer Körper (siehe z.B. [6, 7]) und werden in dieser Arbeit nicht im Detail gezeigt. Die für das Xiaomi Mi M365 berechneten und in dieser Arbeit verwendeten Parameter sind im Anhang B aufgelistet.
Dabei wird folgende Notation konsistent verwendet: Die Schwerpunktlagen der einzelnen Körper sowie der Baugruppen werden bezüglich des Hinterradaufstandspunktes D im x_D-y_D-z_D-Koordinatensystem in aufrechter Nominallage des E-Scooters angegeben. Als Beispiel gilt für die Schwerpunktlage des Quaders des Hinterrahmens „t“:

$$\underline{r}_{t|D} = \begin{pmatrix} x_{t|D} \\ y_{t|D} \\ z_{t|D} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} x_t \\ 0 \\ -h_t \end{pmatrix}. \tag{2.2}$$

Für den Trägheitstensor eines Körpers bzw. einer Baugruppe bezüglich des Schwerpunkts und zu dem D-Koordinatensystem parallele Achsen wird folgende Schreibweise verwendet, beispielsweise für den Körper „t“:

$$\mathbf{I}_{t,t|D} = \begin{bmatrix} I_{txx} & 0 & -I_{txz} \\ 0 & I_{tyy} & 0 \\ -I_{txz} & 0 & I_{tzz} \end{bmatrix}. \tag{2.3}$$

Hierbei wurde bereits berücksichtigt, dass aufgrund des lateralsymmetrischen Modellaufbaus einige Komponenten des Trägheitstensors stets Null sind.

Anm.: Vor kurzem wurde am Institut ein Xiaomi Mi M365 tatsächlich im Laborversuch vermessen und die Masseneigenschaften der einzelnen Körper und Baugruppen bestimmt, siehe [26]. Die in dieser Arbeit bestimmten Parameterwerte stimmen näherungsweise damit überein.

2.2 Fahrerkörper Modell

Da die Fahrer_in den größten Anteil der Gesamtmasse bei E-Scootern ausmacht, ist dessen Modellierung von hoher Wichtigkeit. Bei der Bestimmung der Massen- und Geometrieeigenschaften der Fahrer_in wird der Weg gegangen, wie bereits in vorangegangenen Arbeiten des Instituts. Abb. 2.4 zeigt das Hanavan Modell, [5], und die Segmente, aus denen der Fahrerkörper nachgebildet wird. Verschiedene Körperhaltungen werden mittels Segmentwinkeln

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 WIEN Your knowledge hub

der einzelnen Körperteile zur Senkrechten beschrieben. Für Details hierzu wird auf [18] verwiesen. Ähnlich wie das E-Scooter Massenmodell zeigt die Abb. 2.4, dass auch das Hanavan Modell aus geometrisch einfachen, starren (Voll-) Körpern aufgebaut wird, ebenfalls mit homogener Masseverteilung. Schwerpunkt- und Trägheitsmomentberechnungen können daher auch hierbei einfach erfolgen.

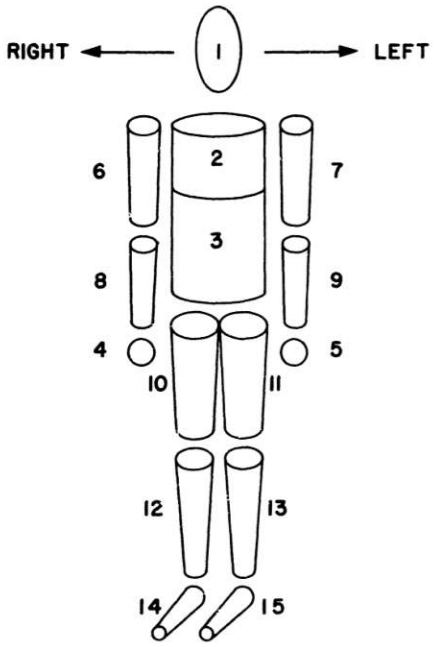

Abb. 2.4: Original Hanavan Modell, aus [5]

Neben dem Modellaufbau beinhaltet [5] auch die für das Hanavan Modell notwendigen anthropometrischen Daten einer Messreihe aus Personen, und zwar dem damaligen Flugpersonal der amerikanischen Luftwaffe. Die genauen Massen und Abmessungen des 5, 50 und 95% Perzentils sind in Anhang A aufgelistet und werden in vorliegender Arbeit verwendet. Beispielsweise entspricht das 50% Perzentil einer Person mit einer Körpergröße von 1.76 m und einer Gesamtmasse von 73.4 kg und scheint auch gut als durchschnittliche E-Scooter Fahrer_in zu passen.

2.3 Standpositionen

Nun ist es noch für die die folgenden Berechnungen und Simulationen notwendig, die beiden Modelle für Fahrerkörper und E-Scooter zusammenzuführen. Mit anderen Worten muss der Fahrerkörper (Kap. 2.2) passend auf den E-Scooter (Kap. 2.1) gestellt werden. Dazu ist es notwendig dem Hanavan Modell eine geeignete Körperhaltung mittels der Segmentwinkel zu geben, denn er soll natürlich auf dem Trittbrett des Hinterrahmens „t“ mit beiden Füßen

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

stehen und den Lenker an dessen Griff „g“ umfassen.
Bei einem E-Scooter gibt es keinen Sattel und keine Pedale, stattdessen ein Trittbrett, daher sind die Positionierungsmöglichkeiten für den Fahrerkörper durchaus variabler als auf einem Fahrrad. Es werden für die Untersuchungen in dieser Arbeit zwei Positionen festgelegt, um passende Vergleiche verschiedener Standpositionen anzustellen. Abb. 2.5 a) und b) zeigen diese beiden. Diese sind so einfach wie möglich gehalten, nämlich aufrecht stehend, was auch gut der üblichen Körperhaltung auf einem E-Scooter zu entsprechen scheint. Sie unterscheiden sich nur in den Arm- und Handwinkeln (χ_5 bis χ_{10} nach [18]), und wurden folgendermaßen definiert:

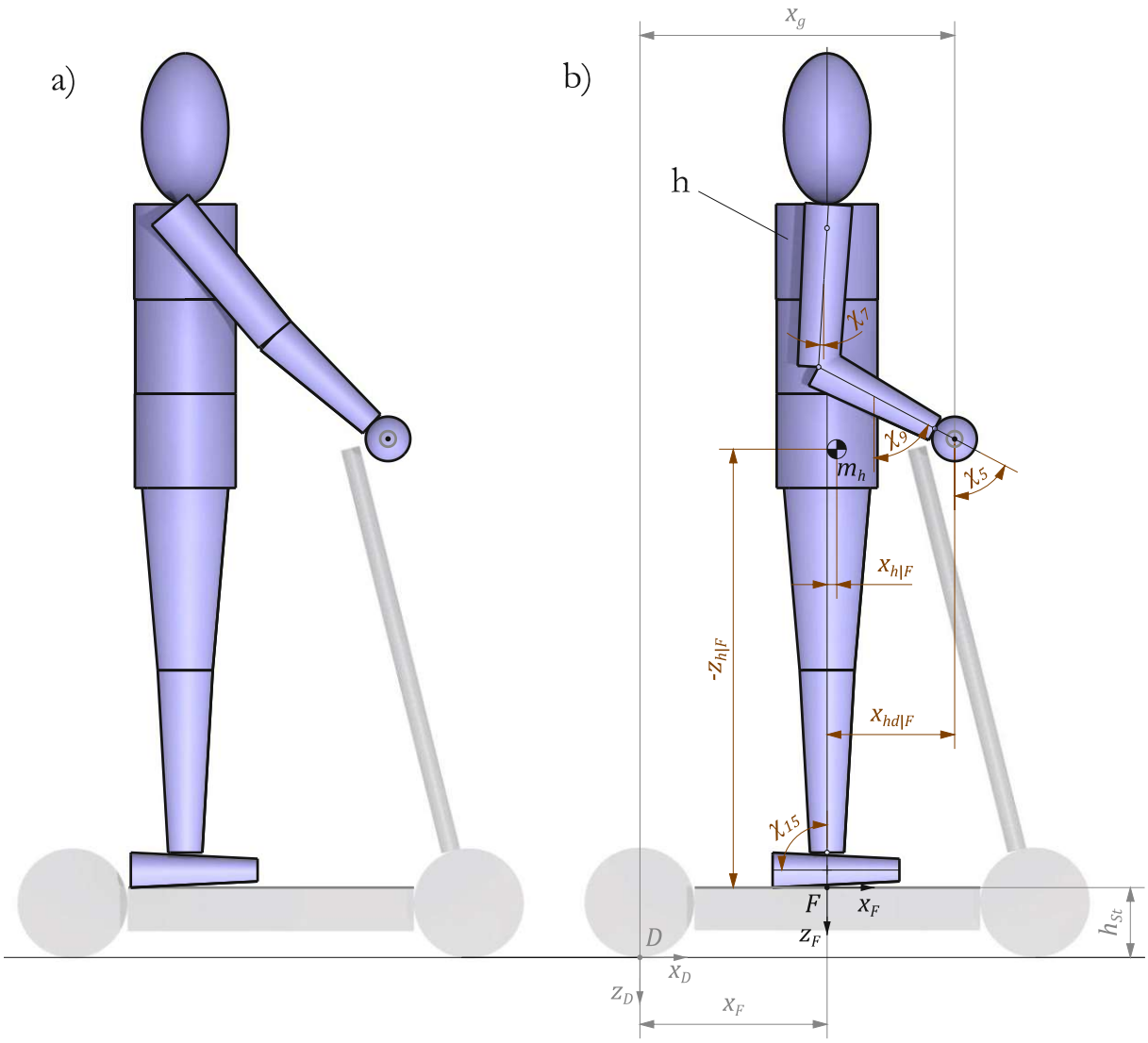

Abb. 2.5: a) Hintere (H) und b) Neutrale (N) Standposition der Fahrer_in „h“ auf dem E-Scooter

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

- Abb. 2.5 a): Die hintere Standposition H wurde so gewählt, dass die Arme beinahe, jedoch nicht komplett, ausgestreckt sind, wenn sie dabei die Griffe umfassen; dies entspricht auch gut der hintersten Trittbrettposition auf dem betrachteten Xiaomi Mi M365, bevor dieses endet und das Hinterrad beginnt.
- Abb. 2.5 b): Die mittlere Standposition N bildet die Ausgangslage für alle Untersuchungen in dieser Arbeit. Sie stellt eine möglichst „neutrale“ Standposition dar, welche eine gute Referenz wiederspiegeln soll. Diese ist so gewählt, dass in Ausgangsgeometrie des E-Scooters (siehe Kap. 2.4) beim 50% Perzentil der Gesamtschwerpunkt („T“ nach Kap. 2.1) genau in der Mitte zwischen den Rädern ist.

Die Position des Fahrerkörpers auf dem E-Scooter ist folgendermaßen festgelegt: Seitlich, also in y_D-Richtung fällt die Lateralsymmetrieebene des Hanavan Modells mit der des E-Scooters zusammen. In z_D-Richtung wird das Stehen auf dem Trittbrett definiert; der unterste Puntkt des Fußes F ist also in Höhe der Trittbrett-Standfläche h_{St}. Zuguterletzt definieren die Arm- und Handwinkel die Standposition in x_D-Richtung, welche als x_F angegeben wird. Sie bildet sich aus der Differenz der horizontalen Griffposition des E-Scooters x_g und dem aus den Segmentwinkeln resultierenden Horizontalabstand der Hände zum Fahrerkörper $x_{hd|F}$.

Da der Fahrerkörper für die Berechnungen in dieser Arbeit als ein starrer Körper, fest verbunden mit dem Hinterrahmen „t“ des E-Scooter MKS-Modells betrachtet wird, dienen die soeben beschriebenen Körperhaltungen des Hanavan Modells also nur zur Bestimmung dessen Schwerpunktlage und Trägheitseigenschaften für das MKS-Gesamtmodell (E-Scooter samt Fahrer_in). Die Begründung für diese Annahme wird im jeweiligen Kapitel (Kap. 3, 4, 5) erläutert.
Die in dieser Arbeit notwendigen Parameter der Fahrer_in „h“ sind die Gesamtmasse m_h, Schwerpunktlage, in Abb. 2.5-b bezüglich des Punktes F mit $x_{h|F}$ und $z_{h|F}$ angegeben, und der Trägheitstensor:

$$\mathbf{I}_{h,h|F} = \mathbf{I}_{h,h|D} = \begin{bmatrix} I_{hxx} & 0 & -I_{hxz} \\ 0 & I_{hyy} & 0 \\ -I_{hxz} & 0 & I_{hzz} \end{bmatrix}. \tag{2.4}$$

Diese Daten sind im Anhang A zu finden. Jedem betrachteten Perzentil wurden am E-Scooter dieselben Segmentwinkel der beiden Standpositionen H und N vergeben.

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

2.4 Parametervariationen

Wie in Kap. 1.1 erwähnt, sollen nicht nur die Unterschiede möglicher Standpositionen und Körpergrößen, sondern auch die Einflüsse konstruktiver Fahrzeug-Parameter auf die Fahr- und Verkehrssicherheit von E-Scootern untersucht werden.
Im Detail werden in den folgenden Kapiteln einerseits Auswirkungen einzelner Parameter auf verschiedene Fahrsituationen bewertet. Folgendes wird dabei variiert:

- Vergrößerung des Vorderraddurchmessers r_1:
  Damit verspricht man sich vor allem für die Stufenüberfahrt einen positiven Effekt.
  Um möglichst nur den Einfluss dieses einen Parameters bei allen Manövern beurteilen zu können, sollen die Schwerpunktlagen und Körperabmessungen der restlichen Körper (nach Kap. 2.1.1), sowie Radstand und Lenkachsneigung unverändert bleiben. Damit auch der Nachlauf t_c gleich bleibt, muss der Normalabstand zwischen Lenk- und Vorderachse, welcher als Nachlaufversatz t_1 bezeichnet wird und in Abb. 2.3 eingezeichnet ist, entsprechend an den größeren Vorderraddurchmesser angepasst werden.
- Änderung des Nachlaufs t_c:
  Dieser Abstand des vorderen Aufstandspunktes, und damit Angriffspunktes der vorderen Reifenkräfte, von der Lenkachse hat einen großen Einfluss auf das lateraldynamische Fahrverhalten.
  Der Nachlauf wird variiert, indem der Vorderrahmen parallel zur Fahrbahn (x_D-Richtung) verschoben wird, womit sich dessen horizontale Schwerpunktlage ändert. Alle anderen Körperabmessungen, sowie Lenkachsneigung und auch Radstand sollen dabei wiederum gleich bleiben, wofür auch hier eine entsprechende Änderung des Nachlaufversatzes t_1 erforderlich ist.

Andererseits wird für den in Kap. 2.1 vorgestellten E-Scooter (Xiaomi Mi M365) ein angepasster Parametersatz als modifizierter E-Scooter dienen, welcher weitestgehend positive Auswirkungen in allen betrachteten Situationen in Bezug auf die Fahr- und Verkehrssicherheit bieten soll. Es wurden dazu mehrere Parameter abgeändert, nämlich Vorderraddurchmesser, Lenkachsneigung und Radstand in realistischem Ausmaß erhöht.
Details werden in Kap. 3, 4, 5 erläutert. Die Parameterwerte aller verwendeten Variationen sind im Anhang B aufgelistet.

Für die Zuordenbarkeit angegebener Ergebnisse zu bestimmten Parametervariationen wird in dieser Arbeit folgendes Abkürzungssystem für den E-Scooter verwendet. Als Beispiel wird „ES(A) 50% N“ betrachtet. „ES“ bedeutet, dass es sich um den E-Scooter handelt. Der Ausdruck in der Klammer bezeichnet in abgekürzter Form eine bestimmte konstruktive

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

Parametervariation am Fahrzeug, wobei „(A)“ für dessen Ausgangsgeometrie, also die in Kap. 2.1.1 ermittelten Parameterwerte des Xiaomi Mi M365, steht. Darauf folgen die Informationen über die Fahrer_in: „50%“ ist das Perzentil; der letzte Buchstabe bezeichnet die Standposition. In Tab. 2.1 ist eine Liste aller in dieser Arbeit verwendeten Bezeichnungen angegeben.

Konfiguration: ES(X) #% Y	
X	**Konstruktive Fahrzeugparameter, nach Anhang B**
A	Ausgangsgeometrie
M	Gesamtmodifikation (verbesserter E-Scooter)
V1	Vorderraddurchmesser um 1/3 vergrößert
V2	Vorderraddurchmesser verdoppelt
C1	Nachlauf halbiert
C2	Nachlauf verdoppelt
#	**Perzentil, nach Kap. 2.2, Anhang A**
5	5% Perzentil
50	50% Perzentil
95	95% Perzentil
Y	**Standposition, nach Kap. 2.3, Anhang A**
N	neutrale Standposition
H	hintere Standposition

Tab. 2.1: Notation für die in der Arbeit verwendeten Parametervariationen am E-Scooter

2.5 Vergleichsmodell Trekking Rad

Wie in der Einleitung erwähnt, sollen Vergleiche mit dem Fahrrad angestellt werden. Daher wird ein passendes Fahrradmodell zur Bewertung der Unterschiede zwischen Fahrrad und E-Scooter benötigt. Am Institut wurde ein Modell eines Trekking Rad parametrisiert, [23], welches bereits für viele Untersuchungen gedient hat. Die Parameterwerte dieses Fahrrads wurden auch in [18] für Vergleiche verwendet und werden ebenfalls in dieser Arbeit als Referenz dienen. Diese sind inkl. Fahrer_in im Anhang C aufgelistet.
Weiters finden beim Trekking Rad keine Parametervariationen statt. Es wird immer das 50% Perzentil in der in Anhang C angegebenen Körperhaltung betrachtet. Als Abkürzung für diesen Parametersatz (Fahrer_in plus Trekking Rad) wird „TR“ dienen.

Sämtliche Modellannahmen, Gleichungen, etc., welche vorwiegend in Hinblick auf den E-Scooter beschrieben sind, gelten sinngemäß auch für das Trekking Rad Modell.

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 Longitudinaldynamik – Bremsverhalten

Eines der wichtigsten Themen beim Betrachten der Fahr- und Verkehrssicherheit ist das Bremsen. Das schnellstmögliche Anhalten vor einem Hindernis, oft auch in einer Notsituation ist von sehr hoher Wichtigkeit. Daher werden in diesem Kapitel reguläre Bremsvorgänge in Bezug auf die maximal möglichen Verzögerungen (bzw. kürzesten Bremswege) unterhalb der Grenzen des nach vorne Überschlagens und des Blockierens bei unterschiedlichen Fahrbahnbedingungen (niedrige und hohe Kraftschlusswerte) betrachtet.

3.1 Modell für das Bremsverhalten

Cossalter, siehe [8, 9], hat im Bereich des Motorradfahrens einige Untersuchungen angestellt. Unter anderem hat er das Bremsen genauer untersucht. Motorräder mögen auf den ersten Blick nicht sehr viel mit E-Scootern zu tun haben; vor allem Masse und Geschwindigkeit sind bei Motorrädern meist jeweils ein Vielfaches. Doch einige für das Bremsen relevante Gemeinsamkeiten haben diese dennoch: Neben der Tatsache, dass es sich in beiden Fällen um ein einspuriges Fahrzeug handelt, ist vor allem die hohe Schwerpunktlage bei gleichzeitig relativ geringem Radstand, wie es auch bei Fahr- und Motorrädern der Fall ist, vergleichbar. Daher wird in diesem Kapitel Cossalters Modell zur theoretischen Untersuchung des Bremsverhaltens von Motorrädern für den E-Scooter übernommen.

Das Modell ist ein sehr einfaches, siehe [9]. Dies ist durchaus erwünscht und auch sinnvoll, da damit die prinzipiellen Zusammenhänge beim Bremsvorgang gut beschrieben und sehr leicht Vergleiche unterschiedlicher Fahrzeuge bzw. Konfigurationen durchgeführt werden können, ohne von anderen Effekten beeinflusst zu werden.
Folgende zusätzliche Modellannahmen müssen für das in Kap. 2 vorgestellte MKS-Modell des E-Scooters samt Fahrer_in getroffen werden, damit sie mit Cossalters übereinstimmen:
Es wird stets die aufrechte Geradeausfahrt, also ohne Lenk-, Roll und seitlichen Bewegungen, betrachtet. Damit reduziert sich das System auf ein ebenes Problem. Weiters werden die Trägheitsmomente der Räder vernachlässigt.

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 WIEN Bibliothek Your knowledge hub

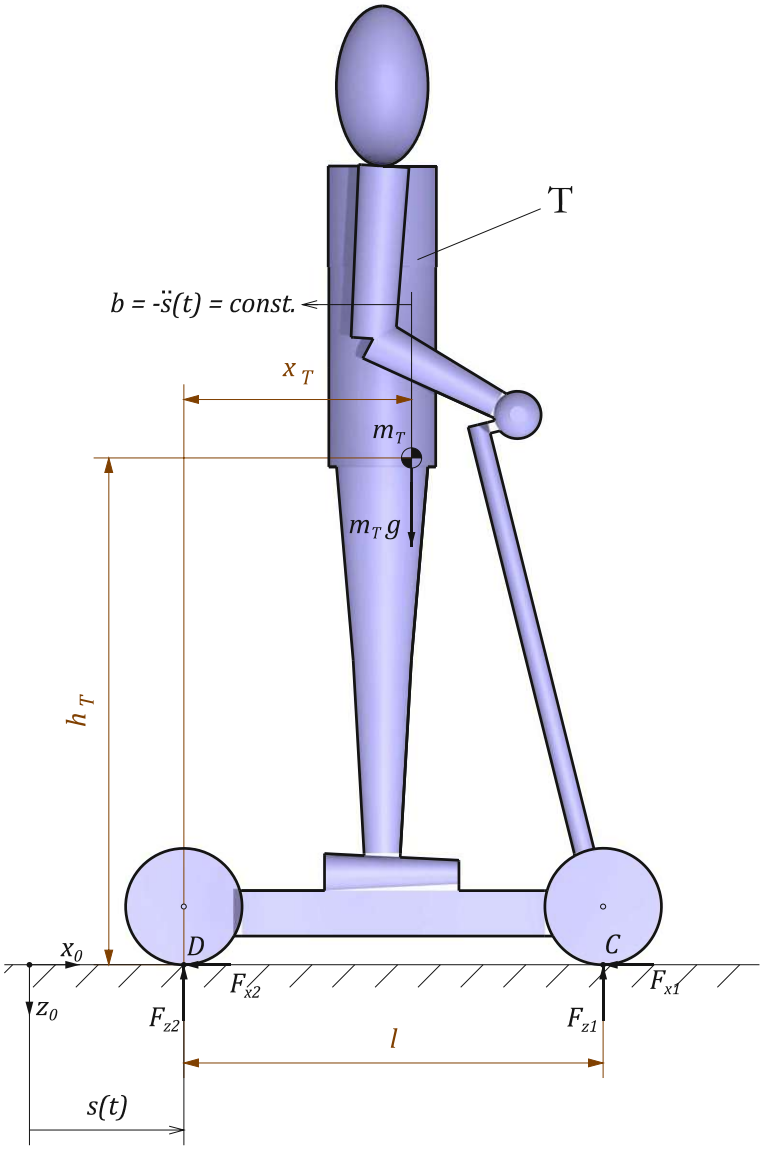

Abb. 3.1: Modell des E-Scooters samt Fahrer_in für das Bremsverhalten inkl. Abmessungen

In Abb. 3.1 befindet sich eine Skizze des Modells. Aufgrund der zusätzlichen Modellannahmen kommt es der Betrachtung als ein starrer Körper gleich. Die notwendigen Parameter sind daher lediglich die Masse m_T des Gesamtsystems „T“ (nach Kap. 2.1), sowie dessen Schwerpunktlage bezüglich des Hinterradaufstandspunkts D, nämlich x_T und h_T, und der Radstand l. In den Aufstandspunkten der beiden Räder D und C wirken die Aufstandskräfte F_{zi}. Hierbei handelt es sich um einseitige Bindungen (siehe z.B. [27]) zwischen Reifen und Fahrbahn; es können also nur positive Aufstandskräfte wirken. Eine den Reifen vom Abheben zurückhaltende Kraft ist nicht möglich und wird daher nicht erlaubt. Der stets vorgeschriebene Bodenkontakt der beiden Reifen bedeutet, dass nur eine Bewegung in x_D-Richtung möglich ist. Es werden konstante Bremskräfte F_{xi} zwischen den beiden Reifen und

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 Fahrbahn vorgegeben, woraus eine konstante Verzögerung b resultiert. Zu Bremsbeginn fällt der Punkt D des E-Scooters mit dem x_0-y_0-z_0-Inertialsystem zusammen.

Das Verhältnis zwischen Brems- und Aufstandskraft wird Kraftschlusswert μ genannt. Für Rad i gilt:

$$\mu_i = \frac{F_{xi}}{F_{zi}} \qquad (i = 1, 2) \ . \tag{3.1}$$

Der Kraftschlusswert kann nicht beliebig groß werden, sondern abhängig von Fahrbahn- und Reifenzustand kann ein maximaler Kraftschlusswert $\mu_{j,max}$ nicht überschritten werden (siehe z.B. [28]). Dieser begrenzt daher abhängig von der Aufstandskraft die maximal mögliche Bremskraft pro Rad. Wird auf einem Rad $\mu_{j,max}$ erreicht, droht es zu blockieren. Es werden in dieser Arbeit zwei Werte betrachtet: nämlich $\mu_{l,max} = 0.4$, welcher eine niedrige, und $\mu_{h,max} = 0.8$, welcher eine gute Bodenhaftung wiederspiegeln sollen. Die in dieser Arbeit verwendeten maximalen Kraftschlusswerte sind Abschätzungen, da keine Reifen-Fahrbahn-Kennwerte für E-Scooter zur Verfügung stehen. Die festgelegten Werte dienen zum Vergleich der Ergebnisse untereinander und als Anhaltspunkte.

Anm.: Die Annahme des starr mit dem Hinterrahmen verbundenen Fahrerkörpers wird dadurch gerechtfertigt, dass die Fahrer_in ein Bremsmanöver bewusst einleitet, sich somit auf die (während des Bremsvorgangs konstant) wirkenden Kräfte einstellt, und daher eine starre, gleichbleibende Körperhaltung einnimmt.

3.2 Bewegungsgleichungen beim Bremsen

Während des mit konstanter Verzögerung b stattfindenden Bremsvorgangs gilt mit dem Schwerpunktsatz (SPS) in x_0- bzw. z_0-Richtung, sowie der y_0-Komponente des Drehimpulssatzes (DS) bezüglich des Schwerpunkts des Gesamtsystems „T“:

$$\text{SPS } x_0\text{:}\ \ m_T\, b = F_{x1} + F_{x2} \ , \tag{3.2}$$

$$\text{SPS } z_0\text{:}\ \ 0 = F_{z1} + F_{z2} - m_T\, g \ , \tag{3.3}$$

$$\text{DS } y_0\text{:}\ \ 0 = F_{z1}(l - x_T) - F_{z2}\, x_T - (F_{x1} + F_{x2}) h_T \ . \tag{3.4}$$

Einfügen der Beziehung (3.1) für Vorder- ($i = 1$) bzw. Hinterrad ($i = 2$) und Umformen führt zu:

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

$$F_{z1} = m_T \left(\frac{x_T}{l} g + \frac{h_T}{l} b \right), \tag{3.5}$$

$$F_{z2} = m_T \left(\frac{l - x_T}{l} g - \frac{h_T}{l} b \right), \tag{3.6}$$

$$b = g \frac{\mu_1 \frac{x_T}{l} + \mu_2 \frac{l - x_T}{l}}{1 + (\mu_2 - \mu_1) \frac{h_T}{l}} \leq g \frac{l - x_T}{h_T} . \tag{3.7}$$

(3.5) und (3.6) beschreiben die Aufstandskräfte an Vorder- bzw. Hinterrad je nach Verzögerung b. Der jeweilig erste Term beschreibt den statischen Anteil, welcher sich aufgrund der horizontalen Schwerpunktlage x_T des Körpers ergibt ($b = 0$); der jeweilig zweite beschreibt die dynamische Radlastverschiebung, also den Anteil der Aufstandskraft, welcher beim Bremsen aufgrund der Schwerpunkthöhe h_T vom Hinterrad auf das Vorderrad transferiert wird. Die dynamische Radlastverschiebung darf jedoch nicht größer werden als die statische Aufstandskraft am Hinterrad, da es sonst abheben würde. Die sogenannte Überschlaggrenze (ÜG) ist daher erreicht, wenn $F_{z2} = 0$ wird, womit mit (3.6) für die maximal mögliche Verzögerung b_{lift} gilt:

$$b \leq g \frac{l - x_T}{h_T} = b_{lift} . \tag{3.8}$$

(3.7) beschreibt die erreichbare Verzögerung in Abhängigkeit der Geometrie sowie des Kraftschlusswerts an Vorder- und/oder Hinterrad und darf natürlich nicht größer als b_{lift} sein. Wird b_{lift} aus (3.8) in (3.7) eingesetzt, fällt aufgrund des entlasteten Hinterrads μ_2 weg, und für μ_1 gilt als Überschlaggrenze der geometrische Zusammenhang:

$$\mu_1(b_{lift}) = \mu_{1,lift} = \frac{l - x_T}{h_T} . \tag{3.9}$$

Bremsweg

Mithilfe der zeitfreien Gleichung der Kinematik lässt sich bei konstanter Verzögerung $b = -\ddot{s} = \text{const.}$ der benötigte Bremsweg $s = s_{Br}$ von der Startgeschwindigkeit $u = u_0$ bis zum Stillstand $u = 0$ berechnen, siehe Abb. 3.1:

$$u\, du = -b\, ds \;\rightarrow\; -\frac{u_0^2}{2} = -b\, s_{Br} \;\rightarrow\; s_{Br} = \frac{1}{2} \frac{u_0^2}{b} . \tag{3.10}$$

Für alle in diesem Kapitel vorliegenden Berechnungen wird von $u_0 = 25$ km/h ausgegangen, da dies die gesetzlich maximal erlaubte Geschwindigkeit für E-Scooter ist, [3, 4].

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 Kriterien für das Bremsen

Folgende Kriterien sollen zur Bewertung der Fahr- und Verkehrssicherheit beim Bremsen bei vergleichender Betrachtung verschiedener Parametervariationen am E-Scooter sowie des Trekking Rads dienen:

- die Überschlagrenze,
- die Blockiergrenze von Vorder- bzw. Hinterrad, sowie
- die erreichbare Verzögerung bzw. der benötigte Bremsweg.

3.4 Bremsen eines einzelnen Rades

Zunächst werden die erreichbaren Verzögerungen b (bzw. Bremswege s_{Br}) bei reiner Hinter- bzw. Vorderradbremsung betrachtet, um auf diverse Einflüsse dieser beiden Bremsmöglichkeiten im Detail eingehen zu können. Danach wird auf ein kombiniertes Betätigen der Vorder- sowie Hinterradbremse eingegangen, siehe Kap. 3.5.

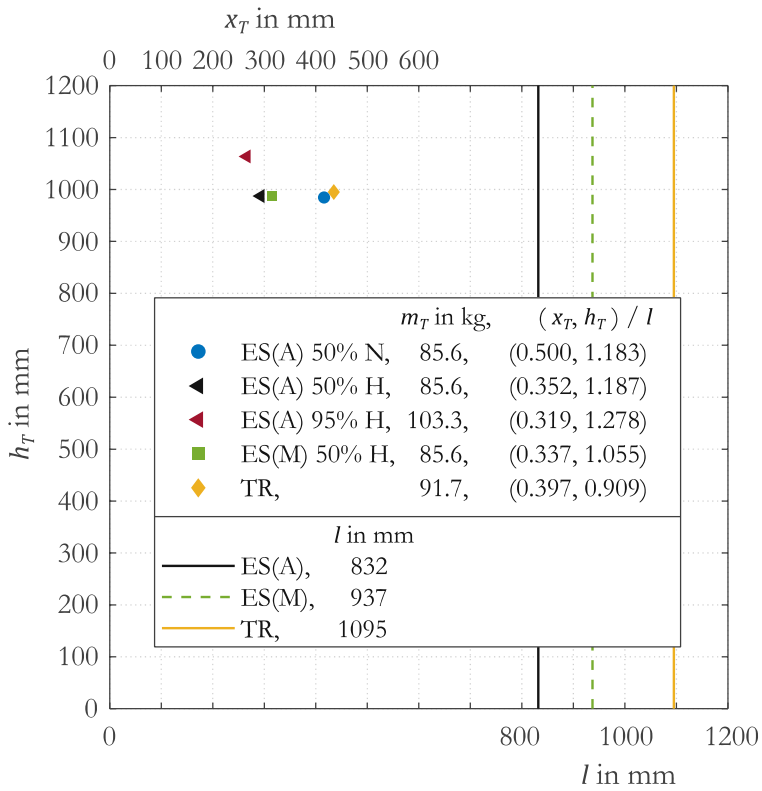

Abb. 3.2: Für das Bremsen relevante Parameter aller gezeigten Konfigurationen am E-Scooter (ES) sowie des Trekking Rads (TR)

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 für den Bremsvorgang relevanten Modellparameter, nämlich die Gesamtmasse m_T, der Radstand l sowie die Gesamtschwerpunktlage x_T und h_T (im Verhältnis zu l) sind für die im Folgenden betrachteten Fahrzeuge in Abb. 3.2 gezeigt. Die Schwerpunktlagen sind als Symbole, entsprechend der in der Legende aufgelisteten Konfigurationen im oberen Bereich der Abb. abgebildet, während die Radstände als senkrechte Linien im rechten Bereich eingezeichnet sind.

Zur vergleichenden Betrachtung der erreichbaren Verzögerungen bzw. Bremswege bei Bremsung mit nur einem Rad sind diese in Abb. 3.3 abhängig vom Kraftschlusswert am jeweilig bremsenden Rad aufgetragen. Vergleichend betrachtet werden der E-Scooter in Ausgangsgeometrie ES(A) für die beiden Standpositionen N und H sowie für die verschiedenen Hanavan Perzentile 50% und 95%, und das Trekking Rad TR. Der Einfluss einer konstruktiven Parametervariation am E-Scooter wird ebenfalls betrachtet (ES(M) 50% H).

(3.2) beschreibt den linearen Zusammenhang zwischen Bremskraft und Verzögerung, vorausgesetzt Blockier- bzw. Überschlaggrenze sind nicht erreicht. Bei Betrachtung des Kraftschlusswerts anstatt der Bremskraft überlagert sich diesem linearen Zusammenhang die dynamische Radlastverschiebung. Die Entlastung des Hinterrads und damit Belastung des vorderen bei Steigerung der Bremskraft, (3.5) bzw. (3.6), und damit des Kraftschlusswerts, bedeutet einen degressiven Zusammenhang zwischen μ_2 und b bei Hinterrad-, bzw. einen progressiven zwischen μ_1 und b bei Vorderradbremsung. Dies ist am allgemeinen Verlauf der Kurven für Vorder- bzw. Hinterradbremsung in Abb. 3.3 gut zu erkennen und ebenfalls anhand (3.7) bei Einsetzen von $\mu_2 = 0$ bzw. $\mu_1 = 0$.

3.4.1 Hinterradbremsung

Bei Betrachtung einer reinen Hinterradbremsung ist in Abb. 3.3 der Zusammenhang zwischen dem Kraftschlusswert ($\mu_i = \mu_2$ auf Abszisse) und der zugehörigen Verzögerung (b auf linker Ordinate) bzw. des entsprechenden Bremswegs (s_{Br} auf rechter Ordinate) für jede der gezeigten Konfigurationen eingezeichnet. Die degressive Zunahme der Verzögerung mit steigendem Kraftschlusswert ist dabei deutlich ersichtlich. Eine Erhöhung von μ_2 ist jedoch nur bis zu einem, vom Fahrbahnzustand abhängigen, maximalen Kraftschlusswert $\mu_2 = \mu_{j,max}$ möglich, welcher als Blockiergrenze bezeichnet wird und in der Abb. als jeweils senkrechte Linie für niedrige ($\mu_{l,max}$) bzw. hohe Bodenhaftung ($\mu_{h,max}$) eingezeichnet ist. Dies entspricht gleichzeitig der maximalen Verzögerung (linke Ordinate) bzw. des minimalen Bremswegs (rechte Ordinate) bei reiner Hinterradbremsung. Beträgt beispielsweise der maximale Kraftschlusswert bei niedriger Bodenhaftung $\mu_{j,max} = \mu_{l,max} = 0.4 = \mu_2$, kann mit dem ES(A) 50% N (blaue durchgezogene Linie) höchstens eine Verzögerung von 1.3 m/s²

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

(bzw. ein minimaler Bremsweg von 18 m) erzielt werden. Beträgt hingegen der maximale Kraftschlusswert $\mu_{h,max} = 0.8 = \mu_2$, können 2 m/s² (12 m) erreicht werden.

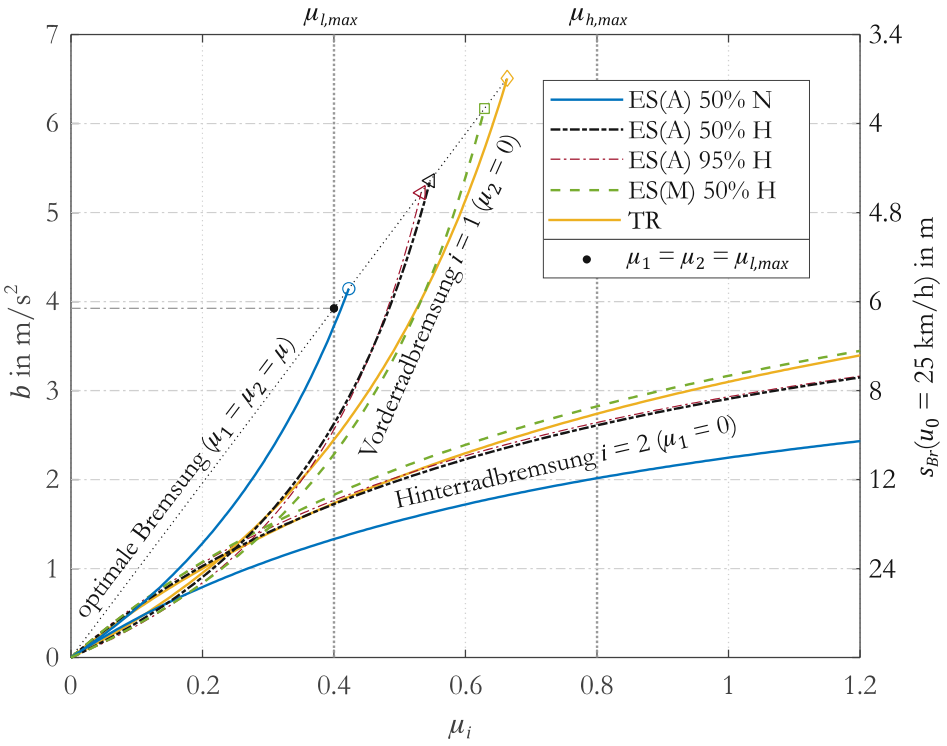

Abb. 3.3: Vorder- und Hinterradbremsung: Erreichbare Verzögerungen bzw. Bremswege abhängig vom Kraftschlusswert für diverse Konfigurationen am E-Scooter (ES) und das Trekking Rad (TR)

Um bei vorgegebenem μ_2 die mögliche Verzögerung bei reiner Hinterradbremsung zu erhöhen, ist nach (3.1) sowie (3.6) die Aufstandskraft F_{z2} zu steigern. Statisch gelingt dies mithilfe der Schwerpunktverlagerung nach hinten, also einer Verringerung von x_T/l. Eine Reduzierung der Schwerpunkthöhe h_T bei gleichzeitiger Radstandvergrößerung l schränkt zusätzlich die dynamische Radlastverschiebung ein.

Dies spiegelt sich in den Ergebnissen in Abb. 3.3 wieder. Die geringsten Verzögerungen werden bei Vergleich der betrachteten Konfigurationen untereinander beim E-Scooter in Ausgangskonfiguration in neutraler Standposition, ES(A) 50% N, aufgrund des vergleichsweise hohen x_T/l-Verhältnisses, erreicht. Deutlich bessere Werte werden bei Betrachtung der hinteren Standposition (ES(A) 50% H) erzielt. Hierbei ist x_T/l in etwa ident zu dem beim Trekking Rad (TR). Bei niedrigem maximalen Kraftschlusswert $\mu_{l,max}$ sind auch die maximal möglichen Verzögerungen dieser beiden Konfigurationen ähnlich, nämlich 1.7 m/s². Da beim TR jedoch aufgrund des geringeren h_T/l-Verhältnisses die dynamische Radlastverschiebung kleiner ist, können bei guter Bodenhaftung, $\mu_{h,max}$, etwas höhere Verzögerungen, 2.7 m/s² erzielt werden. Da für den Fahrerkörper nur aufrechte Standpositionen betrachtet

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

werden und daher eine Verringerung der Schwerpunkthöhe h_T, welche einen positiven Effekt auf die erreichbare Verzögerung hätte, nicht möglich ist, kann nur noch mithilfe einer Radstandvergrößerung das h_T/l-Verhältnis verringert werden.
Dies wurde mit dem modifizierten E-Scooter erreicht. Hierbei wurden Radstand um 105 mm und Lenkachsneigung um 5° erhöht, und somit in dem Maß, dass die horizontale Griffposition vom Hinterrad gesehen in etwa ident bleibt. Das bedeutet bei gleicher Armhaltung der Fahrer_in ein beinahe identes x_T, aber aufgrund des größeren Radstands ein dafür kleineres x_T/l sowie h_T/l. Damit die Griffhöhe gleich bleibt, musste weiters aufgrund der stärker geneigten Lenkachse, die Lenkstange ein wenig verlängert werden. Die restlichen Körperabmessungen nach Kap. 2.1.1 sind, bis auf den Vorderraddurchmesser, worauf in Kap. 4 eingegangen wird, gleich geblieben. Bei gleichzeitiger hinterer Standposition, ES(M) 50% H, werden ein wenig bessere Verzögerungen als mit dem TR erreicht, nämlich 1.8 m/s² bei niedriger bzw. 2.8 m/s² bei hoher Bodenhaftung.
Der Einfluss unterschiedlicher Perzentile auf dem E-Scooter ist bei Betrachtung der Hinterradbremsung verschwindend gering. Dies ist aus (3.7) ersichtlich, worin die Masse nicht aufscheint und der Unterschied daher nur aus der geringen Änderung der Schwerpunktlage aufgrund der unterschiedlichen Körperabmessungen der verschiedenen Perzentile resultiert.

Es gilt also bei Hinterradbremsung: Je weiter hinten man sich auf einem E-Scooter positioniert, desto höher sind die erreichbaren Verzögerungen, da aufgrund der größeren Aufstandskraft am Hinterrad, bei gleichbleibendem Kraftschlusswert, die Bremskraft erhöht werden kann.

Die erreichbaren Verzögerungen mit alleiniger Hinterradbremsung sind für alle betrachteten Konfigurationen beim E-Scooter, und auch beim Trekking Rad eher gering. Beispielsweise gilt als Vorschrift für ein Fahrrad auf trockener Fahrbahn eine Mindestverzögerung von 4 m/s², siehe [29]. Natürlich dürfen die berechneten Werte aufgrund der Modellvereinfachungen sowie der nur ungefähren Abschätzung der Fahrbahnverhältnisse ($\mu_{j,max}$) nicht direkt in die Realität übernommen werden, sondern sind Richtwerte.

3.4.2 Vorderradbremsung

In Abb. 3.3 ist auch die Betrachtung einer reinen Vorderradbremsung für jede gezeigte Konfiguration eingezeichnet, wobei hierbei ebenfalls der Zusammenhang zwischen dem Kraftschlusswert (nun $\mu_i = \mu_1$ auf Abszisse) und der zugehörigen Verzögerung (b auf linker Ordinate) bzw. des entsprechenden Bremswegs (s_{Br} auf rechter Ordinate) ersichtlich ist. Dabei ist auch sehr gut die progressive Zunahme der Verzögerung mit steigendem Kraftschlusswert erkennbar. Neben der bereits bei Hinterradbremsung behandelten Blockiergrenze, welche

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

sinngemäß auch bei Vorderradbremsung der vom Fahrbahnzustand ($\mu_{j,max}$) abhängigen maximalen Verzögerung (bzw. minimalen Bremsweg) entspricht, ist nun eine weitere, nämlich die Überschlaggrenze $\mu_{1,lift}$ nach (3.9) ein zusätzlicher begrenzender Faktor. Je nachdem, ob die Blockier- oder Überschlaggrenze früher, also bei einem niedrigeren Kraftschlusswert eintritt, besteht entweder die Gefahr des Blockierens des Vorderrads ($\mu_1 = \mu_{j,max}$) oder des nach vorne Überschlagens ($\mu_1 = \mu_{1,lift}$). Die Überschlaggrenze bildet, unter Berücksichtigung der Modellbedingungen, aufgrund der Hinterradentlastung ($F_{z2} = 0$) mit b_{lift} nach (3.8) auch die physikalisch maximal mögliche Verzögerung und ist in Abb. 3.3 pro Konfiguration als offenes Symbol gekennzeichnet.

Cossalter hat in [9] die fahrdynamischen Auswirkungen von Vorder- bzw. Hinterradbremsungen bei Motorrädern untersucht, mit dem Ergebnis, dass bei Betrachtung von Bremsmanövern bei Störung der Geradeausfahrt, Hinterradbremsung einen stabilisierenden, Vorderradbremsung einen destabilisierenden Effekt auf die Geradeausfahrt hat. Weiters ist aus persönlicher Erfahrung beim Fahrrad- bzw. Mopedfahren ein (kurz) blockierendes Hinterrad kein größeres Problem, während ein blockierendes Vorderrad sehr schnell zu einem Sturz zufolge seitlichen Wegrutschens führen kann (abgesehen von einem Überschlag). Daher wird in weiterer Folge ein Blockieren des Hinterrads als viel weniger relevant für die Fahrsicherheit angesehen und daher der Fokus auf das „Überbremsen“ des Vorderrads gelegt, also das Vermeiden des Blockierens bzw. Überschlags.

Unter der Berücksichtigung, dass die Schwerpunkthöhe nicht bzw. nur gering verändert werden kann, muss nach (3.8) für eine prinzipiell wünschenswerte Erhöhung von b_{lift}, die Schwerpunktlage so weit wie möglich nach hinten gesetzt werden, um eine große Reserve für die dynamische Radlastverschiebung zu haben. Dies führt jedoch zu dem Problem, dass die statische Aufstandskraft am Vorderrad F_{z1} gering ausfällt, was die Gefahr des Blockierens bei rutschigen Fahrbedingungen erhöht. Für eine Maximierung der erreichbaren Verzögerung ist also ein passender Kompromiss zu finden, was auch in Abb. 3.3 gut ersichtlich ist. Während unter den betrachteten Konfigurationen mit der neutralen Standposition am E-Scooter aufgrund der vergleichsweise weit vorne liegenden Schwerpunktlage die beste Verzögerung bei rutschigen Bedingungen, $\mu_{l,max}$, erreicht werden kann, nämlich 3.7 m/s², ist hingegen dessen Überschlaggrenze dabei fast erreicht. Daher ist bei dieser Konfiguration bei guter Bodenhaftung die mögliche Verzögerung nur minimal höher. Das Gegenbeispiel bildet das Trekking Rad TR bzw. der modifizierte E-Scooter mit hinterer Standposition (ES(M) 50% H): Der vergleichsweise weiter hinten liegende Schwerpunkt bedeutet zwar eine geringere maximal mögliche Verzögerung bei rutschigen Bedingungen, aber aufgrund der dabei noch größeren „Reserve“ für die dynamische Radlastverschiebung, ist die Überschlaggrenze viel höher. Die damit erreichbare Verzögerung bei guter Bodenhaftung ist mit über 6 m/s² deutlich größer. Die erreichbaren Verzögerungen bei hinterer Standposition am E-Scooter in Ausgangsgeo-

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

metrie (ES(A) 50% H) befindet sich zwischen diesen betrachteten Fällen. Auch bei Vorderradbremsung ist der Einfluss der Perzentile auf die erreichbaren Verzögerungen gering.

Bei Vorderradbremsung sind zwar prinzipiell hohe Verzögerungen erreichbar, jedoch ist hierbei auf eine sensibel von der Fahrbahnbedingung abhängige Wahl der Standposition am E-Scooter zu achten: Bei geringer Bodenhaftung ist eine eher mittlere, bei hoher eine weiter hinten liegende Standposition zu wählen. Es darf weder die Überschlaggrenze, noch die Blockiergrenze des Vorderrads überschritten werden.

Anm.: Der Effekt der dynamischen Radlastverschiebung bei Steigerung der Verzögerung ist bei E-Scootern aufgrund des kurzen Radstands bei hoher Schwerpunktlage verhältnismäßig groß. Daher wäre prinzipiell eine h_T-Verringerung wünschenswert, um diesen Effekt zu verringern und damit die Sensibilität der Standpositionswahl. Doch dies wird in dieser Arbeit nicht berücksichtigt, da nur aufrechte Standpositionen betrachtet werden.

3.5 Kombiniertes Bremsen beider Räder

Aufgrund der unzureichenden erzielbaren Verzögerungen bei Hinterradbremsung sowie der Gefährlichkeit der Vorderradbremsung bezüglich Blockieren bzw. Überschlagen ist eine kombinierte Betätigung beider Bremsen mit zusätzlichem Augenmerk auf Begrenzung der Vorderradbremskraft empfehlenswert.
Zuerst wird auf die physikalisch optimale Bremsung bei Betätigung beider Bremsen eingegangen, bevor weitere Bremsstrategien behandelt werden.

3.5.1 Optimale Bremsung

Die zur jeder Fahrbahnbedingung maximal mögliche Verzögerung wird dann erreicht, wenn beide Räder gleichzeitig an der Blockiergrenze sind. (3.7) vereinfacht sich zu:

$$b(\mu_1 = \mu_2 = \mu) = b_{opt} = g\,\mu \leq b_{lift}\ , \tag{3.11}$$

was eine Gerade mit Steigung g in Abb. 3.3 bedeutet und punktiert eingezeichnet ist; die Abszisse stellt nun $\mu_1 = \mu_2 = \mu$ dar. (3.11) gilt unabhängig von jeglicher betrachteten Konfiguration; die jeweilige Überschlaggrenze darf und kann aber nicht überschritten werden.
Vor allem bei geringer Bodenhaftung sind daher bessere Verzögerungen als bei Vorderradbremsung erzielbar: Mit jeder der betrachteten Konfigurationen kann bei $\mu_{l,max}$ eine Verzögerung von knapp 4 m/s² erreicht werden.
Bei guter Bodenhaftung gilt es die Überschlaggrenze (3.9) zu maximieren. Das bedeutet für

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 Fahrer_in, dass sie sich so weit als möglich nach hinten platzieren soll. Für die konstruktive Auslegung ist eine Erhöhung des Radstands mit gleichzeitiger nach hinten Verlegung des Lenkers eine passende Maßnahme. Die Kombination dieser beiden Maßnahmen führt, wie bereits beschrieben, zu ES(M) 50% H und zieht damit beinahe mit dem TR gleich (Abb. 3.3), mit welchem entsprechend hohe Verzögerungen erreicht werden können.

3.5.2 Bremskräfte

Um die optimale Bremsstrategie anwenden zu können, müssen nun noch die dafür notwendigen Bremskräfte an Vorder- und Hinterrad betrachtet werden. (3.5) bzw. (3.6) eingesetzt in (3.1) liefert mit (3.11):

$$F_{x1,opt} = \mu\, F_{z1} = m_T\, g\, \mu \left(\frac{x_T}{l} + \mu \frac{h_T}{l}\right), \tag{3.12}$$

$$F_{x2,opt} = \mu\, F_{z2} = m_T\, g\, \mu \left(\frac{l - x_T}{l} - \mu \frac{h_T}{l}\right), \tag{3.13}$$

was für jede gewünschte Verzögerung bzw. für den entsprechenden Kraftschlusswert $\mu < \mu_{j,max}$ bzw. $\mu < \mu_{1,lift}$ die optimale Kombination an Bremskräften vorne und hinten liefert.

Dies ist im Bremskraftdiagramm, Abb. 3.4, dargestellt. Betrachtet werden drei Konfigurationen, alle mit derselben Masse m_T, nämlich das 50% Perzentil in beiden Standpositionen am E-Scooter in Ausgangsgeometrie, sowie in hinterer am modifizierten E-Scooter (also ES(A) 50% N und H, sowie ES(M) 50% H). Die optimale Bremsung ist für jede der drei Konfigurationen als jeweils dick dargestellte Kurve eingezeichnet. Auf der Ordinate kann die Hinterradbremskraft abhängig von der Vorderradbremskraft (Abszisse) abgelesen werden, berechnet nach (3.12) bzw. (3.13). Die Summe dieser beiden bildet im Verhältnis zur Gesamtmasse nach (3.2) die damit erreichbare Verzögerung. Die Linien konstanter Verzögerung sind strich-punktiert eingezeichnet. Für den Zusammenhang mit den Kraftschlusswerten sind die Linien konstanter, maximal möglicher Kraftschlusswerte bei geringer ($\mu_{l,max}$) bzw. hoher ($\mu_{h,max}$) Bodenhaftung punktiert eingezeichnet. Jede Konfiguration hat seine eigenen $\mu_i = \text{const.}$ Linien, in der jeweils, der Konfiguration entsprechenden, Farbe.
Der allgemeine Verlauf der drei Kurven zeigt, dass bei Erhöhung der Vorderradbremskraft zunächst auch die am Hinterrad gesteigert werden muss, bevor aufgrund der dynamischen Radlastverschiebung, diese bei größeren Verzögerungen wieder zu verringern ist, um ein Blockieren des Hinterrads zu vermeiden. Schließlich ist an der Überschlaggrenze, welche wieder mit einem offenen Symbol gekennzeichnet ist, dieses komplett entlastet und das Vorderrad alleine liefert die gesamte Bremskraft für die physikalisch maximal mögliche Verzöge-

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

rung b_{lift}. Ist die Bodenhaftung jedoch gering, und die Überschlaggrenze kann nicht erreicht werden, ist mit einem Punkt pro Konfiguration die bei $\mu_{l,max}$ mögliche Verzögerung eingezeichnet.

Ziel beim Bremsen sollte es prinzipiell sein, vor allem in einer Notbremssituation, nahe an diese optimale Bremsung zu kommen, um so effektiv als möglich die Geschwindigkeit zu reduzieren. Doch nicht jeder Person kann zugemutet werden, vor allem bei unterschiedlichen Fahrbahnbedingungen ($\mu_{j,max}$), die Aufteilung zwischen Vorderrad- und Hinterradbremskraft gemäß (3.12) und (3.13) passend aufzubringen, und zwar unter den Grenzen des Blockierens $\mu < \mu_{j,max}$ und des Überschlagens $\mu < \mu_{1,lift}$. Zumal auch unterschiedliche Standpositionen verschiedene Bremskraftaufteilungen erfordern. Denn, je weiter hinten sich die Schwerpunktlage befindet (x_T/l), desto größer ist die Hinterradbremskraft zu wählen, wie es die drei Kurven in Abb. 3.4 verdeutlichen. Auch unter dem Aspekt einer Schreckbremsung soll es keinesfalls zum Überbremsen des Vorderrads, also Überschreiten eines der beiden Grenzen, kommen, da dies in weiter Folge zu einem Sturz führen könnte.

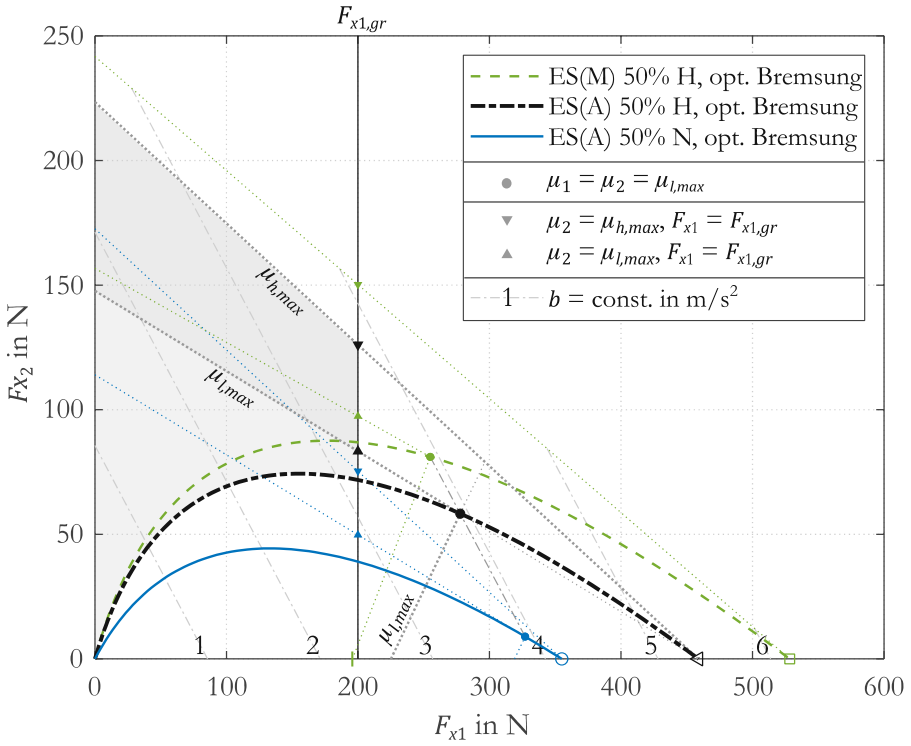

Abb. 3.4: Bremskraftdiagramm für das 50% Perzentil in unterschiedlichen Standpositionen auf dem E-Scooter in Ausgangs- (ES(A)) und modifizierter Geometrie (ES(M))

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

Begrenzung der Vorderradbremskraft

Das bedeutet, mit einer passenden Begrenzung der maximal möglichen Bremskraft am Vorderrad kann die Gefahr des Blockierens desselben bei niedriger, sowie die des Überschlagens bei hoher Bodenhaftung weitestgehend eliminiert werden.

Als Beispiel wurde in Abb. 3.4 eine Grenze von $F_{x1,gr}$ = 200 N festgelegt. Damit wird, wenn die hintere Standposition bei Ausgangsgeometrie betrachtet wird (ES(A) 50% H), eine überschlag- und blockier-sichere vordere Bremsanlage erreicht. Natürlich fällt dies zu Lasten der erreichbaren Verzögerungen. Es muss daher ein guter Kompromiss aus Bremsweg und Sturzsicherheit gefunden werden. Mit der getroffenen Vorderradbremskraftgrenze sind die erreichbaren Verzögerungen bei geringer Bodenhaftung ($\mu_{l,max}$) 3.3 m/s², bzw. bei hoher ($\mu_{h,max}$) knapp 4 m/s². Diese beiden Punkte sind pro Konfiguration als volle Dreiecke mit Spitze nach oben, bzw. unten eingezeichnet. Erwartungsgemäß führen mit dieser Bremsstrategie weiter hinten liegende Schwerpunktlagen (x_T/l) zu höheren Verzögerungen, aufgrund der größeren statischen Aufstandskraft am Hinterrad. Dies ist auch anhand des modifizierten E-Scooters erkennbar (ES(M) 50% H). Doch die damit verbundene kleinere statische Aufstandskraft am Vorderrad führt auch zu einer geringeren Sicherheit gegen Blockieren des Vorderrads. Beispielsweise ist bei dieser Konfiguration bei reiner Betätigung der Vorderradbremse mit $F_{x1,gr}$, die Blockiergrenze bei geringer Bodenhaftung ($\mu_{l,max}$) knapp überschritten (siehe grüner Strich auf der Abszisse), nicht jedoch bei zusätzlicher Betätigung der Hinterradbremse, da dessen zusätzliche Verzögerung aufgrund der dynamischen Radlastverschiebung die Vorderradaufstandskraft, und damit Sicherheit gegen Blockieren wieder erhöht. Daher ist es prinzipiell ratsam, vor allem bei rutschigen Bedingungen, immer die Hinterrad- und Vorderradbremse gleichzeitig zu betätigen. Empfehlenswert ist eine Bremskraftaufteilung oberhalb der Linie optimaler Bremsung in Abb. 3.4, womit zu jeder der betrachteten Fahrbahnbedingungen gewährleistet ist, dass es zu keinem Vorderradblockieren kommt. Für beispielsweise ES(A) 50% H ist damit eine Bremskraftkombination im hellgrau (bzw. hellgrau plus dunkelgrau) eingefärbten Bereich bei niedriger (bzw. hoher) Bodenhaftung zu wählen; Analoges gilt natürlich für die anderen Konfigurationen.
Bei der gewählten Abstimmung sind die erreichbaren Verzögerungen bei weiter vorne liegender Schwerpunktlage, wie beispielsweise bei neutraler Standposition am E-Scooter in Ausgangsgeometrie (ES(A) 50% N) schlechter als bei den soeben betrachteten, dafür ist die Sicherheit gegen Blockieren des Vorderrads weitaus größer.

Der Einfluss unterschiedlicher Massen ist in Abb. 3.4 zwar nicht dargestellt, dieser ist jedoch wesentlich: Sinkt, bei gleicher Standposition, beispielsweise die Masse m_T so weit, dass nach (3.12) $F_{x1,opt}(\mu = \mu_{l,max}) < F_{x1,gr}$ wird, bedeutet dies, dass bei niedriger Bodenhaftung die Möglichkeit des Vorderrad-Blockierens nicht eliminiert ist; andererseits bedeutet eine größere

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

Masse, dass die möglichen Verzögerungen etwas verringert werden. Es wäre daher eine masseabhängige Begrenzung der Vorderradbremskraft sinnvoll.

3.6 Fahrbahnneigung

Fahrbahnneigungen wurden in obigen Erläuterungen und Analysen nicht explizit berücksichtigt. Es ändern sich zwar, aufgrund des Anteils der Gewichtskraft in Fahrbahnrichtung bei entsprechender Neigung ϑ, die erreichbaren Verzögerungen gemäß:

$$\frac{b_\vartheta}{g} = \frac{b}{g}\cos\vartheta - \sin\vartheta \ . \tag{3.14}$$

Doch dies beeinflusst die bisher getroffenen Erkenntnisse nicht, da „… erfreulicherweise das ideale Bremskraftverhältnis unabhängig von der Fahrbahnneigung …“, [28], ist. Auch Blockiergrenzen, die Überschlaggrenze, sowie die Bremskraftaufteilung bleiben (weitgehend) unverändert. Lediglich die Absolutwerte der erreichbaren Verzögerungen sind gemäß (3.14) bei Gefälle ($\vartheta > 0$) geringer bzw. einem Anstieg ($\vartheta < 0$) höher. Es wird nicht weiter darauf eingegangen.

3.7 Zusammenfassung Bremsen

Bei reiner Hinterradbremsung erzielt man mit einem E-Scooter umso höhere Verzögerungen, je weiter hinten man sich am Fahrzeug positioniert. In neutraler Standposition werden mit dem E-Scooter geringere Verzögerungen erreicht als mit dem Trekking Rad. Mit einem modifizierten (Geometrie) E-Scooter und einer nach hinten verlagerten Standposition sind etwas höhere Verzögerungen als mit dem TR erreichbar. Insgesamt sind die erreichbaren Verzögerungen jedoch zu gering für den Straßenverkehr.
Bei Vorderradbremsung können prinzipiell höhere Verzögerungen als bei Hinterradbremsung erreicht werden, jedoch ist, je nach Fahrbahnverhältnis, beim E-Scooter die Standposition anzupassen. Um bei niedriger Bodenhaftung die Blockiergrenze zu „verbessern“ ist eine mittlere Standposition zu wählen, während um bei hoher Bodenhaftung die Überschlaggrenze zu höheren Verzögerungen zu verschieben eine hintere Standposition nötig ist. Diese Anpassungen müssen jedoch sehr sensibel erfolgen, um nicht die jeweils andere Grenze zu überschreiten. Bei gleichbleibender Schwerpunkthöhe kann mit einer Erhöhung des Radstands diese Sensibilität verringert werden.

Empfehlenswert ist aber ein kombiniertes Bremsen beider Räder. Zu jeder Fahrbahnbedingung existiert eine optimale Bremskraftaufteilung zwischen Vorder- und Hinterrad. Diese 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

jedoch für jede Kombination aus Fahrzeug und Fahrer_in anders und daher nicht einfach zu erreichen.

Die Gefahren des Überbremsens des Vorderrads (Überschlag bzw. Blockieren) können mithilfe der Begrenzung der Vorderradbremskraft eliminiert werden. Die erreichbaren Verzögerungen werden jedoch im Vergleich zum Optimum verringert; daher ist ein passender Kompromiss zwischen Verzögerung und Vorderradbremskraftbegrenzung zu finden. Auch bei dieser Bremsstrategie führen weiter hinten liegende Standpositionen zu besseren Verzögerungen, sowohl bei guter als auch bei schlechter Bodenhaftung. Zu weit hinten sollte man sich bei rutschigen Bedingungen jedoch nicht platzieren, da (je nach Kraftbegrenzung) die Blockiergefahr am Vorderrad mit weiter hinten liegendem Schwerpunkt steigt.
Als guter Kompromiss hat sich der modifizierte E-Scooter (ES(M)) gezeigt, welcher bei einer Vorderradbremskraftbegrenzung von etwa 200 N (tatsächlich wirkende Bremskraft zwischen Reifen und Fahrbahn) in hinterer Standposition bei hoher Bodenhaftung ($\mu_{h,max} = 0.8$) 4.1 m/s² und bei niedriger ($\mu_{l,max} = 0.4$) 3.5 m/s² als maximal erreichbare Verzögerungen, ohne Blockieren des Vorderrads, liefert. Es wurde aber nur das 50% Perzentil betrachtet; bei schweren Personen verringern sich die möglichen Verzögerungen; bei leichteren ist eventuell die Gefahr des Vorderrad-Blockierens gegeben. Idealerweise müsste die Bremskraftabstimmung masseabhängig abgeändert werden.
Wenn bei Vorderradantrieb, wie dies bei vielen E-Scooter Modellen am (derzeitigen) Markt der Fall ist, die Rekuperationswirkung für das Aufbringen obiger Vorderradbremskraft ausreicht, kann, in Kombination mit einer passend dimensionierten Bremse am Hinterrad, dieses gewünschte Bremsverhalten erzielt werden. Die Rekuperationswirkung, also Vorderradbremskraft, sollte jedoch in einem, an die optimale Bremskraftaufteilung angelehnten, Verhältnis zur Hinterradbremskraft erhöht werden, um einen Sturz aufgrund Blockieren des Vorderrads zu vermeiden, vor allem bei niedriger Bodenhaftung. Diese Aufgabe obliegt bei zwei separaten Bremsbetätigungsanlagen für Vorder- und Hinterradbremse entweder der Fahrer_in, oder kann mit einer passend gewählten Bremskraftaufteilung mit einer Einhebelbremse erfolgen.

In einer Notbremssituation gilt mit dieser Bremsstrategie (bzw. generell bei zwei Bremsen) für die Fahrer_in: Bei rutschigen Bedingungen nur leicht bis gar nicht nach hinten lehnen, bei guter Bodenhaftung so weit wie möglich und die Hinterradbremse stark (eventuell bis zu deren Blockiergrenze) betätigen. Ist keine Begrenzung der Vorderradbremskraft vorhanden, sondern diese zusätzlich (neben der Hinterradbremse) zu betätigen, ist diese vorsichtig zu erhöhen, um ein Blockieren bzw. Überschlagen zu vermeiden.

Anm.: Eine weit vorne liegende Standposition, oder gar ein über den Lenker Lehnen, ist aufgrund der Überschlaggefahr in keinem Fall sinnvoll, egal mit welcher Bremsstrategie.

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 Vertikaldynamik – Fahrbahnstufe

Ein großer Unterschied von E-Scootern zu anderen einspurigen Fahrzeugen wie Fahrrädern und Motorrädern sind die im Vergleich kleinen Räder. Damit stellt sich die Frage, welche Auswirkungen dies auf die Fahr- und Verkehrssicherheit hat. Betrachtet man Fahrbahnunebenheiten, wie sie im Straßenverkehr, vor allem in der Stadt, häufig auftreten, sind Kanten bzw. Stufen bei Fahrbahnübergängen, z.B. der Übergang von Straße zu Fahrradweg, besonders kritisch zu betrachten. Dazu wird in diesem Kapitel mithilfe eines passenden Modells das Fahren gegen eine Stufe untersucht und die Bewegung nach diesem Stoß in Bezug auf die Überrollfähigkeit, je nach Stufenhöhe bzw. Fahrgeschwindigkeit, bewertet.

4.1 Stoßvorgänge

Beim Aufprall zweier Körper bauen sich ab dem Zeitpunkt der Berührung im Allgemeinen sehr rasch große Kräfte in deren Berührungszone auf. Nach sehr kurzer Zeit verschwinden diese Kräfte wieder und die beiden Körper bewegen sich mit verändertem Geschwindigkeitszustand weiter. Dieser Vorgang wird als Stoß bezeichnet. Um diesen sehr komplexen Vorgang mit mathematisch hinreichend einfachen Mitteln beschreiben zu können, werden vorab einige Idealisierungen getroffen:

- Die beteiligten Körper werden als ideal starr betrachtet.
- Die Zeitspanne, während der der Stoß stattfindet, geht gegen Null.
- Der Geschwindigkeitszustand der beteiligten Körper ändert sich plötzlich, ohne dass sich deren Lage dabei ändert.

Impulsbilanz und Stoßantrieb

Die über einen Zeitraum $t = 0 \dots \tau$ auf einen Körper wirkenden äußeren Kräfte $\vec{F}_i(t)$ bewirken eine Änderung dessen Impulses $\Delta\vec{I}$, [6]:

$$\Delta\vec{I} = \vec{I}(\tau) - \vec{I}(0) = \sum_i \int_{t=0}^{t=\tau} \vec{F}_i(t)\, dt \,. \tag{4.1}$$

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

Angewandt auf den Stoß, also bei Betrachtung der Impulsdifferenz zwischen dem Zustand unmittelbar nach und vor dem Stoß, $\vec{I}' - \vec{I}$, und lässt man idealisiert die Stoßdauer gegen Null gehen, so bedeutet dies, dass die sogenannten Antriebe zufolge begrenzter Kräfte, wie z.B. der Gewichtskraft, gleich Null werden: $\lim_{\tau\to 0}\int_0^\tau (m\,g)dt = \lim_{\tau\to 0}(m\,g)\tau = 0$. Die übrig bleibenden, während des Stoßes wirkenden Kräfte, werden als Stoßantriebe $\vec{S}_i$ bezeichnet: $\lim_{\tau\to 0}\int_0^\tau \vec{F}_{Si}(t)\,dt = \vec{S}_i$. Damit gilt für den Stoßvorgang die Impulsdifferenzgleichung, bzw. in analoger Weise aus dem Drallsatz mit dem Drall $\vec{D}$ und dem (während des Stoßes konstanten) Wirkabstand $\vec{r}_i$ die Dralldifferenzgleichung:

$$\vec{I}' - \vec{I} = \sum_i \vec{S}_i \text{ , bzw.} \tag{4.2}$$

$$\vec{D}' - \vec{D} = \sum_i \vec{r}_i \times \vec{S}_i \text{ .} \tag{4.3}$$

Für Details zu dieser vereinfachten Betrachtung von Stoßvorgängen wird beispielsweise auf [6, 7] verwiesen.

4.2 Modell für den Stoß Vorderrad gegen Fahrbahnstufe

Abb. 4.1 zeigt das Modell für die Berechnung des Stoßvorganges mit einem E-Scooter gegen eine Stufe, wobei der Zeitpunkt unmittelbar vor dem Stoß skizziert ist. Wie im Kap. 3 sollen auch hier die Betrachtungen auf ein ebenes Problem beschränkt sein, also keine Lenk- und seitlichen Rollbewegungen betrachtet werden. Das MKS-Modell des E-Scooters samt Fahrer_in aus Kap. 2 wird zu zwei Körpern zusammengefasst:

- Körper mit Index „1“: das frei um die Vorderachse (Punkt Q) rotierende, und vor dem Stoß entlang des Bodens schlupffrei abrollende, Vorderrad, und
- Körper mit Index „e“: der Rest des E-Scooters, bestehend aus Vorderrahmen „a“, Hinterrad „2“ und Hinterrahmen „t“, inklusive der starr damit verbundenen Fahrer_in „h“.

Die für folgende Berechnungen notwendigen Parameter sind die Massen m_1 und m_e sowie Schwerpunktlagen l, r_1 und x_e, h_e dieser beiden Körper bezüglich des Hinterradaufstandspunktes D. Weiters wird die y-Komponente der jeweiligen Trägheitstensoren der beiden Körper bezüglich deren Schwerpunkte I_{1yy} und I_{eyy} benötigt.
Der Stoßpartner, die Fahrbahnstufe, wird als starr und unbeweglich, also inertialfest, angesehen. Die Stufenhöhe h_K soll in den Berechnungen variiert werden. Der Kontaktpunkt zwischen Vorderrad und Kante der Stufe wird mit K bezeichnet. Hier soll ein sogenannter Ver-

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

hakungsstoß stattfinden. Das bedeutet, dass unmittelbar nach dem Stoß die beiden Körper in K dieselbe Geschwindigkeit aufweisen. Und da die Stufe inertialfest ist, ist diese Null.

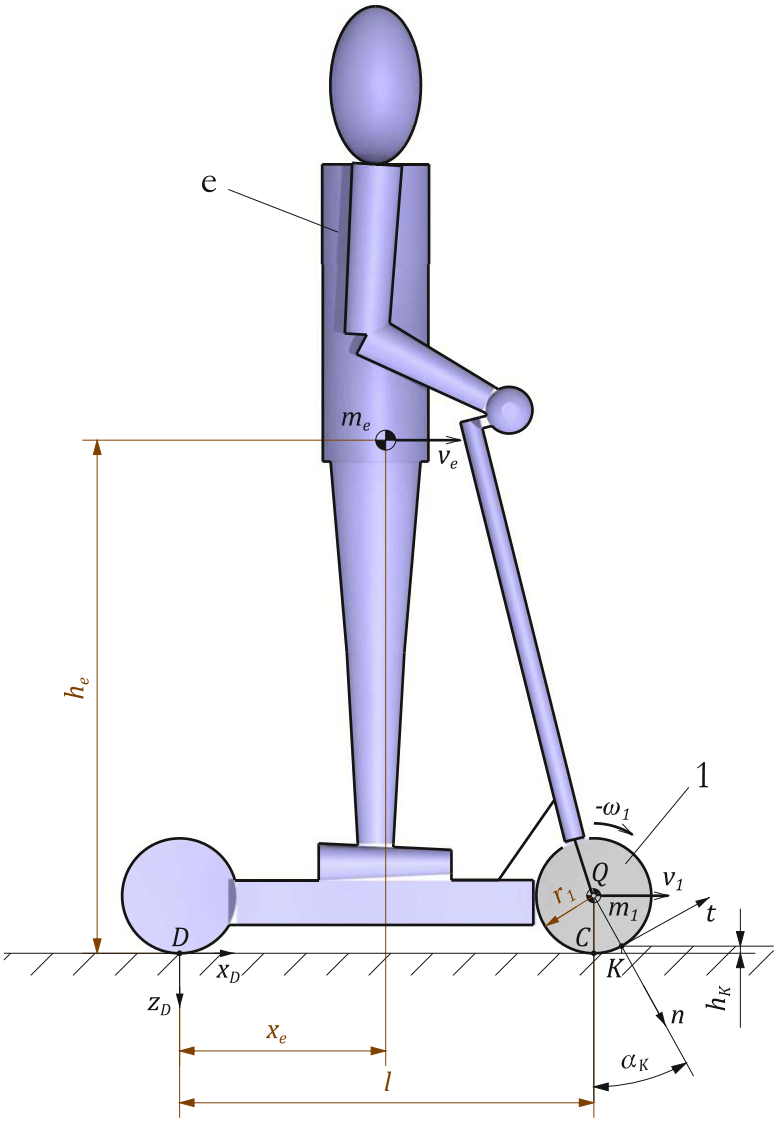

Abb. 4.1: Modell des E-Scooters samt Fahrer_in für den Stoß gegen eine Stufe: Abmessungen und Bewegungszustand unmittelbar vor dem Stoß

Die in Kap. 2 getroffene Vorschrift des ständigen Bodenkontakts der beiden Räder entfällt in diesem Kapitel. Damit ist ein Abheben des E-Scooters nach dem Stoßvorgang möglich.

Anm.: Die Vereinfachung, dass die Fahrer_in als starr mit dem E-Scooter verbunden angesehen wird, folgt aus folgender Argumentation: Es wird davon ausgegangen dass die Fahrer_in die Stufe kommen sieht und als Reaktion ihren Körper und daher auch die Arme anspannt.

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 Den Stoßvorgang beschreibende Gleichungen

Neben dem D-Koordinatensystem im hinteren Aufstandspunkt wird für die Betrachtung der Stoßbeziehungen ein weiteres eingeführt: das in den Kontaktpunkt K verschobene und gedrehte K-System, mit der t-Richtung tangential zum Vorderrad und der n-Richtung normal dazu, siehe Abb. 4.1. Die Verbindungsgerade $\overline{QK}$ bildet die sogenannte Stoßnormale und deckt sich mit der n-Richtung. Abhängig von Stufenhöhe h_K und Vorderraddurchmesser r_1 ändert sich der Winkel α_K des K-Systems zur Senkrechten (z_D-Richtung) und wird in weiterer Folge Stufenwinkel genannt:

$$\cos\alpha_K = 1 - \frac{h_K}{r_1} \,. \tag{4.4}$$

Der für die Berechnungen sinnvolle Bereich für die Stufenhöhe h_K ist mit dem Vorderradradius r_1 beschränkt:

$$h_K = (0, r_1) \rightarrow \alpha_K = (0°, 90°) \,, \tag{4.5}$$

da hierbei die Stoßnormale parallel zur Fahrbahn (x_D-Richtung) ist und es daher dem Fahren gegen eine Wand gleich kommt. In Kap. 4.4 wird gezeigt, dass das Vorderrad jedoch bereits bei geringerer Stufenhöhe „hängen bleiben“ kann.

Bewegungszustand unmittelbar vor dem Stoß

Der E-Scooter nähert sich mit konstanter Vorwärtsgeschwindigkeit $\underline{v}_{e|D} = \underline{v}_{1|D} = u_0 \begin{pmatrix} 1 \\ 0 \end{pmatrix}$ an die Stufe K, siehe Abb. 4.1. Es gilt für die Schwerpunktgeschwindigkeiten der beiden Körper „e“ und „1“ im K-System:

$$\underline{v}_{e|K} = \underline{v}_{1|K} = \begin{pmatrix} v_t \\ v_n \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} u_0 \cos\alpha_K \\ u_0 \sin\alpha_K \end{pmatrix} \,. \tag{4.6}$$

Die Winkelgeschwindigkeit von „e“ ist Null: $\omega_e = 0$, und die des Vorderrads bei reinem Rollen entlang der Fahrbahn (positive Zählrichtung gegen den Uhrzeigersinn):

$$\omega_1 = -\frac{u_0}{r_1} \,. \tag{4.7}$$

Wie in Kap. 3 soll auch in diesem Kapitel die Annäherungsgeschwindigkeit für alle folgenden Betrachtungen einheitlich die gesetzlich erlaubte Maximalgeschwindigkeit von $u_0 = 25$ km/h betragen, [3, 4].

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

Bewegungszustand unmittelbar nach dem Stoß

Aufgrund der Annahme des Verhakungsstoßes ist der Punkt K Geschwindigkeitspol für die Bewegung des Vorderrads unmittelbar nach dem Stoß und es gilt daher der Zusammenhang zwischen dessen Schwerpunktgeschwindigkeit $\underline{v}'_{1|K}$ und Winkelgeschwindigkeit ω'_1:

$$\underline{v}'_{1|K} = \begin{pmatrix} v'_{1t} \\ v'_{1n} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} -r_1\,\omega'_1 \\ 0 \end{pmatrix} . \tag{4.8}$$

Da $\underline{v}'_{1|K}$ gleichzeitig die Geschwindigkeit des körperfesten Punktes Q für den Körper „e“ ist, gilt wiederum für dessen Schwerpunktgeschwindigkeit $\underline{v}'_{e|K}$:

$$\underline{v}'_{e|K} = \begin{pmatrix} v'_{et} \\ v'_{en} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} v'_{1t} - n_{Qe}\,\omega'_e \\ t_{Qe}\,\omega'_e \end{pmatrix} , \tag{4.9}$$

wobei ω'_e die Winkelgeschwindigkeit des Körpers „e“ ist. Der Bewegungszustand unmittelbar nach dem Stoß wird in Abb. 4.2 a) gezeigt. Für die Abstände n_{Qe} und t_{Qe} gelten nach Abb. 4.2 b) die geometrischen Zusammenhänge:

$$t_{Qe} = (l - x_e)\cos\alpha_K - (h_e - r_1)\sin\alpha_K \ , \tag{4.10}$$

$$n_{Qe} = (l - x_e)\sin\alpha_K + (h_e - r_1)\cos\alpha_K \ . \tag{4.11}$$

(4.8) und (4.9) zeigen, dass mit v'_{1t} und ω'_e der Geschwindigkeitszustand beider Körper „1“ und „e“ unmittelbar nach dem Stoß vollständig definiert ist.

Die Schwerpunktgeschwindigkeit des Körpers „e“ dargestellt im D-System berechnet sich mit $\underline{v}'_{e|K}$ zu:

$$\underline{v}'_{e|D} = \begin{pmatrix} v'_{ex} \\ v'_{ez} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} v'_{et}\cos\alpha_K + v'_{en}\sin\alpha_K \\ v'_{en}\cos\alpha_K - v'_{et}\sin\alpha_K \end{pmatrix} . \tag{4.12}$$

Stoßantriebe

Abb. 4.2 b) zeigt das freigeschnittene Vorderrad während des Stoßes. Neben dem Stoßantrieb $\vec{S}_K$ in Punkt K zwischen Vorderrad und Kante, tritt während des Stoßes auch in Q zwischen „1“ und „e“ aufgrund der kinematischen Bindung ein Stoßantrieb $\vec{S}_Q$ auf. Im K-System dargestellt sind diese:

$$\underline{S}_{i|K} = \begin{pmatrix} S_{it} \\ S_{in} \end{pmatrix} \qquad (i = K, Q) . \tag{4.13}$$

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 Wirkabstand des Stoßantriebs $\vec{S}_Q$ zum Schwerpunkt von „e“ ist:

$$e_K = t_{Qe} \cos \alpha_{S_Q} - n_{Qe} \sin \alpha_{S_Q} \ , \tag{4.14}$$

wobei α_{S_Q} der Winkel zwischen der Wirkungslinie von $\vec{S}_Q$ und der Stoßnormalen ist.

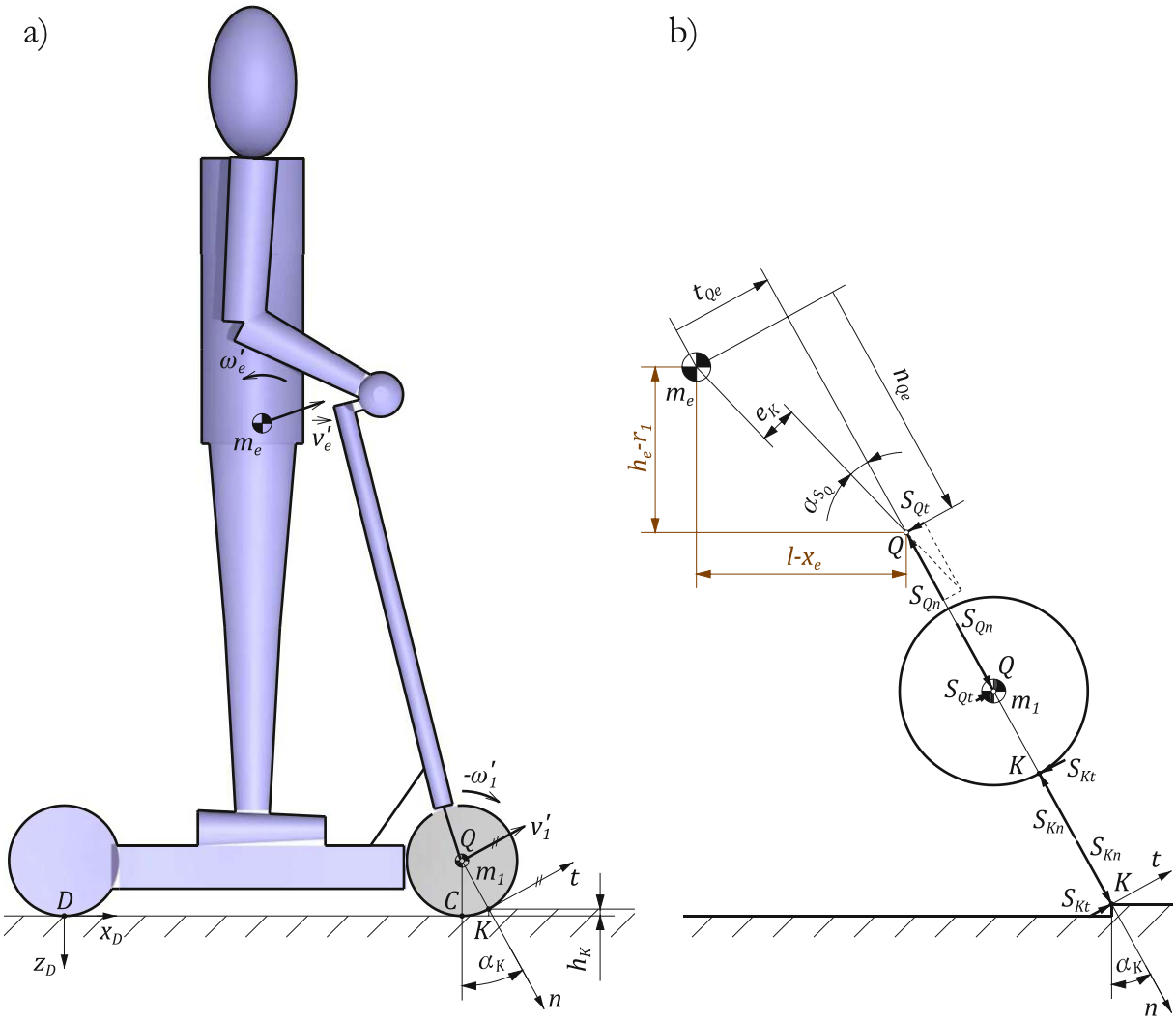

Abb. 4.2: Modell des E-Scooters samt Fahrer_in für den Stoß gegen eine Stufe: a) Bewegungszustand unmittelbar nach dem Stoß, b) Situation während des Stoßes: frei geschnittenes Vorderrad und Stoßantriebe; kein Stoßantrieb zwischen Hinterrad und Fahrbahn, siehe Kap. 4.3.2

Stoßgleichungen

Impuls- und Dralldifferenzgleichung nach (4.2) und (4.3) jeweils auf „1“ und „e“ angewandt, liefern mit obigen Gleichungen (4.6) bis (4.9), (4.13) und (4.14):

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

$$m_1(v'_{1t} - u_0 \cos\alpha_K) = -S_{Kt} + S_{Qt} \ , \tag{4.15}$$

$$m_1(0 - u_0 \sin\alpha_K) = -S_{Kn} + S_{Qn} \ , \tag{4.16}$$

$$I_{1yy}\left(\frac{-v'_{1t}}{r_1} - \frac{-u_0}{r_1}\right) = -r_1\, S_{Kt} \ , \tag{4.17}$$

$$m_e\big(v'_{1t} - n_{Qe}\, \omega'_e - u_0 \cos\alpha_K\big) = -S_{Qt} \ , \tag{4.18}$$

$$m_e\big(t_{Qe}\, \omega'_e - u_0 \sin\alpha_K\big) = -S_{Qn} \ , \tag{4.19}$$

$$I_{eyy}(\omega'_e - 0) = -S_{Qt}\, n_{Qe} + S_{Qn}\, t_{Qe} = \left|\vec{S}_Q\right| e_K \ . \tag{4.20}$$

Dieses algebraische Gleichungssystem (4.15) bis (4.20) muss nach den sechs darin enthaltenen Unbekannten: v'_{1t}, ω'_e, S_{Kt}, S_{Kn}, S_{Qt}, S_{Qn} gelöst werden. Eine algebraische Lösung konnte gefunden werden und befindet sich im Anhang D.

4.3.1 Vereinfachung: Masseloses Vorderrad

Eine Vereinfachung der Gleichungen (4.15) bis (4.20) ergibt sich, wenn das Vorderrad „1“ als masselos angenähert wird:

$$m_1 = 0, \qquad I_{1yy} = 0 \ . \tag{4.21}$$

Ohne das Gleichungssystem (4.15) bis (4.20) explizit lösen zu müssen, sind bereits einige Zusammenhänge erkennbar: Mit verschwindendem Massenträgheitsmoment I_{1yy} von Körper „1“ ist kein Stoßantrieb zur Änderung der Winkelgeschwindigkeit des Vorderrads zufolge des Stoßes notwendig, aus (4.17) folgt $S_{Kt} = 0$; dies bedeutet, dass der Stoßantrieb in K nur eine Komponente in Stoßnormalenrichtung hat. Die verschwindende Masse m_1 des Vorderrads „1“ hat in (4.15) und (4.16) zur Folge, dass der Stoßantrieb in Q ident mit dem in K ist:

$$S_{Qt} = S_{Kt} = 0 \rightarrow \alpha_{S_Q} = 0 \ , \tag{4.22}$$

$$S_{Qn} = S_{Kn} = S_K \ . \tag{4.23}$$

Weiters ist damit der Wirkabstand:

$$e_K = t_{Qe} \ , \tag{4.24}$$

woraus unmittelbar anhand von (4.20) ersichtlich ist, dass allein dieser Wirkabstand e_K, bzw. dessen Vorzeichen, für die Drehrichtung des Körpers „e“ unmittelbar nach dem Stoß verantwortlich ist; Details folgen später in Kap. 4.4.

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

Lösung der Stoßgleichungen des vereinfachten Modells

Es bleiben drei Unbekannte: der Geschwindigkeitszustand unmittelbar nach dem Stoß, ω_e' und v_{1t}', sowie der Stoßantrieb S_K. Diese folgen aus der Lösung von (4.18) bis (4.20) zu:

$$\omega_e' = u_0 \frac{m_e\, t_{Qe}}{I_{eyy} + m_e\, {t_{Qe}}^2} \sin\alpha_K \,, \tag{4.25}$$

$$v_{1t}' = u_0 \left(\frac{m_e\, t_{Qe}\, n_{Qe}}{I_{eyy} + m_e\, {t_{Qe}}^2} \sin\alpha_K + \cos\alpha_K \right), \tag{4.26}$$

$$S_K = u_0\, m_e \frac{I_{eyy}}{I_{eyy} + m_e\, {t_{Qe}}^2} \sin\alpha_K \,. \tag{4.27}$$

In Abb. 4.3 ist der Verlauf der Winkelgeschwindigkeit ω_e' des Körpers „e“ unmittelbar nach dem Stoß je nach Stufenhöhe für den E-Scooter in Ausgangskonfiguration (ES(A) 50% N) eingezeichnet. Also jeder Punkt der jeweiligen Kurve spiegelt den Bewegungszustand des Fahrzeuges unmittelbar nach dem Stoß (Winkelgeschwindigkeit auf linker Ordinate) beim Fahren gegen eine Stufe mit bestimmter Höhe h_K (Abszisse) wieder. Mit durchgezogener Linie ist die Berechnung nach dem „komplexen“ Modell (Kap. 4.3) und punktiert nach dem vereinfachten, (4.25), eingezeichnet. Der sichtbar geringe Unterschied der beiden Kurven bestätigt obige Annahme zur möglichen Vernachlässigung der Vorderradmasse. Daher können im Folgenden wichtige Zusammenhänge anhand der Stoßgleichungen des vereinfachten Modells erklärt werden. Die Ergebnisse werden trotzdem stets anhand des komplexen berechnet und dargestellt.

4.3.2 Gültigkeit der Stoßgleichungen

Die Stoßgleichungen (4.15) bis (4.20), bzw. (4.25) bis (4.27) sind unter der Annahme aufgestellt worden, dass der hintere Radaufstandspunkt D unmittelbar nach dem Stoß keine Geschwindigkeitskomponente in die positive z_D-Richtung aufweist. In diesem Fall wäre nämlich eine Berücksichtigung des Bodenkontakts des Reifens in Form eines zusätzlichen Stoßantriebs erforderlich. Diese Annahme ist für alle betrachteten Konfigurationen des E-Scooters stets erfüllt. Lediglich beim Trekking Rad musste der Bodenkontakt für geringe Stufenhöhen berücksichtigt werden, siehe Anhang D, jedoch mit einer verschwindend geringen Auswirkung auf die Ergebnisse. Es wird daher nicht weiter darauf eigegangen. Für das Vorderrad muss hingegen folgende Bedingung gelten:

$$v_{1t}' \geq 0 \,. \tag{4.28}$$

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

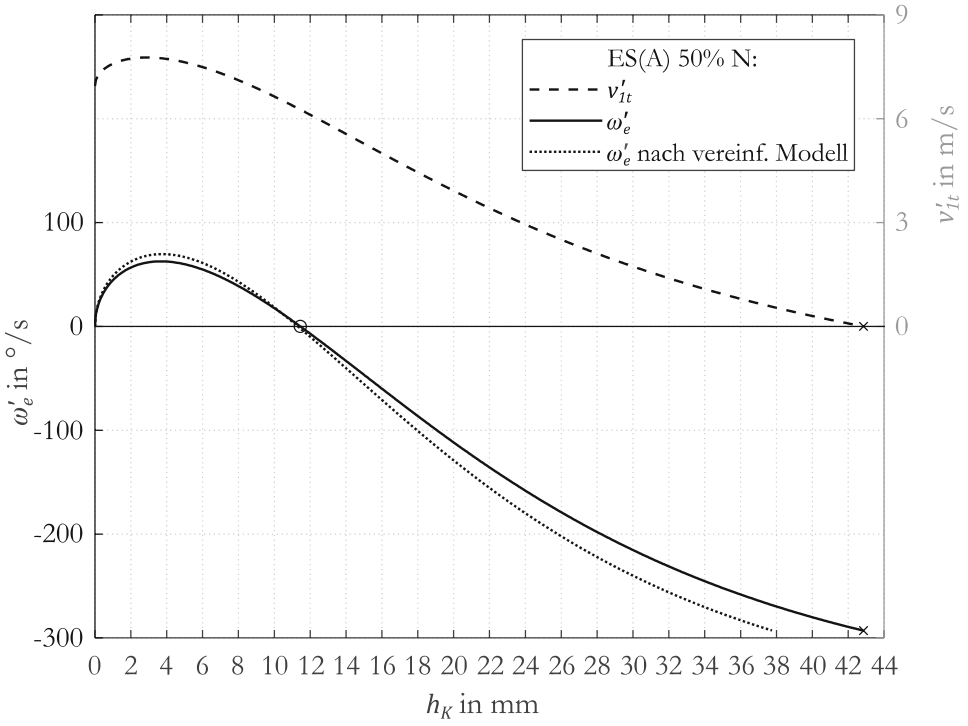

Abb. 4.3: Schwerpunktgeschwindigkeit des Vorderrads „1“ und Winkelgeschwindigkeit des Körpers „e“ unmittelbar nach dem Stoß des E-Scooters in Ausgangskonfiguration (ES(A) 50% N)

4.4 Kriterien zur Bewertung des Stoßvorgangs

Kriterien zur Bewertung der Fahr- und Verkehrssicherheit von E-Scootern in Bezug auf den Stoß gegen eine Fahrbahnstufe sollen aus dem Geschwindigkeitszustand unmittelbar nach dem Stoß abgeleitet werden. Es werden keine Berechnungen des weiteren Bewegungsablaufs nach dem Kontakt mit der Stufe durchgeführt.

Anhand Abb. 4.3 kann der Bewegungszustand unmittelbar nach dem Stoß bereits gut erklärt werden. Zwar wird darin nur die Ausgangskonfiguration des E-Scooters gezeigt (ES(A) 50% N), jedoch gilt der prinzipielle Verlauf der Kurven auch für alle betrachteten Parametervariationen sowie das Trekking Rad. Eingezeichnet ist neben der Winkelgeschwindigkeit des Körpers „e“ (durchgezogen) auch die Schwerpunktgeschwindigkeit des Vorderrads (v'_{1t} in Punkt Q, strichliert) abhängig von der Stufenhöhe. Zweitere ist an der rechten Abszisse abzulesen.

Der Start der beiden Kurven, also bei einer Stufenhöhe von 0 mm, bei welcher somit kein Stoß stattfindet, spiegelt den Bewegungszustand unmittelbar vor dem Stoß wieder: $\omega'_e = 0$ und $v'_{1t} = u_0$. Dies ist auch aus (4.25) und (4.26) für $\alpha_K = 0$ ersichtlich. Ein Steigern der Stufenhöhe und nach (4.4) des Stufenwinkels α_K bewirkt zunächst eine Erhöhung der Vor-

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

derradgeschwindigkeit, und auch die Winkelgeschwindigkeit des Körpers „e“ steigt in die positive Richtung (Drehung gegen den Uhrzeigersinn) an. Da damit aber gleichzeitig der Wirkabstand t_{Qe} nach (4.10) sinkt, folgt nach dem Erreichen eines Maximums wieder eine Abnahme von v'_{1t} und ω'_e. Schließlich erfolgt eine Drehrichtungsumkehr bei der im Folgenden genannten kritischen Stufenhöhe $h_{K,krit}$, welche nach (4.25) erreicht ist, wenn der Wirkabstand $e_K = t_{Qe} = 0$ wird. Eingesetzt in (4.10) ergibt dies:

$$\tan \alpha_{K,krit} = \tan\big(\alpha_K(e_K = 0)\big) = \frac{l - x_e}{h_e - r_1}\,, \tag{4.29}$$

und ist somit ein rein geometrischer Zusammenhang: Sobald die Wirkungslinie des Stoßantriebs in Q ($\vec{S}_Q$), welche beim vereinfachten Modell mit der Stoßnormalen zusammenfällt, durch den Schwerpunkt des Körpers „e“ läuft, findet eine Drehrichtungsumkehr von ω'_e statt. Dieser Punkt ist in Abb. 4.3 als offener Kreis eingezeichnet. Aus (4.4) folgt:

$$h_{K,krit} = r_1\left(1 - \cos\left(\arctan\frac{l - x_T}{h_T - r_1}\right)\right) = r_1\left(1 - \left(\sqrt{1 + \frac{(l - x_T)^2}{(h_T - r_1)^2}}\right)^{-1}\right). \tag{4.30}$$

Für kleinere Stufenhöhen als $h_{K,krit}$ ist die Drehrichtung von „e“ unmittelbar nach dem Stoß nach hinten, also gegen den Uhrzeigersinn, und für größere nach vorne.

Eine weitere Steigerung der Stufenhöhe über $h_{K,krit}$ hinaus bewirkt neben der Erhöhung der Winkelgeschwindigkeit ω'_e im Uhrzeigersinn ein weiteres Absinken der Vorderradgeschwindigkeit v'_{1t}, bis eine maximale Stufenhöhe erreicht ist, bei welcher $v'_{1t} = 0$ wird und die somit die Grenze der Berechnungen nach (4.28) darstellt. Hier verschwindet die Schwerpunktgeschwindigkeit des Vorderrads „1“ unmittelbar nach dem Stoß; es bleibt also „hängen“. Diese maximale Stufenhöhe ist nach (4.26) von einigen geometrischen und massespezifischen Modell-Parametern abhängig. Bereits bei der maximalen Stufenhöhe, welche im vorliegenden Fall deutlich kleiner als der Vorderradradius ist, kommt der Bewegungszustand unmittelbar nach dem Stoß gewissermaßen dem Fahren gegen eine Wand gleich.
Der Punkt der maximalen Stufenhöhe ist in Abb. 4.3 für beide Kurven mit einem × gekennzeichnet. Dieser Bereich, also in welchem die Drehrichtungstendenz von „e“ nach vorne ist, wird in weiterer Folge nicht mehr im Detail betrachtet, sondern der Fokus auf die kritische Stufenhöhe gelegt.
Diese soll als wichtiges Kriterium für die Fahr- und Verkehrssicherheit in vorliegender Arbeit dienen. Denn, ähnlich wie in Kap. 3, soll ein nach vorne Überschlagen vermieden werden. Zwar wurde die weitere Bewegung nach dem Stoß nicht berechnet, aber allein die Bewegungstendenz ist aus dem Geschwindigkeitszustand unmittelbar nach dem Stoß zu erkennen. Ist also die Winkelgeschwindigkeit ω'_e „nach vorne“, führt dies in weiterer Folge für die Fah-

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

rer_in zu einem Überschlagsgefühl und damit zur Gefahr für die Fahrsicherheit, was vermieden werden soll.
Auch der Maximalwert der Winkelgeschwindigkeit ω_e', bzw. der Geschwindigkeit des Vorderrads v_{1t}' im Bereich bevor $h_{K,krit}$ erreicht wird, soll betrachtet werden. Denn auch eine zu starke Bewegungstendenz des Hebens des Vorderrads soll vermieden werden, da auch dies der Fahrer_in ein unsicheres Gefühl vermitteln kann. Hier wird kein Absolutwert als Grenzwert betrachtet, sondern es werden Unterschiede zwischen den verschieden Parametervariationen am E-Scooter und am Trekking Rad verglichen und bewertet. Bei Betrachtung von Abb. 4.3 ist ersichtlich, dass die Form der beiden Kurven für ω_e' und v_{1t}' prinzipiell ähnlich sind. Zur Bewertung in dieser Arbeit reicht daher eine der beiden aus, denn genauere Analysten zeigten, dass eine größere maximale Winkelgeschwindigkeit ω_e' nach (4.25) und (4.26) eine in ähnlichem Maß größere maximale Geschwindigkeit des Vorderrad-Schwerpunts v_{1t}' bedeutet.

Ein weiteres Kriterium zur Fahr- und Verkehrssicherheit soll die „Stärke“ des Stoßes sein. Dazu wird einerseits der Stoßantrieb in Stoßnormalenrichtung S_K (bzw. S_{Kn}) bewertet. Außerdem soll die Abnahme der Längsgeschwindigkeit betrachtet werden, wobei die x_D-Komponente der Schwerpunktgeschwindigkeit des Körpers „e“, abhängig von der Stufenhöhe, im Vergleich zur Annäherungsgeschwindigkeit bewertet wird.

Weiters zeigen (4.25) bis (4.27), dass die Annäherungsgeschwindigkeit u_0 lediglich ein Faktor ist und daher die Werte in den Ergebnissen nur skaliert, aber dessen prinzipiellen Verlauf und auch kritische Punkte (4.29), (4.28) nicht beeinflusst. Die Betrachtung nur einer Annäherungsgeschwindigkeit ist daher ausreichend.

4.5 Ergebnisse Stoß

Die für die Behandlung der Fahrt über eine Fahrbahnstufe relevanten Parameter der betrachteten Fahrzeuge und Parametervariationen sind in Abb. 4.4 zusammengefasst dargestellt: die Schwerpunktlage und Masseneigenschaften des Körpers „e“, sowie Radstand l und Vorderradradius r_1. Detaillierte Parameter für den E-Scooter sind in Anhang B und für das Trekking Rad in Anhang C aufgelistet.

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

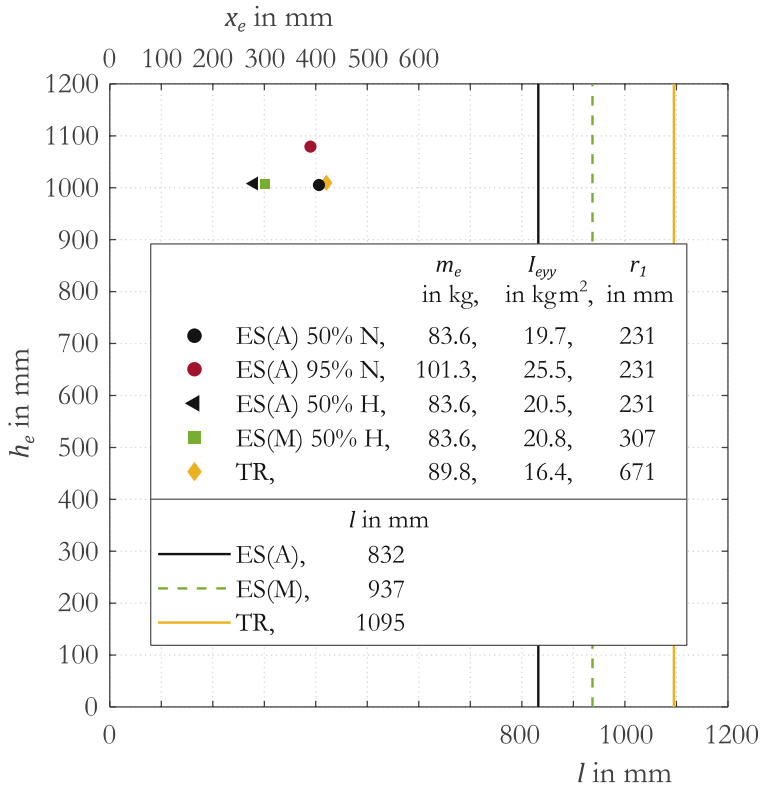

Abb. 4.4: Für den Stoß gegen eine Fahrbahnstufe relevante Parameter diverser betrachteten Konfigurationen am E-Scooter (ES) sowie des Trekking Rads (TR)

Bevor auf die Ergebnisse im Detail eingegangen wird, ist zu beachten, dass mit den vereinfachten Modellannahmen nach Kap. 4.2 das Verhalten während und nach dem Stoß sehr konservativ abgeschätzt wird, da Elastizitäten und Dämpfungseigenschaften in der Realität stets vorhanden sind, wie zum Beispiel bei Luftreifen als auch dem menschlichen Körper. Es sollen daher vor allem die erreichbaren Stufenhöhen ($h_{K,krit}$) nur zum Vergleich der Ergebnisse untereinander dienen und nicht direkt als Absolutwerte verstanden werden.

Weiters sei erwähnt, dass im Zuge der Modellbildung mithilfe von selbst erstellten Zeitlupenaufnahmen Analysen der Fahrt eines frei rollenden Tretrollers (ohne Fahrer_in) gegen verschieden hohe Fahrbahnstufen durchgeführt wurden. Es konnte eine relativ gute Korrelation zwischen den Videos und den Berechnungsergebnissen gefunden werden. In dieser Arbeit wird jedoch nicht im Detail darauf eingegangen, da einerseits kein E-Scooter verwendet wurde, und andererseits auch keine Versuchsfahrten mit Fahrer_in durchgeführt wurden, welche einen Großteil der Masse ausmacht und die Ergebnisse daher stark beeinflusst.

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

4.5.1 Winkelgeschwindigkeit und kritische Stufenhöhe

Abb. 4.5 zeigt die Winkelgeschwindigkeit des Körpers „e“ unmittelbar nach dem Stoß abhängig von der Stufenhöhe für den E-Scooter in verschiedenen Konfigurationen, sowie das Trekking Rad TR. Sie wird nur bis zum Erreichen der kritischen Stufenhöhe $h_{K,krit}$ betrachtet, welche als offenes Symbol für die jeweilige Konfiguration eingezeichnet ist, da nach Kap. 4.4 damit der für die Betrachtungen in dieser Arbeit relevante Bereich dargestellt wird.

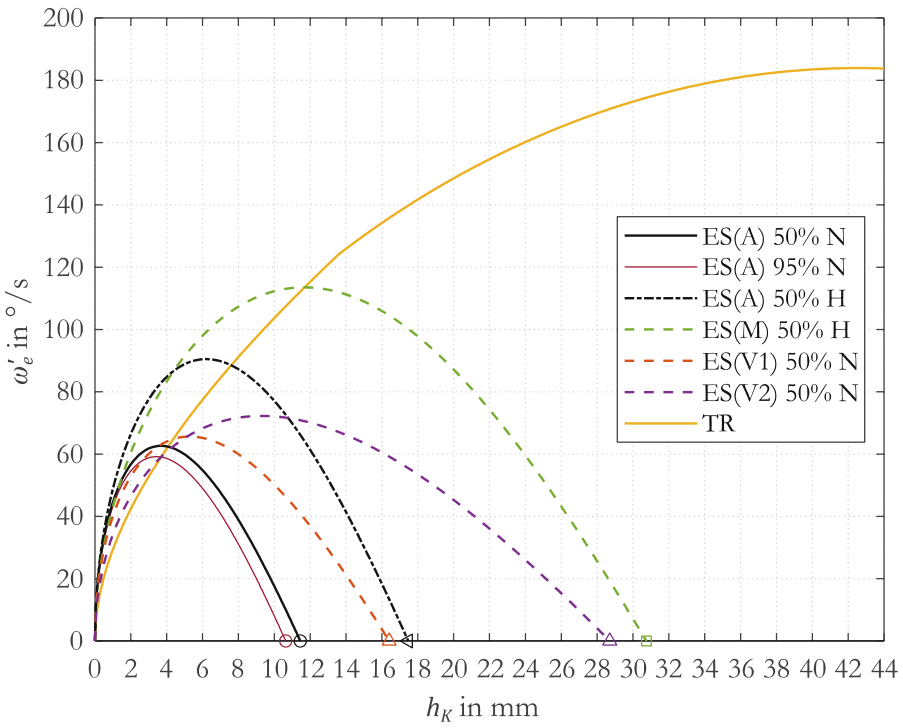

Abb. 4.5: Winkelgeschwindigkeit des Körpers „e“ unmittelbar nach dem Stoß der betrachteten E-Scooter (ES) Konfigurationen und des Trekking Rads (TR)

Zunächst fällt ein sehr großer Unterschied beim Vergleich vom E-Scooter, egal in welcher Konfiguration, mit dem TR auf: Während die kritische Stufenhöhe beim E-Scooter in Ausgangskonfiguration (ES(A) 50% N) bei lediglich 11.5 mm liegt, ist sie beim Trekking Rad (TR) mit knapp 100 mm, was in Abb. 4.5 gar nicht mehr dargestellt ist, fast neunmal höher. Diese stark unterschiedlichen Werte sind zum größten Teil auf die verschiedenen Vorderrad-Radien dieser beiden Fahrzeuge zurückzuführen, 231 mm beim ES(A) zu 671 mm beim TR. Das große Vorderrad beim TR wirkt sich sehr positiv auf die Überrollfähigkeit einer Fahrbahnstufe aus, was mit (4.4) leicht nachvollziehbar ist: Ein größerer Vorderraddurchmesser bedeutet rein geometrisch bei gleicher Stufenhöhe einen kleineren Stufenwinkel, was wiederum einen größeren Wirkabstand e_K und in weiterer Folge eine höhere kritische Stufenhöhe

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

zur Folge hat.
Der Vorderraddurchmesser ist damit der effektivste Einflussfaktor auf die Überrollfähigkeit einer Fahrbahnstufe und sollte so groß wie möglich gestaltet werden. Das zeigen auch die folgenden zwei Parametervariationen am E-Scooter: Eine Vergrößerung des Vorderradradius auf r_1 = 307 mm, führt bei gleichbleibender Standposition zu einer Erhöhung der kritischen Stufenhöhe auf 16.4 mm, was mit ES(V1) 50% N dargestellt ist. Mit einer Verdoppelung auf r_1 = 460 mm (ES(V2) 50% N) kann sogar 28.7 mm und damit das 2.5-Fache der Ausgangskonfiguration (ES(A) 50% N) erreicht werden, ohne dabei die maximale Winkelgeschwindigkeit ω_e' signifikant zu erhöhen.

Doch in den meisten Anwendungsfällen wird es bei E-Scootern nicht möglich sein den Vorderraddurchmesser beliebig zu vergrößern, schon gar nicht auf den von Fahrradrädern. Daher sind in Abb. 4.5 weitere Parametervariationen am E-Scooter (konstruktiv, als auch die Fahrer_in betreffend) aufgetragen.
Neben der direkten Änderung des Stufenwinkels mittels des Vorderradradius, (4.4), kann der Wirkabstand e_K (bzw. t_{Qe}) bei Betrachtung von (4.10) und (4.29) auch anders beeinflusst werden, nämlich mit der Schwerpunktlage (im Verhältnis zum Radstand): Sehr ähnlich wie in Kap. 3 gilt auch hier, dass sich weiter hinten liegende Standpositionen positiv auswirken, denn sie vergrößern den Wirkabstand und verschieben damit die kritische Stufenhöhe zu höheren Werten. Mit der hinteren Standposition am E-Scooter, ES(A) 50% H, kann die kritische Stufenhöhe damit auf 17.5 mm angehoben werden.
Wird zusätzlich zu einer (als realistisch angesehenen) Vergrößerung des Vorderradradius auf r_1 = 307 mm nun auch der Radstand erhöht, sowie mittels gesteigerter Lenkachsneigung die Fahrer_in zum weiter hinten Stehen (vom Vorderrad gemessen) gezwungen, und steht diese zusätzlich in hinterer Standposition auf dem E-Scooter, bewirkt dies mit ES(M) 50% H insgesamt eine Verbesserung der kritischen Stufenhöhe auf $h_{K,krit}$ = 30.7 mm. Dies ist im Vergleich zur Ausgangskonfiguration (ES(A) 50% N) damit um fast den Faktor drei besser.

Einen nur geringen Einfluss haben verschiedene Fahrer_innen, da z.B. beim 95% statt dem 50% Perzentil (ES(A) 95% N) der Schwerpunkt von „e“ nur geringfügig nach oben wandert und der Wirkabstand e_K nach (4.10) bzw. (4.29) nur geringfügig erhöht wird. Die kritische Stufenhöhe ist damit nur minimal kleiner. Abb. 4.5 zeigt auch, dass aufgrund weiter hinten liegender Schwerpunktlagen, wie bei ES(A) 50% H bzw. ES(M) 50% H ersichtlich, die maximale Winkelgeschwindigkeit des Körpers „e“ größer wird. Doch im Vergleich zum Trekking Rad ist diese trotzdem bei allen betrachteten Konfigurationen am E-Scooter geringer und wird daher bei diesem als nicht kritisch für die Fahrsicherheit angesehen. Jedoch sollten noch weiter hinten liegende Standpositionen als H vermieden werden. Dieser Vorteil des E-Scooters liegt zum Teil daran, dass das Trägheitsmoment I_{eyy} im Verhältnis zur Masse m_e aufgrund der aufrechten Standposition größer als beim Trekking Rad ist, und daher nach

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

(4.25) zu einem geringeren ω_e' beiträgt.
Weiters ist dieses Verhälnis I_{eyy}/m_e für alle hier betrachteten Parametervariationen am E-Scooter, sowohl das Fahrzeug als auch die Fahrer_in betreffend, beinahe ident und hat daher nach (4.25) (fast) keinen Einfluss auf den Verlauf von ω_e'.

Insgesamt wird der Fahrer_in also für eine Stufenüberfahrt eine eher hinten liegende Standposition empfohlen.

4.5.2 „Stärke“ des Stoßes – Stoßantriebe

Abb. 4.6 zeigt mit durchgezogener Linie den Stoßantrieb in Punkt K in Stoßnormalenrichtung, welcher an der linken Ordinate abzulesen ist, sowie strichliert die Längsgeschwindigkeit des Körpers „e“ unmittelbar nach dem Stoß, abzulesen an der rechten Ordinate, abhängig von der Stufenhöhe. Eingezeichnet sind der E-Scooter in Ausgangskonfiguration, ES(A) 50% N, der modifizierte E-Scooter bei hinterer Standposition, ES(M) 50% H, sowie das Trekking Rad TR. Mit offenen Symbolen sind wieder die kritischen Stufenhöhen $h_{K,krit}$ gekennzeichnet. Die Verläufe werden nur bis zu diesen betrachtet.

Da bei einer Stufenhöhe von $h_K = 0$ kein Stoß stattfindet, sind hierbei die Stoßantriebe Null und die Längsgeschwindigkeit vor und nach dem Stoß ident ($v_{ex}' = u_0$). Weiters ist gut ersichtlich, dass mit steigender Stufenhöhe auch der Stoßantrieb zunimmt. Beim Vergleich der betrachteten Fahrzeuge untereinander ist der Anstieg beim ES(A) 50% N am steilsten und beim TR am geringsten. Der ES(M) 50% H liegt dazwischen. Dies liegt bei Betrachtung von (4.27) und (4.4) hauptsächlich wieder am Vorderradradius: Der kleinere Stufenwinkel aufgrund eines größeren Vorderrads bedeutet bei gleicher Stufenhöhe einen auf die Fahrer_in weniger stark einwirkenden Stoß bei der Stufenüberfahrt. Dies wird natürlich als positiv in Bezug auf die Fahr- und Verkehrssicherheit angesehen. Daher sollte auch in dieser Hinsicht das Vorderrad so groß als möglich gestaltet werden.
Dieser Effekt ist ebenfalls gut am Verlauf von v_{ex}' zu erkennen: Die Änderung der Längsgeschwindigkeit des Körpers „e“, und damit die, die die Fahrer_in aufgrund der Stufenüberfahrt „spürt“, ist bei gleicher Stufenhöhe mit einem größeren Vorderrad geringer, was ebenso als positiv angesehen wird.

Der Einfluss der Fahrermasse ist zwar nicht eingezeichnet, aber es sei erwähnt, dass beispielsweise mit ES(A) 95% N im Vergleich zu ES(A) 50% N erwartungsgemäß aufgrund der höheren Masse auch höhere Stoßantriebe wirken, der Verlauf qualitativ jedoch annähernd gleich bleibt; die Kurve von S_{Kn} ist nur entsprechend skaliert, während der Verlauf von v_{ex}' beinahe ident bleibt.

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

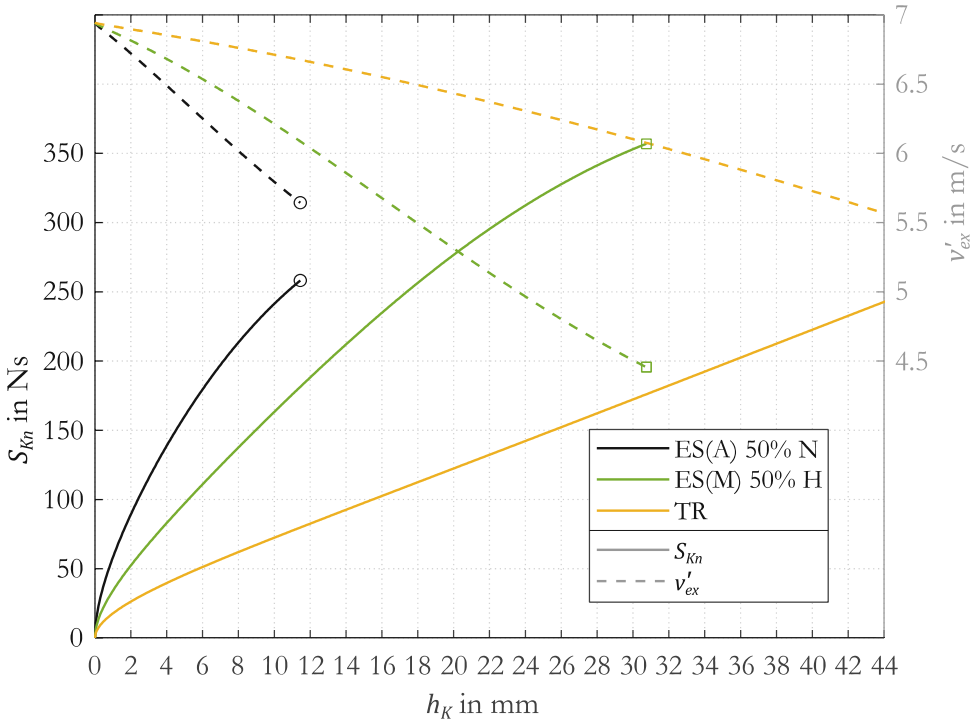

Abb. 4.6: Stoßantrieb zwischen Stufe und Rad in Stoßnormalenrichtung, sowie Schwerpunkt-Längsgeschwindigkeit des Körpers „e“ unmittelbar nach dem Stoß für den E-Scooter in Ausgangs- (ES(A)) und modifizierter Geometrie (ES(M)) und das Trekking Rad (TR)

4.6 Zusammenfassung Fahrbahnstufe

Der prinzipiell komplexe Stoßvorgang zwischen zwei Körpern wurde beim Betrachten des Fahrens gegen eine Stufe mittels (teilweise) stark idealisierter Modellannahmen mit einfachen mechanischen bzw. mathematischen Mitteln berechenbar gemacht. Die daraus resultierenden Ergebnisse spiegeln die Realität nur eingeschränkt wieder. Viel mehr gilt es die Ergebnisse untereinander vergleichend zu betrachten und keine Absolutwerte daraus zu beziehen. Denn die real vorkommenden Elastizitäten am Fahrzeug, nämlich vor allem die Reifennachgiebigkeit, welche bei den Berechnungen vernachlässigt wurden, spielen bei einer tatsächlichen Stufenüberfahrt eine wesentliche Rolle. Weiters wurde die Fahrer_in ebenfalls als starr mit dem Fahrzeug verbunden betrachtet. Doch in der Realität, auch wenn diese aufgrund der bevorstehenden Stufenüberfahrt ihren Körper anspannt, wird eine gewisse Fahrer_in-Nachgiebigkeit auftreten. Erreichbare Stufenhöhen werden daher in Wirklichkeit jedenfalls höher sein als die gezeigten Ergebnisse voraussagen. Letztere sind insofern als konservative Abschätzung zu verstehen.

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

Um dennoch Aussagen zur Überrollfähigkeit über eine Stufe machen zu können wurde der Geschwindigkeitszustand unmittelbar nach dem Stoß gegen die Stufe bewertet. Als Kriterium diente dabei die Winkelgeschwindigkeit des Fahrzeugs samt Fahrer_in, welche für verschiedene Stufenhöhen betrachtet wurde. Weiters wurde mittels des Stoßantriebs sowie der Längsgeschwindigkeits-Abnahme nach dem Stoß die von der Fahrer_in empfundene „Stoßstärke“ anhand der Stoßantriebe vergleichend bewertet.

Herauskristallisiert hat sich dabei, dass das Fahrrad einen konstruktionsbedingten großen Vorteil gegenüber dem E-Scooter hat: Das etwa drei Mal so große Vorderrad des Fahrrads gelangt dabei über etwa neun Mal so hohe Stufen wie der E-Scooter, bevor es zu einer Drehrichtungstendenz nach vorne kommt. Außerdem, je größer der Stufenwinkel, desto „stärker“ der Stoß und somit auch die Längsgeschwindigkeitsabnahme aufgrund der Stufenüberfahrt. Nur ein höherer Vorderraddurchmesser kann den Stufenwinkel bei gleicher Stufenhöhe direkt (rein geometrisch betrachtet) verringern. Daher gilt es zur Erreichung einer guten Überrollfähigkeit und damit Steigerung der Fahr- und Verkehrssicherheit, den Vorderraddurchmesser eines E-Scooters so groß wie möglich zu gestalten.

Weitere, sich im Vergleich zum Vorderraddurchmesser jedoch geringer auswirkende Einflüsse, sind ähnlich zu denen beim Bremsen: Je weiter hinten man sich positioniert, desto besser; zu weit hinten (Hierbei ist noch weiter hinten als in den Ergebnissen betrachtet gemeint!) kann für niedrige Stufen und hohe Geschwindigkeiten aber ein Gefühl des nach hinten Fallens zur Folge haben. Auch hier kann beispielsweise der modifizierte E-Scooter ES(M), vor allem aufgrund des vergrößerten Vorderraddurchmessers, eine realisierbare Verbesserung zur Ausgangsgeometrie sein.

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 Lateraldynamik – Beherrschbarkeit

Das dritte fahr- und verkehrssicherheitsrelevante Thema dieser Arbeit beschäftigt sich mit der Beherrschbarkeit eines E-Scooters, vor allem im Vergleich zum Fahrrad. Der Umfang vorhandener Literatur über die Lateraldynamik von einspurigen Fahrzeugen ist prinzipiell vergleichsweise groß, siehe beispielsweise [11–16]. E-Scooter wurden jedoch noch kaum auf deren querdynamisches Fahrverhalten untersucht. In diesem Kapitel wird an einigen ausgewählten Literaturstellen, welche Fahrräder sowie Motorräder behandeln, angeknüpft und die darin präsentierten Analysen an den E-Scooter angepasst.
Ohne Anspruch auf Vollständigkeit werden Kriterien zur Beherrschbarkeit von E-Scootern erarbeitet und vergleichend mit dem Fahrrad in Bezug auf die in Kap. 1.1 genannten Probleme bei der Kontrollierbarkeit betrachtet.

5.1 Modell für die Lateraldynamik

Für die lateraldynamischen Untersuchungen wird ein vergleichsweise einfaches Modell verwendet, wie es bereits sehr häufig für einspurige Fahrzeuge zur Anwendung kommt. Es handelt sich um das sogenannte Carvallo-Whipple Fahrradmodell, oder auch Benchmark Bicycle Modell, siehe [11]. Auf den E-Scooter angewendet, entspricht es dem aus 4 starren Körpern bestehenden, in Kap. 2 vorgestellten, MKS-Modell des E-Scooters samt Fahrer_in. Für Details wird daher auf Kap. 2.1 verwiesen.

Die Annahme der starr mit dem Hinterrahmen verbundenen Fahrer_in folgt aus dem Carvallo-Whipple Fahrradmodell. Da vor allem elementare Zusammenhänge vergleichend mit dem Fahrrad gezeigt und analysiert, und die Unterschiede herausgearbeitet werden sollen, wird dies für das Modell des E-Scooters samt Fahrer_in übernommen. Außerdem würde eine Fahrer_in mit beweglichen Armen und möglicherweise Relativbewegungen zwischen Fuß und Trittbrett den Modellierungsaufwand erheblich erhöhen.
Weiters wird nur ein moderater Geschwindigkeitsbereich, welcher zur besseren Übersicht etwas höher als in den vorigen Kapiteln ist, nämlich bis $u = 36$ km/h, betrachtet. Innerhalb von diesem kann laut [17] unter Voraussetzung des „knife-edge“ Reifen-Fahrbahn-Kontakts das prinzipielle lateraldynamische Systemverhalten gut abgebildet werden.
Auch wenn (je nach Reifeneigenschaften) zufolge der Modellierung 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 mit nicht-holonomen Bindungen Abweichungen in den Ergebnissen im Vergleich zur Anwendung komplexerer Reifenmodelle auftreten können, erscheint dies für die dünnen, vergleichsweise steifen E-Scooter Reifen als eine durchaus sinnvolle Annahme. Letztlich ist diese auch aufgrund der fehlenden, für ein komplexeres Reifenmodell (siehe z.B. [17, 18]) notwendigen Reifenparameter für diese Arbeit alternativlos.

Freiheitsgrade

Für die Betrachtung in diesem Kapitel soll das Systemverhalten bei konstant gehaltener Vorwärtsgeschwindigkeit $u = \text{const.}$ betrachtet werden. Die Längsbewegung ist damit kein Freiheitsgrad mehr, sondern ein Parameter. Dies ist aufgrund der Tatsache möglich, dass die Bewegungsgleichungen für Längs- und Querdynamik bei linearisierter Betrachtung entkoppelt sind, siehe z.B. [11, 18].
Die beiden Bewegungsfreiheitsgrade φ (Rollwinkel) und δ (Lenkwinkel) werden im sogenannten Vektor der generalisierten Lagekoordinaten $\underline{q}$ zusammengefasst:

$$\underline{q} = [\varphi \quad \delta]^T \,. \tag{5.1}$$

Die zeitlichen Ableitungen sind die Vektoren der generalisierten Geschwindigkeiten $\underline{\dot{q}}$ und der generalisierten Beschleunigungen $\underline{\ddot{q}}$:

$$\underline{\dot{q}} = [\dot{\varphi} \quad \dot{\delta}]^T \,, \tag{5.2}$$

$$\underline{\ddot{q}} = [\ddot{\varphi} \quad \ddot{\delta}]^T \,. \tag{5.3}$$

Aufgrund der Annahme der ebenen Fahrbahn spielt die Lage bezüglich des Referenzsystems keine Rolle, und x, y und ψ, siehe Abb. 2.2, scheinen in den Bewegungsgleichungen nicht auf. Ebenfalls tauchen die Winkellagen der beiden Räder relativ zum jeweiligen Rahmen aufgrund deren Rotationssymmetrie nicht auf. Es handelt sich dabei um sogenannte zyklische Koordinaten, [11].

Gierwinkelgeschwindigkeit

In weiterer Folge dieser Arbeit wird noch die Gierwinkelgeschwindigkeit $r = d\psi/dt$ benötigt, welche die Änderung der Fahrtrichtung beschreibt. Sie ist dabei kein separater Freiheitsgrad (siehe oben), kann aber aufgrund der Annahme des reinen Rollens der Räder, im Speziellen des Verbietens des Querschupfs, durch die Längsgeschwindigkeit u, den Lenkwinkel δ und die Lenkwinkelgeschwindigkeit $\dot{\delta}$ (linearisiert) ausgedrückt werden, siehe [11]:

$$r = \dot{\psi} = \frac{\cos\varepsilon}{l} u\,\delta + \frac{t_c}{l}\dot{\delta} \,. \tag{5.4}$$

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

Lenkmoment

Neben der Gewichtskraft soll in weiterer Folge in dieser Arbeit (Kap. 5.4) ein Lenkmoment M_δ als eingeprägtes Moment auf den E-Scooter wirken, vgl. T_δ in [11]. Dieses wirkt zwischen der vorderen „H“ und hinteren Baugruppe „m“ um die Lenkachse. M_δ kann als ein von der Fahrer_in aufgebrachtes Kräftepaar am Lenker angesehen werden, ist daher ein inneres Moment bei Betrachtung des Gesamtsystems „T“. Zu beachten ist aber, dass keine kinematische Verbindung zwischen Händen und Lenker herrschen soll.

5.2 Linearisierte Bewegungsgleichungen

Die in diesem Kapitel verwendete Notation ist angelehnt an die in den vorangegangenen Diplomarbeiten [17, 18]. Für eine detaillierte Herleitung der Bewegungsgleichungen wird auf [11, 17] verwiesen.

Die beiden Bewegungsgleichungen für die Freiheitsgrade φ und δ, linearisiert bezüglich der Geradeausfahrt ($\varphi = 0$, $\delta = 0$) mit konstanter Fahrgeschwindigkeit u, lauten:

$$\begin{aligned} &I_{Txx|D}\,\ddot{\varphi} - m_T\,h_T\,g\,\varphi + \left(\frac{t_c}{l} I_{Txz|D} + I_{H\delta x_D}\right)\ddot{\delta} + \\ &\left(G_1 \cos\varepsilon + \frac{t_c}{l}(m_T\,h_T + G_T) + \frac{\cos\varepsilon}{l} I_{Txz|D}\right) u\,\dot{\delta} + \\ &\left(-S_\delta\,g + \frac{\cos\varepsilon}{l}(m_T\,h_T + G_T)u^2\right)\delta = 0\,, \end{aligned} \tag{5.5}$$

$$\begin{aligned} &\left(I_{H\delta x_D} + \frac{t_c}{l} I_{Txz|D}\right)\ddot{\varphi} - \left(G_1 \cos\varepsilon + \frac{t_c}{l} G_T\right) u\,\dot{\varphi} - S_\delta\,g\,\varphi + \\ &\left(I_{H\delta\delta} + \frac{t_c}{l}\left(2\,I_{H\delta z_D} + \frac{t_c}{l} I_{Tzz|D}\right)\right)\ddot{\delta} + \\ &\left(\frac{\cos\varepsilon}{l} I_{H\delta z_D} + \frac{t_c}{l}\left(S_\delta + \frac{\cos\varepsilon}{l} I_{Tzz|D}\right)\right) u\,\dot{\delta} + \\ &\left(-S_\delta \sin\varepsilon\;g + \frac{\cos\varepsilon}{l}(S_\delta + G_1 \sin\varepsilon)u^2\right)\delta = M_\delta\,. \end{aligned} \tag{5.6}$$

Darin werden folgende Abkürzungen verwendet:

$$S_\delta = m_T\,x_T\,\frac{t_c}{l} + m_H\,e_H\,, \tag{5.7}$$

$$G_i = \frac{I_{iyy}}{r_i}, \quad i = 1, 2\,, \text{ und} \tag{5.8}$$

$$G_T = G_1 + G_2\,. \tag{5.9}$$

Für die Massenträgheitsmomente des Körpers „H“ gilt:

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

$$I_{H\delta\delta} = m_H\, e_H^2 + I_{Hxx} \sin^2 \varepsilon - 2\, I_{Hxz} \sin\varepsilon \cos\varepsilon + I_{Hzz} \cos^2 \varepsilon \;, \tag{5.10}$$

$$I_{H\delta x_D} = m_H\, e_H\, h_H + I_{Hxx} \sin\varepsilon - I_{Hxz} \cos\varepsilon \;, \tag{5.11}$$

$$I_{H\delta z_D} = m_H\, e_H\, x_H - I_{Hxz} \sin\varepsilon + I_{Hzz} \cos\varepsilon \;. \tag{5.12}$$

Die Massenträgheitsmomente des Gesamtsystems „T“ werden bezüglich des Punktes D benötigt:

$$I_{Txx|D} = m_H\, h_H^2 + I_{Hxx} + m_m\, h_m^2 + I_{mxx} \;, \tag{5.13}$$

$$I_{Tzz|D} = m_H\, x_H^2 + I_{Hzz} + m_m\, x_m^2 + I_{mzz} \;, \tag{5.14}$$

$$I_{Txz|D} = m_H\, x_H\, h_H - I_{Hxz} + m_m\, x_m\, h_m - I_{mxz} \;. \tag{5.15}$$

Die entsprechenden Parameter sind in Tab. 5.1, bzw. Anhang B und C angeführt.

Matrixform der Bewegungsgleichungen

(5.5) und (5.6) können in Matrixform zusammengefasst werden, siehe auch [11]:

$$\mathbf{M}\, \underline{\ddot{q}} + u\, \mathbf{C}_1\, \underline{\dot{q}} + (g\, \mathbf{K}_0 + u^2\, \mathbf{K}_2)\, \underline{q} = \underline{f}(t) \;. \tag{5.16}$$

Die Bewegungsgleichungen bilden ein gekoppeltes Differentialgleichungssystem 2. Ordnung mit konstanten Koeffizienten, wobei diese in den Matrizen $\mathbf{M}$, $\mathbf{C}_1$, $\mathbf{K}_0$, und $\mathbf{K}_2$ zusammengefasst werden. Die Matrizeneinträge sind in Anhang E aufgelistet.
Der Erregervektor ist $\underline{f}(t)$ und lautet:

$$\underline{f}(t) = [0 \quad M_\delta]^T \;. \tag{5.17}$$

Für eine numerische Analyse, wie es in dieser Arbeit mit MATLAB[2] durchgeführt wurde, ist es zweckmäßig die Bewegungsgleichungen umzuschreiben. Die 2 Differentialgleichungen 2. Ordnung werden in ein aus $n = 4$ Differentialgleichungen bestehendes System 1. Ordnung übergeführt, siehe z.B. [17, 18]:

$$\underline{\dot{x}} = \mathbf{A}\, \underline{x} + \mathbf{B}\, \underline{f_B} \;. \tag{5.18}$$

Für den Zustandsvektor $\underline{x}$ gilt:

$$\underline{x} = \left[\underline{q}^T \quad \underline{\dot{q}}^T\right]^T \;. \tag{5.19}$$

Der Vektor $\underline{f_B}$ enthält den Erregervektor $\underline{f}(t)$:

[2] The MathWorks, Inc.: MATLAB Version R2019b

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

$$\underline{f}_B = \left[\underline{0}^T \quad \underline{f}(t)^T\right]^T . \tag{5.20}$$

Die Systemmatrix $\mathbf{A}$ und Eingangsmatrix $\mathbf{B}$ enthalten $\mathbf{M}$, $\mathbf{C}_1$, $\mathbf{K}_0$, und $\mathbf{K}_2$. Diese lauten:

$$\mathbf{A} = \begin{bmatrix} \mathbf{0} & \mathbf{I} \\ -\mathbf{M}^{-1}(g\,\mathbf{K}_0 + u^2\,\mathbf{K}_2) & -u\,\mathbf{M}^{-1}\,\mathbf{C}_1 \end{bmatrix}, \tag{5.21}$$

$$\mathbf{B} = \begin{bmatrix} \mathbf{0} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{M}^{-1} \end{bmatrix}, \tag{5.22}$$

wobei $\mathbf{I}$ die 2×2 Einheitsmatrix und $\mathbf{0}$ eine 2×2 Null-Matrix sind.

5.3 Stabilitätsuntersuchungen des homogenen Systems

Um die Beherrschbarkeit von E-Scootern zu bewerten wird in einem ersten Schritt in diesem Kapitel die Stabilität der Geradeausfahrt ohne Fahrereingriff, also $M_\delta = 0$, untersucht.
Dazu werden zunächst die Grundlagen zur Eigenwertanalyse gezeigt. Darauf folgen Analysen bezüglich der Unterschiede zwischen E-Scooter und Fahrrad sowie des Einflusses diverser Parametervariationen am E-Scooter.

5.3.1 Stabilitätsanalyse anhand der Eigenwerte

Mittels einer Eigenwertanalyse wird untersucht, wie das System sich nach einer (kleinen) Störung der Gleichgewichtslage von selbst, also ohne äußere Krafteinwirkung, weiter bewegt. Das lineare homogene Differentialgleichungssystem 1. Ordnung mit konstanten Koeffizienten, wie es in (5.18) mit $\underline{f}_B = \underline{0}$ der Fall ist, besitzt stets ein Fundamentalsystem aus $n = 4$ linear unabhängigen Lösungsvektoren $\underline{x}_k(t)$, aus deren Linearkombination die Lösung:

$$\underline{x}(t) = \sum_{k=1}^{n} c_k\,\underline{x}_k(t)\,, \tag{5.23}$$

folgt, wobei die Konstanten c_k aus den Anfangsbedingungen zu bestimmen sind. Die einzelnen Lösungsvektoren $\underline{x}_k(t)$ erhält man aus dem Ansatz:

$$\underline{x}_k(t) = e^{\lambda_k t}\left(\mathbf{I} + t(\mathbf{A} - \lambda_k\,\mathbf{I}) + \cdots + \frac{t^{m-1}}{(m-1)!}(\mathbf{A} - \lambda_k\,\mathbf{I})^{m-1}\right)\underline{v}_k\,. \tag{5.24}$$

Einsetzen in (5.18) führt zu dem Eigenwertproblem:

$$(\mathbf{A} - \lambda\,\mathbf{I})\underline{v} = \underline{0}\,, \tag{5.25}$$

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

bzw. zu der charakteristischen Gleichung:

$$\det(\mathbf{A} - \lambda\,\mathbf{I}) = 0\ . \tag{5.26}$$

Aus (5.26) können die Eigenwerte λ_k und nach Einsetzen in (5.25) die Eigenvektoren $\underline{v}_k$ zur Matrix **A** berechnet werden, wobei die Eigenwerte und zugehörigen -vektoren entweder rein reell oder konjugiert komplex sein können.

Wie aus (5.24) unmittelbar ersichtlich, sind die Eigenwerte λ_k von entscheidender Bedeutung für Stabilitätsaussagen, denn deren Realteile bestimmen, ob die zugehörigen Lösungsvektoren $\underline{x}_k(t)$ im Lauf der Zeit exponentiell auf- oder abklingen. Es gilt daher:

- $\lambda_k < 0$: Ist der Realteil jeder der n Eigenwerte negativ, so klingt eine anfängliche Störung (Zeitpunkt $t = 0$) im Lauf der Zeit wieder ab.
  Das System ist asymptotisch stabil im Sinne Ljapunows.
- $\lambda_k > 0$: Ist auch nur ein Eigenwert-Realteil positiv, wächst die Lösung des Systems $\underline{x}(t)$ nach (5.23) im Lauf der Zeit t exponentiell über alle Grenzen an.
  Das System ist instabil im Sinne Ljapunows.
- $\lambda_k = 0$: Ist der Realteil eines Eigenwerts Null, bestimmen Nichtlinearitäten über das Stabilitätsverhalten und es kann anhand des linearisierten Systems keine Stabilitätsaussage getroffen werden.

Der Betrag des Realteils bestimmt dabei wie schnell der zugehörige Eigenmode auf- oder abklingt.
Mit dem Fundamentalsystem von $n = 4$ linear unabhängigen Lösungsvektoren $\underline{x}_k(t) = e^{\lambda_k t}\underline{v}_k$, den sogenannten Eigenmoden, kann jede (vom E-Scooter Modell zulässige) Bewegungsform durch eine passende Überlagerung dieser Eigenmoden dargestellt werden. Die Eigenvektoren $\underline{v}_k$ enthalten dabei die Informationen über die Gestalt des jeweiligen Eigenmodes, also die Anteile der Lagekoordinaten, nämlich φ und δ (bzw. $\dot{\varphi}$ und $\dot{\delta}$). Die Eigenwerte bestimmen dabei über die Art der Bewegung: Ein reeller Eigenwert bedeutet eine aperiodische, während ein konjugiert komplexer eine schwingende Bewegung des zugehörigen Eigenmodes bedeutet. In zweitem Fall enthält der Eigenwert-Realteil die Information über dessen Dämpfung $D_k = -\mathrm{Re}(\lambda_k)/\sqrt{\mathrm{Re}(\lambda_k)^2 + \mathrm{Im}(\lambda_k)^2}$ (Lehr'sches Dämpfungsmaß) und der Imaginärteil über dessen Schwingfrequenz $f_k = \mathrm{Im}(\lambda_k)/2\pi$, siehe z.B. [30]. Der zugehörige, ebenfalls konjugiert komplexe, Eigenvektor beinhaltet zusätzlich Informationen über die Phasenverschiebung zwischen den einzelnen Lagekoordinaten.

Anm.: Eine kleine Störung kann bei der Betrachtung des E-Scooters ein anfänglicher Roll- (z.B. zufolge Seitenwindstoß) oder Lenkwinkel (z.B. zufolge Fahrbahnunebenheit) sein.

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

5.3.2 E-Scooter und Trekking Rad im Vergleich

Die zur Untersuchung der Lateraldynamik relevanten Parameter des E-Scooters in Ausgangskonfiguration, ES(A) 50% N, sowie des Trekking Rads TR sind in Tab. 5.1 aufgelistet.

Bezeichnung	**Symb.**	**Wert**		**Einh.**
Fahrzeug		ES(A) 50% N	TR	
Geometrie				
Radstand	l	832.0	1095.0	mm
Hinterraddurchmesser	$2r_2$	231.0	671.0	mm
Vorderraddurchmesser	$2r_1$	231.0	671.0	mm
Lenkachsneigung	ε	14.0	19.0	°
Nachlauf	t_c	27.9	69.2	mm
Körper				
Hinterrad	**2**			
Masse	m_2	0.800	2.350	kg
Trägheitsmomente	$I_{2xx} = I_{2zz}$	0.0027	0.0648	kg m²
bzgl. Schwerpunkt	I_{2yy}	0.0053	0.1296	kg m²
Vorderrad	**1**			
Masse	m_1	2.000	1.950	kg
Trägheitsmomente	$I_{1xx} = I_{1zz}$	0.0068	0.0633	kg m²
bzgl. Schwerpunkt	I_{1yy}	0.0133	0.1266	kg m²
Vordere Baugruppe	**H**			
Masse	m_H	4.400	5.979	kg
Schwerpunktlage	x_H	752.7	984.4	mm
	h_H	486.9	633.1	mm
Trägheitsmomente	I_{Hxx}	0.7257	0.5935	kg m²
bzgl. Schwerpunkt	I_{Hzz}	0.0496	0.1687	kg m²
	$-I_{Hxz}$	-0.1406	-0.1369	kg m²
Hintere Baugruppe	**m**			
Masse	m_m	81.236	85.762	kg
Schwerpunktlage	x_m	397.8	396.5	mm
	h_m	1011.5	1020.4	mm
Trägheitsmomente	I_{mxx}	19.3977	13.3219	kg m²
bzgl. Schwerpunkt	I_{mzz}	1.4326	3.5038	kg m²
	$-I_{mxz}$	0.1875	2.0251	kg m²

Tab. 5.1: Parameter des E-Scooters in Ausgangskonfiguration (ES(A) 50% N) und des Trekking Rads (TR) für das Lateraldynamik Modell

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

Da sich die Koeffizienten des Differentialgleichungssystems (5.16) mit der Geschwindigkeit u ändern, muss es für jede Geschwindigkeit separat gelöst werden. Die Eigenwerte (und auch Eigenvektoren), und daher das Systemverhalten, sind also geschwindigkeitsabhängig. Als geeignete Darstellung werden sogenannte Stabilitätskarten verwendet. Sie stellen den Verlauf der Eigenwerte über der Geschwindigkeit u dar.

Abb. 5.1 zeigt die Stabilitätskarte für den E-Scooter in Ausgangskonfiguration ES(A) 50% N, sowie für das Trekking Rad TR. Die Realteile der Eigenwerte sind links, die Imaginärteile, im Falle eines konjugiert komplexen Paares, rechts dargestellt. Nach obiger Beschreibung und (5.24) gilt: Nur wenn zu einer bestimmten Geschwindigkeit u alle Realteile negativ sind, ist das Systemverhalten asymptotisch stabil; dies wird in weiterer Folge auch „autostabil" genannt.

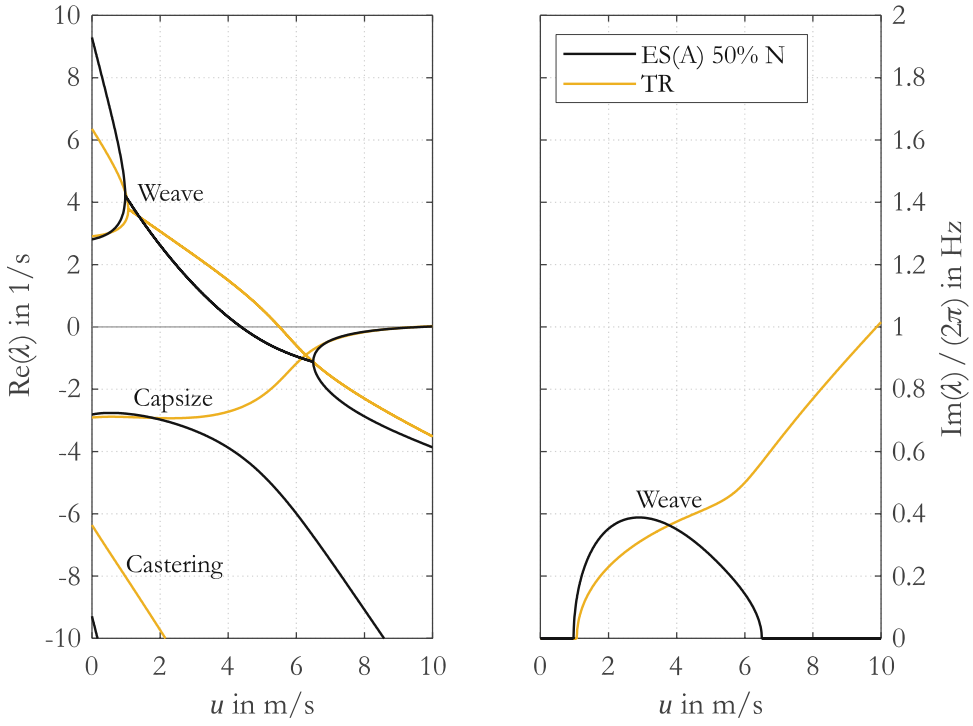

Abb. 5.1: Stabilitätskarte des E-Scooters in Ausgangskonfiguration (ES(A) 50% N) und des Trekking Rads (TR) im Vergleich

Folgende drei Moden sind in Abb. 5.1 erkennbar und mit den für einspurige Fahrzeuge oftmals typischen Eigenmoden, siehe z.B. [11, 12, 31], assoziierbar:

Castering

Der Castering Mode ist ein reeller Mode, welcher über den gesamten Geschwindigkeitsbereich stabil ist. Da dessen Eigenwertverlauf im Vergleich zu den anderen im Diagramm bei

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

allen betrachteten Fahrzeugen weit unten liegt, klingt der Castering Mode stets sehr schnell ab, und wird daher nicht weiter im Detail betrachtet.

Capsize

Der Capsize Mode ist ebenfalls rein reell. Dieser führt eine kombinierte Roll- und Lenkbewegung aus. Bei Betrachtung des Verlaufs über der Geschwindigkeit ist ersichtlich, dass im niedrigen Geschwindigkeitsbereich der Mode stabil ist, und bei beiden betrachteten Fahrzeugen beinahe ident. Ab etwa 3 m/s sind die Verläufe unterschiedlich: Beim E-Scooter entfernt sich der Mode weiter von der Nulllinie, bleibt also stabil. Beim Trekking Rad hingegen nimmt der Eigenwert zu und wird bei etwa 9.5 m/s positiv und damit instabil. Da dieser Mode jedoch rein reell ist und dessen Eigenwert auch nicht weit über der Nulllinie liegt ist er von der Fahrer_in im Allgemeinen leicht zu stabilisieren.

Weave

Bei sehr niedrigen Geschwindigkeiten ist der Weave Mode bei beiden Fahrzeugen in zwei reelle Äste aufgeteilt; beide sind instabil. Der obere Ast ist weit von der Nulllinie entfernt; dies erklärt, warum ein einspuriges Fahrzeug bei Schrittgeschwindigkeit und darunter erfahrungsgemäß schwer zu stabilisieren ist. Beim betrachteten E-Scooter ist dieser Effekt sogar etwas größer als beim Trekking Rad. Nach Vereinigung der beiden Äste ist der Mode über einen weiten Geschwindigkeitsbereich konjugiert komplex, also schwingend. Hier führen die Fahrzeuge eine Überlagerung aus phasenversetzter schwingender Roll- und Lenkbewegung durch. Dies entspricht also einer Art Slalomfahrt. Dieser Mode ist bei niedrigen Geschwindigkeiten bei beiden Fahrzeugen instabil, kreuzt jedoch ab etwa 4.4 m/s beim E-Scooter bzw. 5.5 m/s beim Trekking Rad die Nulllinie und wird ab hier stabil. Während beim TR bei weiterer Erhöhung der Geschwindigkeit der Weave Mode bei steigender Frequenz schwingend und auch stabil bleibt, ist dies beim E-Scooter anders: Hier findet bei 6.5 m/s wieder eine Aufspaltung in zwei Äste statt, ist ab hier also nicht mehr schwingend. Der untere bleibt stabil; der obere nähert sich der Nulllinie und wird schließlich bei 9.5 m/s instabil. Letzterer ist vom Verlauf des Eigenwerts sowie der Form des Eigenvektors sehr ähnlich zum Capsize Mode des TR in diesem Geschwindigkeitsbereich.

Autostabiler Bereich

Zwischen dem Durchtritt der Stabilitätsgrenze des Weave Modes bis zum Durchtritt des Capsize Modes beim Trekking Rad, bzw. oberen Eigenmodes nach Aufspaltung des Weave Modes beim E-Scooter, befindet sich der autostabile Geschwindigkeitsbereich dieser beiden Fahrzeuge. Das bedeutet, hier sind keine stabilisierenden Eingriffe der Fahrer_in notwendig.

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 Grund für dieses selbststabilisierende Verhalten liegt an einer nicht-trivialen Kombination aus mehreren Effekten: Dabei spielen der gyroskopische Effekt des Vorderrads, der positive Nachlauf, die Schwerpunktlage der vorderen Baugruppe normal zur Lenkachse, sowie die Schwerpunktlage und Massenaufteilung des Gesamtsystems eine entscheidende Rolle. Denn um bei Geradeausfahrt das Gleichgewicht zu halten, muss bei einer ungewollten Neigung (Rollbewegung) des Fahrzeugs in dieselbe Richtung eingelenkt werden, um die Radaufstandspunkte wieder senkrecht unter den Gesamtschwerpunkt zu bekommen (engl.: steer into the fall), ähnlich wie beim senkrechten Balancieren eines Besenstiels in der Hand. Diesen Bewegungsablauf führt das Fahrzeug im autostabilen Bereich aufgrund obiger Effekte von selbst aus.

Anhand Abb. 5.1 kann gesagt werden, dass der früher beginnende autostabile Bereich beim E-Scooter gut im Vergleich zum Trekking Rad ist. Jedoch ist die Stabilität der Geradeausfahrt nicht das einzige Kriterium für das Fahrverhalten und die Beherrschbarkeit eines einspurigen Fahrzeuges. Auch das Lenkverhalten ist zu untersuchen und beide Aspekte sind kombiniert zu betrachten. Details hierzu werden in Kap. 5.4 behandelt.

5.3.3 Parametervariationen beim E-Scooter

Nun wird auf Parametervariationen am E-Scooter eingegangen; die Parametersätze aller gezeigten Variationen befinden sich im Anhang B. Es wird nur ein kurzer Überblick über die für den E-Scooter relevanten Ergebnisse gegeben.

Großer Einfluss auf das Stabilitätsverhalten

Der Fokus liegt hierbei auf der vorderen Baugruppe „H“. Denn hier können geringe Veränderungen in der Geometrie oder auch Massenverteilung große Auswirkungen auf das Stabilitätsverhalten haben. Als Basis wird der E-Scooter in Ausgangskonfiguration ES(A) 50% N herangezogen. Dieser und die Variationen sind in der Stabilitätskarte in Abb. 5.2 gezeigt.
Ein Variieren des Nachlaufs t_c mithilfe des Parallelverschiebens des Vorderrahmens, wie es im Detail in Kap. 2.4 beschrieben wurde, bewirkt zusätzlich eine Änderung des Schwerpunktabstands des Vorderrahmens von der Lenkachse, e_H. Ein erhöhter Nachlauf, wie es bei ES(C2) 50% N der Fall ist, und damit gleichzeitig verringerter Abstand e_H destabilisiert vor allem den Weave Mode, weswegen der autostabile Bereich nach rechts verschoben wird. Ein gegenteiliges Ergebnis wird mit der Verringerung von t_c beim ES(C1) 50% N erzielt: Die Form der Realteilkurven ähnelt dann sehr der des TR (Abb. 5.1), wobei der Verlauf des Weave Modes beim ES(C1) 50% N viel steiler ist. Weiters ist die Frequenz im höheren Geschwindigkeitsbereich kleiner als beim TR und der autostabile Bereich wird im Vergleich zu ES(A) 50% N nach links, also zu niedrigeren Geschwindigkeiten verschoben.

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

Ein fast identischer Effekt in den Stabilitätskarten kann mit der Änderung des Trägheitsmoments des Vorderrads um seine Drehachse I_{1yy}, und damit des gyroskopischen Effekts, erzielt werden, ist aber nicht in Abb. 5.2 eingezeichnet: Ein geringeres G_1 nach (5.8) hat ähnliche Effekte wie für eine Nachlaufvergrößerung beschrieben zur Folge, während eine Erhöhung von G_1 sich vergleichbar zu einer Nachlaufverringerung auswirkt.

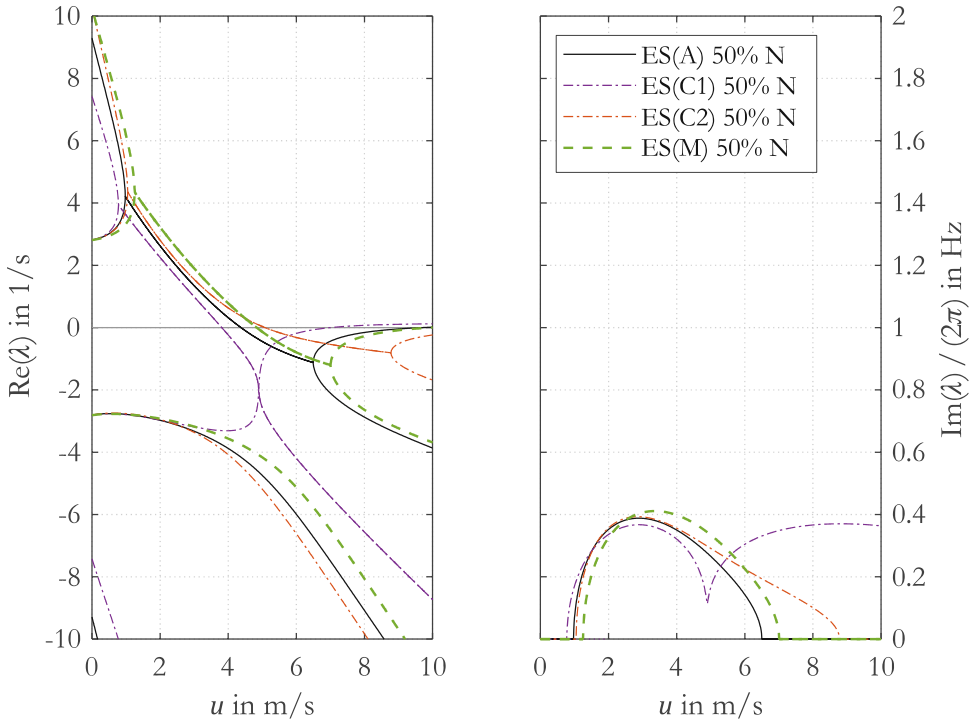

Abb. 5.2: Stabilitätskarte diverser Konfigurationen am E-Scooter

Einfluss der in Kap. 3 und Kap. 4 behandelten Parametervariationen

Die Auswirkung einer veränderten Standposition bei gleichbleibender, aufrechter Körperhaltung, H statt N nach Kap. 2.3, hat einen verhältnismäßig geringen Einfluss auf das Stabilitätsverhalten und wird nicht gezeigt. Die hintere Standposition H bewirkt im Vergleich zur neutralen N ein geringes Stabilisieren des oberen Weave-Asts, sowie ein zu höheren Realteilen Wandern des Capsize Modes bei höheren Geschwindigkeiten. Weiters verschieben sich die Aufspaltung des Weave Modes und das Ende des autostabilen Bereichs ein wenig nach links.

Die Variation des Perzentils hat ebenfalls geringe Auswirkungen auf das Stabilitätsverhalten und wird auch nicht gezeigt. Beispielsweise bewirkt das 5% Perzentil in neutraler Standposition (ES(A) 5% N) ein minimales nach links Verschieben des Weave-Nulldurchgangs sowie ein geringes nach links Wandern der Aufspaltung des Weave Modes. Gegenteiliges gilt demnach für das 95% Perzentil.

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

Beim modifizierten E-Scooter (ES(M) 50% N) wurden im Vergleich zur Ausgangskonfiguration (ES(A) 50% N) mehrere Parameter geändert. Neben einer Radstanderhöhung, welche, wie ein schwereres Perzentil, einen geringen Einfluss auf das Stabilitätsverhalten hat, wurden der Vorderraddurchmesser sowie die Lenkachsneigung vergrößert. Während der geringfügig gesteigerte gyroskopische Effekt aufgrund des größeren Vorderrads sowie die weiter hinten (von der Vorderachse gesehen) liegende Standposition nur einen geringen Einfluss auf die Stabilitätseigenschaften haben, ist der Fokus auf die Vorderrahmengeometrie zu legen: Die Lenkachsenlage wurde so festgelegt, dass aufgrund des größeren Vorderrads sowie der höheren Lenkachsneigung sowohl der Nachlauf t_c, als auch der Nachlaufversatz t_1 und somit der Abstand e_H erhöht werden konnten. Da, wie oben beschrieben, das Stabilitätsverhalten sehr sensibel auf die Position der Lenkachse ist, wurde diese so festgelegt, dass der Verlauf der Eigenwerte sehr ähnlich dem der Ausgangsgeometrie ES(A) 50% N ist, und ist in Abb. 5.2 mit ES(M) 50% N eingezeichnet. Details für die Gründe dieser Auslegung werden in Kap. 5.4 beschrieben.

Einige dieser Parametervariationen zeigen, dass mit verschiedenen Veränderungen in den Parametern gleiche Effekte bezüglich des Stabilitätsverhaltens erzielt werden können.

5.4 Inhomogenes System – Lenkverhalten

Zur Bewertung der Beherrschbarkeit einspuriger Fahrzeuge ist neben der Stabilität der Geradeausfahrt auch das Lenkverhalten (die Agilität, das Handling) zu bewerten. Dazu gibt es in der Praxis viele Fahrversuche und Kennwerte. Für eine theoretische Untersuchung ist im Allgemeinen ein Fahrerregler notwendig, siehe z.B. [16, 19], welcher das aufzubringende Lenkmoment M_δ regelt. Darauf wird in dieser Arbeit jedoch verzichtet. Trotzdem können Untersuchungen zum Lenkverhalten stattfinden. Zum einen wird das Einleiten einer Kurvenfahrt aus der Geradeausfahrt untersucht; dabei können Informationen über das Eigenlenkverhalten des Fahrzeuges bei einem Lenkmomentensprung gewonnen werden. Dies wird nur im autostabilen Geschwindigkeitsbereich durchgeführt, da innerhalb diesem der Übergang zu einer stabilen, stationären Kurvenfahrt ohne Fahrerregler möglich ist. Zum anderen wird untersucht, wie sich das Fahrzeug bei sinusförmiger Vorgabe des Lenkmoments, also bei Slalomfahrt, verhält. Weiters wird bei Betrachtung einer stationären Kreisfahrt das dafür erforderliche Lenkmoment $M_{\delta,stat}$ bewertet.

Es wird also nicht mehr, wie noch in Kap. 5.3, das homogene System mit $\underline{f}_B(t) = \underline{0}$ nach (5.18) betrachtet, sondern eine Erregung mit $\underline{f}_B$, also einem Lenkmoment M_δ, siehe (5.20) und (5.17), berücksichtigt.

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

Anm.: Ein einspuriges Fahrzeugs wird vom Menschen hauptsächlich über die Vorgabe des Lenkmoments kontrolliert und gesteuert, siehe z.B. [13, 15]; dieses ist daher ein gutes Bewertungskriterium zur Beherrschbarkeit von einspurigen Fahrzeugen.

5.4.1 Lenkmomentensprung und stationäre Kreisfahrt

Stationäre Kreisfahrt bedeutet, dass sich das gesamte Fahrzeug auf einer Kreisbahn (Blick von oben) bewegt. Dafür muss sich ein Gleichgewichtzustand einstellen, also $\dot{\delta}, \ddot{\delta}, \dot{\varphi}, \ddot{\varphi} = 0$. Aufgrund der nicht-holonomen („knife-edge“) Reifenbedingungen zeigt der Geschwindigkeitsvektor des Punktes D stets in die x_D-Richtung, siehe Kap. 2.1 sowie [19], und für den gefahrenen Kreisradius ρ des Punktes D gilt bei stationärer Kreisfahrt der Zusammenhang: $u = r_{stat}\,\rho$. Beides in (5.4) eingesetzt liefert:

$$r_{stat} = \frac{u}{\rho} = \frac{u\,\delta_{stat}}{l}\cos\varepsilon \rightarrow \delta_{stat} = \frac{l}{\rho\cos\varepsilon}\,, \tag{5.27}$$

für den stationären Lenkwinkel δ_{stat} bzw. die stationäre Gierwinkelgeschwindigkeit r_{stat}. Es zeigt sich, dass δ_{stat} für das Fahren einer gewünschten Kreisbahn mit Radius ρ aufgrund der nicht-holonomen Reifenbedingungen ein rein geometrischer Parameter ist, während r_{stat} geschwindigkeitsabhängig ist. Der sich dabei einstellende stationäre Rollwinkel φ_{stat} und das dafür erforderliche stationäre Lenkmoment $M_{\delta,stat}$ können aus den Bewegungsgleichungen (5.5) und (5.6) durch Einsetzen von $\dot{\delta}, \ddot{\delta}, \dot{\varphi}, \ddot{\varphi} = 0$ berechnet werden:

$$\varphi_{stat} = \left(-\frac{S_\delta}{m_T\,h_T} + \frac{\cos\varepsilon}{l}\left(1 + \frac{G_T}{m_T\,h_T}\right)\frac{u^2}{g}\right)\delta_{stat} \approx \frac{u^2}{g\,\rho}\,, \tag{5.28}$$

$$M_{\delta,stat} = -\left(S_\delta\,g\left(\sin\varepsilon - \frac{S_\delta}{m_T\,h_T}\right) - \frac{\cos\varepsilon}{l}\left(G_1\sin\varepsilon - \frac{S_\delta}{m_T\,h_T}G_T\right)u^2\right)\delta_{stat}\,, \tag{5.29}$$

und sind ebenfalls geschwindigkeitsabhängig.

Lenkmomentensprung

Das Lenkverhalten des Fahrzeugs kann mit einem Sprung des Lenkmoments von 0 auf $M_{\delta,stat}$ untersucht werden. Hierbei wird der Übergang von der (stabilen) Geradeausfahrt in die stationäre Kreisfahrt, ohne korrigierende Eingriffe der Fahrer_in, betrachtet.

Die Simulation dieser sogenannten Sprungantwort wurde mittels MATLAB durchgeführt. Zum Zeitpunkt $t = 0$ wird dem Fahrzeug, welches sich mit konstanter Geschwindigkeit u vorwärts bewegt, aus seiner Gleichgewichtslage ($\delta, \dot{\delta}, \ddot{\delta}, \varphi, \dot{\varphi}, \ddot{\varphi} = 0$) ein Lenkmoment $M_{\delta,stat}$ nach (5.29) aufgeprägt; dies ist die Eingangsgröße des Systems. Betrachtet wird dabei 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

Gierwinkelgeschwindigkeit $r(t)$ im weiteren Zeitverlauf bis zum Einstellen des stationären Zustandes r_{stat} der oben beschriebenen Kreisfahrt.

Beim im Folgenden dargestellten Fahrmanöver des Lenkmomentensprungs als auch beim Verlauf des stationären Lenkmoments, welcher danach gezeigt wird, wurden passend zu den linearisierten Bewegungsgleichungen im Allgemeinen nur kleine Auslenkungen aus der Gleichgewichtslage betrachtet. Daher sind die Beträge der darin enthaltenen Lenkmomente ebenfalls klein.
Als Richtwert wurde von einem maximalen Rollwinkel von $\varphi_{stat} \approx 20°$ bei einer Geschwindigkeit von $u = 6$ m/s ausgegangen. Nach der vereinfachten Formel in (5.28) (Die Terme S_δ und G_T können gegenüber dem Ausdruck $m_T\, h_T$ vernachlässigt werden.) gilt: $\rho \approx u^2/(g\, \varphi_{stat})$, und der Kreisbahnradius wurde für folgende Betrachtungen demnach mit $\rho = 10$ m (abgerundet) festgelegt.

In Abb. 5.3 sind die Sprungantworten für den E-Scooter in Ausgangskonfiguration (ES(A) 50% N) in schwarz und das Trekking Rad TR in gelb abgebildet. Gezeigt wird eine Geschwindigkeit, bei welcher sich beide Fahrzeuge im autostabilen Bereich befinden, siehe Abb. 5.1, nämlich $u = 6$ m/s. Das Lenkmoment $M_{\delta,stat}$ wurde mit dem oben festgelegten Radius ρ nach (5.27) und (5.29) bestimmt. Zusätzlich ist die Konfiguration ES(A) 50% N des E-Scooters bei einer Geschwindigkeit von $u = 5$ m/s dargestellt. Damit sich dieselbe Gierwinkelgeschwindigkeit r_{stat} einstellt, wurde ρ nach (5.27) für diese Konfiguration entsprechend angepasst. Weiters wird für den ES(A) 50% N bei $u = 6$ m/s dasselbe Lenkmoment wie beim TR aufgebracht. Die Lenkmomente und Geschwindigkeiten sind zu jeder der betrachteten Kurven in der Legende aufgelistet.

Die vier Sprungantworten haben gemeinsam, dass die Initialreaktion des Fahrzeuges auf einen Lenkmomentensprung auf $M_{\delta,stat}$ ein Lenken und damit gieren in dieselbe Richtung ist ($M_{\delta,stat}$ und r negativ). Diese Bewegung führt zu einer Rollbewegung des Fahrzeugs entgegen der initialen Gierbewegung, also führt im dargestellten Fall ein Lenken nach links zu einer Neigung nach rechts. Trotz Beibehalten des Lenkmoments $M_{\delta,stat}$ führt das Fahrzeug sodann automatisch, sofern im autostabilen Bereich, die notwendige Lenkbewegung in die andere Richtung durch, und giert daraufhin in die Richtung der Neigung. Die stationäre Kreisfahrt stellt sich nach Abklingen des Einschwingvorgans schlussendlich entgegen der Richtung des aufgebrachten Lenkmoments ein. Um mit einem einspurigen Fahrzeug nach rechts zu gelangen bzw. abzubiegen, muss also ein Lenkmoment nach links aufgebracht werden (hier $M_\delta < 0$), damit sich die Neigung nach rechts aufbauen kann (hier $\varphi > 0$), welche für eine Kurvenfahrt nach rechts (hier $r > 0$) notwendig ist. Dieser Effekt wird bei einspurigen Fahrzeugen oft als „countersteering“ bezeichnet, siehe z.B. [12].

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

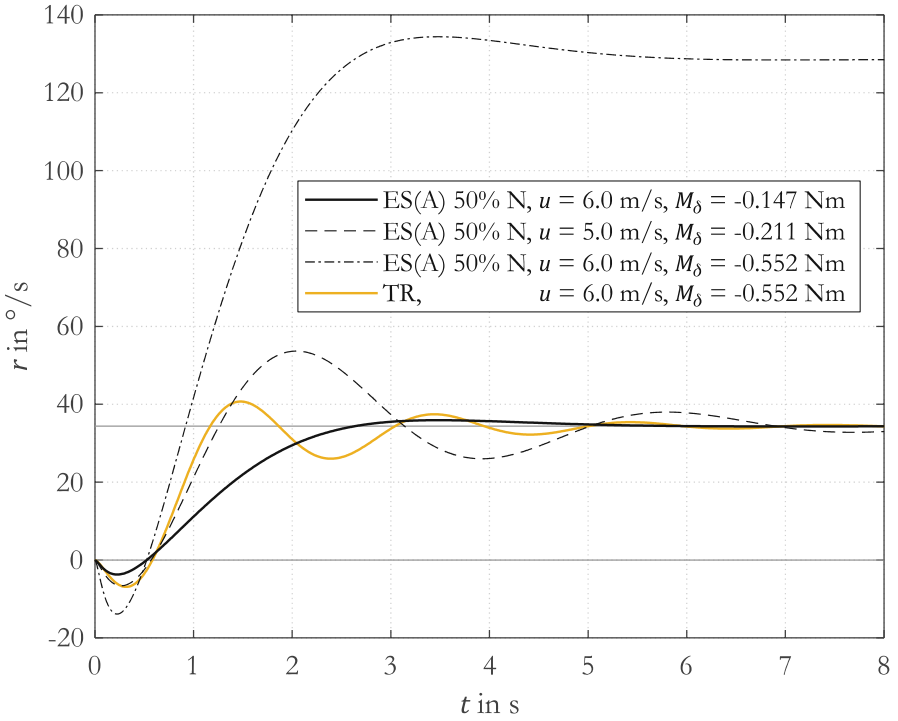

Abb. 5.3: Zeitliche Verläufe der Gierwinkelgeschwindigkeit bei Lenkmomentensprung beim E-Scooter in Ausgangskonfiguration (ES(A) 50% N) und beim Trekking Rad (TR)

Die Sprungantwort steht in engem Zusammenhang mit der in Kap. 5.3 behandelten Eigenwertanalyse. Denn die Form der dominierenden Eigenmoden, also jene, deren Eigenwert-Realteile am größten sind, bestimmen das Eigenverhalten des Fahrzeugs, also die Form der transienten Bewegung, in diesem Fall der Übergang von der Geradeausfahrt in die stationäre Kreisfahrt. Die Eigenmoden mit stark negativen Eigenwert-Realteilen hingegen klingen gemäß $\underline{x}_k(t) = e^{\lambda_k t}\underline{v}_k$ im Vergleich schneller ab und tragen daher wenig zu der Übergangsbewegung bei.

Beispielsweise haben bei $u = 6$ m/s beim Trekking Rad der Weave und der Capsize Mode die beiden größten Eigenwert-Realteile, siehe Abb. 5.1. Während der Capsize Mode aperiodisch ist, schwingt der Weave Mode bei dieser Geschwindigkeit und daher ist dessen Anteil an der transienten Bewegung in Abb. 5.3 gut zu erkennen: Nach dem Überschwingen nach unten (begründet durch den oben beschriebenen „countersteering"-Effekt), führt die Gierwinkelgeschwindigkeit r des Fahrzeugs eine gedämpft schwingende Bewegung um die Stationärlage der Kreisfahrt r_{stat} durch. Die Schwingfrequenz entspricht der Weave Frequenz, welche nach Abb. 5.1 bei dieser Geschwindigkeit 0.5 Hz beträgt; die Dämpfung ist nach Kap. 5.3.1 mit dem Realteil des Weave Mode-Eigenwerts assoziierbar.

Bei gleicher Geschwindigkeit, $u = 6$ m/s, ist für den E-Scooter in Ausgangskonfiguration

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

(ES(A) 50% N) ein vergleichsweise anderes Übergangsverhalten ersichtlich: Hier ist einzig der Weave Mode dominant, siehe Abb. 5.1 und ebenfalls schwingend. Aufgrund der größeren Dämpfung und geringeren Frequenz im Vergleich zum TR ist hierbei, siehe Abb. 5.3, jedoch ein kaum schwingender Übergang in die stationäre Kreisfahrt zu erkennen. Weiters bedeutet die geringere Dämpfung und höhere Frequenz bei Betrachtung von 5 m/s im Vergleich zu 6 m/s, siehe Abb. 5.1, ein stärker überschwingendes Verhalten in Abb. 5.3. Das Überschwingen ist hierbei auch um einiges größer als beim Trekking Rad. Das Aufbringen desselben Lenkmoments wie beim TR auf dem E-Scooter zeigt, dass aufgrund dieses größeren Moments der Verlauf der Kurve (strich-punktierte Linie im Vergleich zur durchgezogenen) entsprechend skaliert wird, und die sich einstellende Gierwinkelgeschwindigkeit folglich deutlich größer ist.

Abb. 5.3 soll einerseits die große Geschwindigkeitsabhängigkeit des Fahrverhaltens deutlich machen, und andererseits zeigen, dass man aus der Stabilitätskarte einigermaßen die Form der Sprungantwort, also des Einschwingvorgangs, einigermaßen sichtbar machen kann. Das für eine bestimmte Kreisfahrt (ρ bzw. r_{stat}) notwendige stationäre Lenkmoment $M_{\delta,stat}$, siehe Legende in Abb. 5.3, ist jedoch aus den Stabilitätskarten nicht ablesbar.

Lenkmoment bei stationärer Kreisfahrt

In Abb. 5.4 wird das stationäre Lenkmoment $M_{\delta,stat}$, nach (5.29), über der Geschwindigkeit u für eine Kurvenfahrt von $\rho = 10$ m (siehe oben) für den E-Scooter in Ausgangskonfiguration (ES(A) 50% N), sowie für folgende Parametervariationen betrachtet: die modifizierte Form (ES(M) 50% N), sowie die beiden Konfigurationen mit verschobener Lenkachse, ES(C1) 50% N und ES(C2) 50% N. Das Trekking Rad TR ist ebenfalls eingezeichnet.
Alle in Abb. 5.4 dargestellten Fahrzeuge haben gemeinsam, dass sie bei $u = 0$ bei einem negativen $M_{\delta,stat}$ starten, welches im weiteren Verlauf betragsmäßig stets kleiner wird. Diese Geschwindigkeitsabhängigkeit des stationären Lenkmoments ist dabei beim Trekking Rad weitaus größer als bei allen betrachteten E-Scooter Konfigurationen. Dies ist anhand einer genaueren Betrachtung von (5.29) erklärbar: Zunächst können die Terme mit $S_\delta/(m_T\, h_T)$ vernachlässigt werden, da $S_\delta/(m_T\, h_T)$ für alle in dieser Arbeit betrachteten Fahrzeugparameter viel kleiner als $\sin\varepsilon$ ist. Damit vereinfacht sich (5.29) und wird mit (5.7) und (5.27) zu:

$$M_{\delta,stat} \approx -\frac{g}{\rho}(m_H\, e_H\, l + m_T\, x_T\, t_c)\tan\varepsilon + \frac{1}{\rho}(G_1 \sin\varepsilon)\, u^2 \,. \tag{5.30}$$

Neben dem ersten Term in Klammer, welcher konstant ist, beschreibt der zweite die Geschwindigkeitsabhängigkeit. Zu erkennen ist, dass in Letzterem (neben der Lenkachsneigung ε, welche für alle betrachteten Fahrzeuge in ähnlichem Bereich ist) der gyroskopische Effekt des Vorderrads für diese verantwortlich ist. Da beim Trekking Rad aufgrund des deutlich

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

größeren Vorderrads G_1 etwa drei Mal so groß wie beim ES(A) 50% N ist, erklärt dies den starken Unterschied der Steigung der Kurven dieser beiden Fahrzeuge in Abb. 5.4. Bei Vergleich der betrachteten Parametervariationen mit der Ausgangskonfiguration des E-Scooters (ES(A) 50% N), ist aufgrund des unveränderten Vorderrads bei ES(C1) 50% N und bei ES(C2) 50% N die Steigung der Kurven ident, während beim modifizierten E-Scooter (ES(M) 50% N) aufgrund des größeren Vorderrads auch die Steigung höher ist.

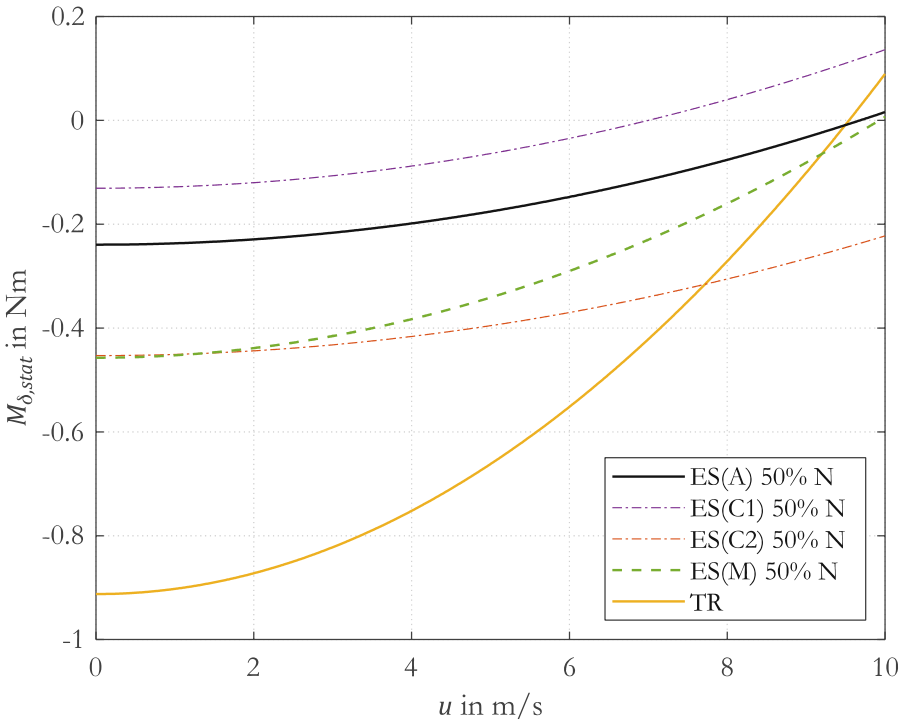

Abb. 5.4: Stationäres Lenkmoment abhängig von der Geschwindigkeit für den E-Scooter (ES) in verschiedenen Konfigurationen und das Trekking Rad (TR) bei einem Kreisbahnradius von 10 m

Der erste Term in Klammer in (5.30) ist geschwindigkeitsunabhängig und verschiebt daher die Kurven in Abb. 5.4 parallel nach oben bzw. unten. Die darin enthaltenen zwei Ausdrücke beschreiben das bei Neigung des Fahrzeugs auftretende Moment aufgrund des vor der Lenkachse liegenden Schwerpunkts der vorderen Baugruppe „H“ (e_H) sowie das aufgrund des (positiven) Nachlaufs t_c zufolge der vorderen Aufstandskraft wirkende Moment um die Lenkachse. Beides ist nur bei einer vorhandenen Lenkachsneigung ε möglich. Vor allem beim betrachteten E-Scooter (ES(A) 50% N) ist der Ausdruck $m_H\, e_H\, l$ klein im Vergleich zum zweiten, $m_T\, x_T\, t_c$, denn sowohl m_H als auch e_H sind klein. Das bedeutet, dass vor allem der Nachlauf t_c und die Standposition das Lenkmoment $M_{\delta,stat}$ beeinflussen. Wie aus Abb. 5.4 ersichtlich, ist innerhalb des für E-Scooter relevanten Geschwindigkeitsbereichs bis etwa 7 m/s das notwendige Lenkmoment beim TR knapp vier Mal so groß wie beim

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

ES(A) 50% N, siehe auch Legende in Abb. 5.3. Das liegt bei Betrachtung von (5.30) sowie Tab. 5.1 daran, dass einerseits sowohl m_H als auch e_H und l beim Trekking Rad größer sind, und andererseits ebenfalls der Nachlauf t_c aufgrund des deutlich größeren Vorderrads. Verdeutlicht wird dies in Abb. 5.3: Ein Aufbringen desselben Lenkmoments $M_{\delta,stat}$ wie beim TR auf dem ES(A) 50% N führt zu einer vier Mal so großen stationären Gierwinkelgeschwindigkeit r_{stat} und gemäß (5.27) bei gleicher Geschwindigkeit u zu einem vier Mal kleineren Kurvenradius ρ. Auf Details wird nochmals in Kap. 5.4.3 eingegangen.
Bei höheren Fahrgeschwindigkeiten kommt es zu einem Vorzeichenwechsel von $M_{\delta,stat}$, welcher mit dem Ende des autostabilen Bereichs (vgl. Abb. 5.1 und Abb. 5.2) zusammenfällt. Für eine vertiefte Diskussion wird auf [12] verwiesen.

5.4.2 Übertragungsverhalten – Slalomfahrt

Für die Betrachtung der Slalomfahrt wird das System (5.18) in den sogenannten Frequenzbereich übergeführt und in diesem betrachtet, siehe [32]. Im Frequenzbereich wird von sinusförmigen Eingangsgrößen ausgegangen, also hier dem Lenkmoment M_δ. Im eingeschwungenen Zustand sind demnach alle Ausgangsgrößen (δ, φ, r, sowie deren Ableitungen) ebenfalls sinusförmig. Diese schwingen mit derselben Frequenz, nämlich der der Eingangsgröße. Mittels dieser Analyse kann betrachtet werden, wie sich die Ausgangsgrößen im Vergleich zur Eingangsgröße bei Slalomfahrt verhalten, also mit welcher Amplitude und welcher Phasenverschiebung eine bestimmte Ausgangsgröße im Verhältnis zur Eingangsgröße schwingt. Als betrachtete Ausgangsgröße wird in dieser Arbeit die Gierwinkelgeschwindigkeit r gewählt. In Abb. 5.5 sind zur Veranschaulichung für den E-Scooter in Ausgangskonfiguration, ES(A) 50% N, sowie das Trekking Rad TR, ein Ausschnitt des zeitlichen Verlaufs der Gierwinkelgeschwindigkeit r dieser beiden Fahrzeuge, bei gleichem Lenkmomentenverlauf M_δ als Eingangsgröße, dargestellt.

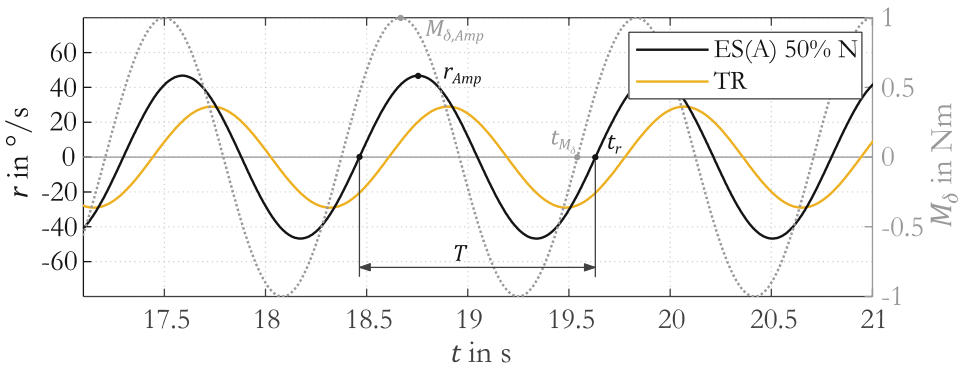

Abb. 5.5: Slalomfahrt bei 6 m/s, betrachtet im Zeitbereich für den E-Scooter in Ausgangskonfiguration (ES(A) 50% N) und das Trekking Rad (TR)

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

Es werden dabei der Verstärkungsfaktor:

$$V_{M_\delta \to r} = \frac{r_{Amp}}{M_{\delta,Amp}}\,, \tag{5.31}$$

mit $M_{\delta,Amp}$ bzw. r_{Amp} der Amplitude der Ein- bzw. Ausgangsschwingung, sowie die Phasenverschiebung:

$$\phi_{M_\delta \to r} = \frac{t_{M_\delta} - t_r}{T} \cdot 360°\,, \tag{5.32}$$

betrachtet. T ist die Periodendauer einer vollen Schwingung; die Zeitpunkte t_{M_δ} und t_r sind die Nulldurchgänge der Ein- und Ausgangsschwingung.

Das Verhalten des Systems ist im Allgemeinen von der Schwingfrequenz $f = 1/T$ abhängig. Daher werden die beiden Größen (5.31) und (5.32) normalerweise, anstatt wie in Abb. 5.5 über der Zeit, in einem sogenannten Bodediagramm über der Frequenz dargestellt. Wie bereits mehrfach erläutert, ist das Systemverhalten jedoch ebenfalls stark geschwindigkeitsabhängig, (5.16). Um eine Slalomfahrt zu simulieren wird in dieser Arbeit daher ein fiktiver Pylonenabstand p festgelegt und dieser mit verschiedenen Geschwindigkeiten durchfahren. Damit wird ein fixer Zusammenhang zwischen der Schwingfrequenz, also der Lenkfrequenz f und der Fahrgeschwindigkeit u hergestellt:

$$f = \frac{u}{2\,p}\,. \tag{5.33}$$

Dies wurde auch in [15] gemacht, worin einige Fahrversuche bei Motorrädern, unter anderem auch Slalomfahrten, durchgeführt wurden. Es werden sodann der Verstärkungsfaktor $V_{M_\delta \to r}$ sowie die Phasenverschiebung $\phi_{M_\delta \to r}$ über der Vorwärtsgeschwindigkeit u aufgetragen. Für eine vollständige Betrachtung des Systemverhaltens wäre eine Variation des Pylonenabstandes notwendig um die komplette Frequenz- und Geschwindigkeitsabhängigkeit zu beurteilen. Die Reduktion auf einen fixen Pylonenabstand bildet also einen Spezialfall ab. Dieser wurde so gewählt, dass das Manöver im berücksichtigten Geschwindigkeitsbereich mit realen Fahrversuchen durchgeführt werden könnte. Wird angenommen, dass für das Fahrmanöver eine maximale Lenkfrequenz von $f_{max} = 1$ Hz aufgebracht werden kann, siehe z.B. [15], gilt mit $u_{max} = 25$ km/h, siehe [3, 4], nach (5.33):

$$p = \frac{u_{max}}{2\,f_{max}}\,. \tag{5.34}$$

Der Pylonenabstand wird demnach mit $p = 3.5$ m festgelegt. Die Ergebnisse wurden mit MATLAB berechnet, indem für jede Geschwindigkeit u eine eigene Frequenzanalyse (des

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 WIEN Your knowledge hub

LTI-Systems von (5.18), Eingang M_δ, Ausgang r) durchgeführt wurde, wobei jeweils nur derjenige Verstärkungsfaktor $V_{M_\delta \to r}$ bzw. diejenige Phasenverschiebung $\phi_{M_\delta \to r}$ benötigt werden, welche bei der nach (5.33) entsprechenden Frequenz auftreten (MATLAB-Befehle: „tf( )“ und anschließend „freqresp( )“).

Abb. 5.6 zeigt für dieselben Fahrzeuge wie in Abb. 5.4 den Verstärkungsfaktor $V_{M_\delta \to r}$ oben sowie die Phasenverschiebung $\phi_{M_\delta \to r}$ unten bei Slalomfahrt, logarithmisch über u von 2 bis 10 m/s (7 bis 36 km/h) dargestellt. Damit wird der Frequenzbereich von etwa 0.3 bis 1.4 Hz abgedeckt.

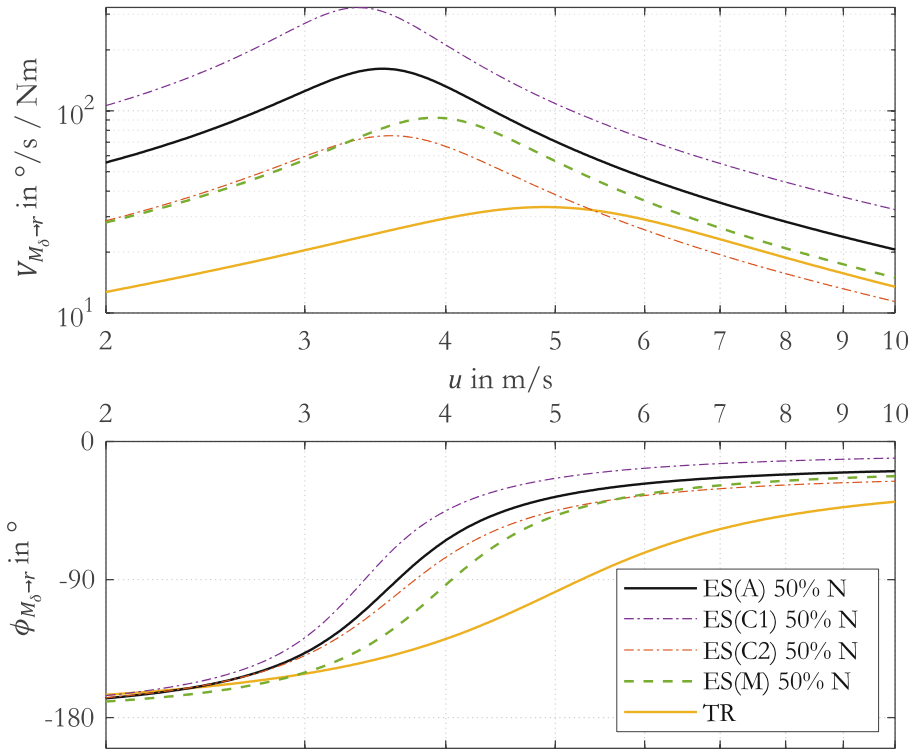

Abb. 5.6: Verstärkungsfaktor (oben) und Phasenverschiebung (unten) über der Geschwindigkeit bei Slalomfahrt bei einem Pylonenabstand von 3.5 m für den E-Scooter (ES) in verschiedenen Konfigurationen und das Trekking Rad (TR)

Zu jeder Geschwindigkeit u ist anhand des Verstärkungsfaktors ablesbar, wie groß die Amplitude der Ausgangsgröße, also der Gierwinkelgeschwindigkeit r_{Amp} ist, wenn die Amplitude der Eingangsgröße, nämlich des Lenkmoments $M_{\delta,Amp} = 1$ Nm ist. In Abb. 5.5 ist dies für $u = 6$ m/s eingezeichnet und bildet damit einen Punkt in der Kurve für das jeweilige Fahrzeug in Abb. 5.6 ab. Bei Slalomfahrt ist zu erkennen, dass $V_{M_\delta \to r}$ und daher die Gierwin-

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

kelgeschwindigkeit r_{Amp} bei gleichem Lenkmoment $M_{\delta,Amp}$ im gesamten betrachteten Geschwindigkeitsbereich beim E-Scooter in Ausgangskonfiguration ES(A) 50% N größer als beim Trekking Rad ist, wobei der Unterschied im höheren Geschwindigkeitsbereich kleiner (bei 7 m/s Faktor 1.5) als im niedrigen (bei 4 m/s Faktor 4.5) ausfällt. Bei sehr niedrigen Geschwindigkeiten ist der Faktor in etwa der wie auch bei stationärer Fahrt, da die Abläufe bei Slalomfahrt dann so langsam sind, dass sie annähernd dieser entsprechen, siehe auch Abb. 5.4. Weiters ist ersichtlich, dass der Resonanzbereich beim E-Scooter bei einer geringeren Geschwindigkeit (bzw. Frequenz) als beim Trekking Rad liegt. Auf weitere Details sowie die Phasenverschiebung wird im folgenden Kapitel eingegangen.

Die in Abb. 5.6 dargestellten Zusammenhänge beschreiben das „open-loop“ Verhalten des E-Scooters. Für praktische Betrachtungen außerhalb des autostabilen Geschwindigkeitsbereichs müsste ein Fahrerregler zur Stabilisierung berücksichtigt werden, der die Dynamik des geschlossenen Systems („closed-loop“) verändern würde.

5.4.3 Fahrverhalten/Abstimmung

Ein gut abgestimmtes Fahrverhalten bedeutet, einen (für die Zielgruppe) passenden Mittelweg zwischen gutmütigem und agilem Fahrverhalten zu finden, da diese beiden Fahreigenschaften (teilweise) im Gegensatz zueinander stehen, siehe z.B. [13]. Mit einem gutmütigen Verhalten sind dabei eine gute Stabilität der Geradeausfahrt und eine geringe Störanfälligkeit gemeint. Ein agiles Fahrzeug reagiert sensitiv und schnell (mit geringem Zeitverzug) auf Lenkeingaben. In vereinfachter Betrachtung, welche für diese Arbeit ausreichen soll, bedeutet „gutmütig“ einen großen autostabilen Bereich und gut gedämpfte (also negative Realteile) Eigenmoden sowie ein größeres notwendiges Lenkmoment M_δ, sowohl stationär als auch bei Slalomfahrt. Hingegen sind für Agilität ein kleines Lenkmoment und geringe Zeitverzüge erwünscht.
Es soll, vor allem für die Untersuchungen des inhomogenen Systems, in diesem Kapitel das Trekking Rad als „Benchmark“ für ein gut abgestimmtes Fahrverhalten dienen.

Das sowohl stationär (Abb. 5.4) um einiges geringer notwendige Lenkmoment $M_{\delta,stat}$ für die Kurvenfahrt mit gleichem Radius, als auch der bei Slalomfahrt (Abb. 5.6) um einiges höhere Verstärkungsfaktor $V_{M_\delta \to r}$ beim E-Scooter in Ausgangskonfiguration (ES(A) 50% N) lässt nach obiger Erläuterung im Vergleich zum Trekking Rad TR auf ein wenig gutmütiges und „zu“ agiles Fahrverhalten schließen. Eine kleine Störung (z.B. Unebenheit) bzw. eine kleine Lenkmomenteneingabe (gewünscht oder eben unerwünscht) führt beim E-Scooter zu einer größeren Änderung des Fahrzustandes, im betrachteten Fall einer Gierbewegung. Es würde sich auch mit [3] decken, wonach, wie in Kap. 1.1 erwähnt, E-Scooter Fahrer_innen als Ursa-

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

chen für einen Kontrollverlust die Fahrbahnbeschaffenheit bzw. Unerfahrenheit angaben. Beides lässt auf die geschilderte Problematik schließen (kleine Unebenheiten bzw. kleines Lenkmoment als Störung). Auch die Beobachtung beim Abbiegeverhalten, [3], dass der Lenker zum Handzeichen geben nicht losgelassen werden möchte, lässt sich damit erklären. Für genauere Aussagen sollten, wie eingangs erwähnt, ein komplexeres Modell sowie ein Fahrerregler berücksichtigt werden.

Erkenntnisse aus den Parametervariationen am E-Scooter

Um nun das Fahrverhalten des E-Scooters in Richtung des Trekking Rads „abzustimmen", wurden folgende Parametervariationen durchgeführt, siehe vergleichend deren Auswirkungen in den Stabilitätskarten Abb. 5.2, und sind in Abb. 5.4 und Abb. 5.6 eingezeichnet:
Wie anhand (5.30), sowie in Kap. 5.3.3 erläutert, soll der Fokus auf der Variation der Lenkachsposition und des Nachlaufs gelegt werden. Während eine Nachlaufverringerung beim E-Scooter bei gleichzeitiger Nachlaufversatzerhöhung in der Stabilitätskarte Abb. 5.2 nach der gewünschten Richtung ausgesehen hat, da die Eigenwertverläufe damit ähnlicher zu denen des Trekking Rads wurden, ist in Abb. 5.4 und Abb. 5.6 (und auch aus (5.30)) erkennbar, dass mit ES(C1) 50% N insgesamt betrachtet das Fahrverhalten noch empfindlicher auf Lenkeingaben wird, nämlich aufgrund eines kleineres Lenkmoments $M_{\delta,stat}$ bzw. höheren Verstärkungsfaktors $V_{M_\delta \to r}$. Daher ist eher eine Vergrößerung des Nachlaufs erwünscht. Dies führt mit ES(C2) 50% N zwar zu dem gewünschten Effekt der Lenkmomentensteigerung in Abb. 5.4 bzw. Verringerung des Verstärkungsfaktors in Abb. 5.6, aber andererseits zu einem Destabilisieren des Weave Modes und damit zu einem zu höheren Geschwindigkeiten verschobenen autostabilen Bereich, siehe Abb. 5.2, was ebenfalls nicht erwünscht ist. Auch in (5.30) wird nur der Ausdruck $m_T\ x_T\ t_c$ vergrößert, während $m_H\ e_H\ l$ verringert wird. In bestem Falle sollten beiden Terme vergrößert werden. Dies ist nur durch eine Vergrößerung des Vorderradradius r_1 und/oder Erhöhung der Lenkachsneigung ε möglich. Das ist auch der große Vorteil des Trekking Rads: Aufgrund des vergleichsweise viel größeren Vorderraddurchmessers, Tab. 5.1, sind die Faktoren in (5.30) um einiges größer als beim E-Scooter in Ausgangskonfiguration und ist der Hauptgrund für das gutmütigere Fahrverhalten des Trekking Rads, sowohl $M_{\delta,stat}$ in Abb. 5.3 und Abb. 5.4, als auch den Verstärkungsfaktor bei Slalomfahrt in Abb. 5.6 betreffend. Es ist daher zielführend bei der Auslegung eines E-Scooters den Vorderraddurchmesser so groß wie möglich zu gestalten, sowie die Lenkachsneigung zu erhöhen. Daher ist in Abb. 5.4 und Abb. 5.6 auch der E-Scooter in modifizierter Ausführung (ES(M) 50% N) dargestellt. Wie bereits in Kap. 5.3.3 erwähnt, wurde dabei die Lenkachslage so festgelegt, dass sowohl der Nachlauf t_c als auch -versatz t_1 und damit e_H vergrößert werden konnten. Dies führt im Vergleich zur Ausgangskonfiguration (ES(A) 50% N) zu einem verbesserten Lenkverhalten: Das stationäre Lenkmoment $M_{\delta,stat}$ konnte damit bei gleichem

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

Kurvenradius über dem relevanten Geschwindigkeitsbereich bis 25 km/h in etwa verdoppelt, Abb. 5.4, und der Verstärkungsfaktor $V_{M_\delta \to r}$ bei Slalomfahrt ebenfalls verkleinert werden, Abb. 5.6. Hingegen wurde die Stabilitätskarte, nur minimal „verschlechtert", Abb. 5.2. Der Start des autostabilen Bereichs hat sich nur um 2 km/h, nämlich auf 17.5 km/h verschoben, beginnt damit immer noch früher als beim Trekking Rad. Der Realteil des Weave Modes hat sich im niedrigen Geschwindigkeitsbereich dabei nur minimal erhöht.

Der Einfluss der Standposition und des Perzentils auf das Lenkmoment fällt (im betrachteten Ausmaß) im Vergleich zu dem bei Änderung der Lenkgeometrie gering aus und wird nicht dargestellt. Während die Änderung der Fahrermasse (Perzentil) eine aufgrund der Massenänderung entsprechende Änderung des Lenkmoments zur Folge hat, bewirkt die hintere Standposition im Vergleich zu neutralen nach (5.30) aufgrund des Ausdrucks $m_T\, x_T\, t_c$ ein etwas kleineres stationäres Lenkmoment. Es ist daher eher die neutrale Standposition N gegenüber H zu bevorzugen.

Phasenverschiebung bei Slalomfahrt

Abb. 5.6 unten zeigt die Phasenverschiebung $\phi_{M_\delta \to r}$ nach (5.32) zwischen Aus- und Eingangsschwingung, also zwischen r und M_δ. Im Beispiel in Abb. 5.5 ist dies anhand des Zeitabstands bei Vergleich der aufsteigenden Nulldurchgänge von Ein- (t_{M_δ}) und Ausgangsgröße (t_r) erkennbar. Eine negative Phasenverschiebung bedeutet dabei ein Nacheilen der Ausgangsgröße.
Alle betrachteten Fahrzeuge in Abb. 5.6 unten haben gemeinsam, dass für niedrige Geschwindigkeiten u (und damit geringeren Lenkfrequenzen) die Phasenverschiebung nahe -180° ist, begründet durch den oben beschriebenen „countersteering"-Effekt. Bei dem betrachteten Pylonenabstand von 3.5 m wandert für alle betrachteten Fahrzeuge die Phasenverschiebung bei Erhöhung der Geschwindigkeit zu betragsmäßig geringeren Werten. Beim E-Scooter in allen eingezeichneten Konfigurationen geschieht dies bereits bei niedrigeren Geschwindigkeiten als beim Trekking Rad. Auch dies lässt auf die Problematik beim E-Scooter im Vergleich zum Trekking Rad schließen, nämlich der zwar schnellen Reaktion auf Lenkeingaben, aber des eventuell „zu" agilen Fahrverhaltens. Auch hier bringt der modifizierte E-Scooter (ES(M) 50% N) eine Verbesserung im Vergleich zur Ausgangskonfiguration (ES(A) 50% N).

Für weitergehende Analysen, sowohl die Phasenverschiebung als auch das Lenkmoment generell betreffend, müssten komplexere Reifenmodelle verwendet werden, wie beispielsweise in [17, 18], mit welchem Reifenschlupf sowie Rückstellmomente zufolge Schubspannungen im Reifenlatsch abgebildet werden können.

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

5.5 Zusammenfassung Lateraldynamik

Um die Beherrschbarkeit eines E-Scooters zu betrachten wurde von einem verhältnismäßig einfachen und in der Literatur oft verwendeten Modell für einspurige Fahrzeuge ausgegangen, dem Carvallo-Whipple Fahrradmodell. Dieses beschreibt wesentliche Zusammenhänge des im Allgemeinen komplexen lateraldynamischen Fahrverhaltens einspuriger Fahrzeuge und kommt dabei mit verhältnismäßig wenigen Parametern aus, was in dieser Arbeit aufgrund gering vorhandener E-Scooter-Daten erwünscht ist. Weiters, je einfacher das Modell, also je weniger spezifische Parameter dieses benötigt, desto allgemeiner gültig ist es für verschiedene E-Scooter.

Es konnten bezüglich der Beherrschbarkeit eines E-Scooters sowohl Gemeinsamkeiten als auch Unterschiede im Vergleich zum Trekking Rad festgestellt werden: Gemäß der vorliegenden Modellierung kann ein E-Scooter ebenfalls ein selbststabiles Fahrverhalten aufweisen, wie es auch von einem Fahrrad bekannt ist. Andererseits wurde ein signifikant empfindlicheres Fahrverhalten beim E-Scooter gegenüber Lenkmomenteingaben gefunden, was als größere Störanfälligkeit des E-Scooters im Vergleich zum Fahrrad interpretiert werden kann; Fahrbahnunebenheiten, Seitenwind sowie falsche Lenkeingaben der Fahrer_in (z.B. aufgrund Unachtsamkeit, oder Unerfahrenheit) können viel leichter zu einem schwer kontrollierbaren Fahrverhalten führen als auf einem Fahrrad. Mit dem störanfälligeren Verhalten des E-Scooters kann auch das Handzeichen Geben erschwert werden, da ein Loslassen des Lenkers mit einer Hand erschwert wird.
Der Hauptgrund für dieses empfindlichere Fahrverhalten hängt mit dem viel kleineren Vorderrad des E-Scooters und hauptsächlich dem damit verbundenen geringeren Nachlauf, sowie auch dem kleineren Nachlaufversatz im Vergleich zum Trekking Rad zusammen.
Abhilfe kann daher eine Vergrößerung des Vorderraddurchmessers mit gleichzeitiger Erhöhung der Lenkachsneigung bieten, um Nachlauf und Nachlaufversatz gleichzeitig zu erhöhen. Dies wurde mit der bereits in Kap. 3 und 4 gezeigten Modifikation ES(M) erreicht. Es konnte damit zwar nicht die Gutmütigkeit eines Trekking Rads erreicht, aber die Ausgangskonfiguration des E-Scooters in Bezug auf die Störanfälligkeit verbessert werden.

Im Vergleich zur Lenkgeometrie ist der Einfluss der Standposition und der Körpermasse (Perzentil) gering. Insgesamt kann in Bezug auf die Lateraldynamik eine mittlere Standposition am E-Scooter empfohlen werden.

Zu den in diesem Kapitel gelangten Ergebnissen ist zu berücksichtigen, dass, wie erwähnt, ein einfaches Fahrzeugmodell verwendet wurde, welches einige Idealisierungen mit sich bringt. Weiters wurde dieses Modell zwar für das Fahrrad und Motorrad bereits mehrfach 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

aber für einen E-Scooter (nach Wissensstand beim Verfassen der Arbeit) noch nicht.[3] Vor allem im Vergleich zur auf einem Sattel sitzenden Position beim Fahrrad (oder Motorrad) ist beim E-Scooter aufgrund der stehenden eine weitaus weniger stabile Verbindung der Fahrer_in mit dem Hinterrahmen gegeben. Die Modellierung als starre Verbindung müsste für zukünftige Untersuchungen bei der Modellbildung daher kritisch hinterfragt 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 WIEN Your knowledge hub

[3] Inzwischen sind unter Mitwirkung des Autors am Institut Fahrversuche mit E-Scootern durchgeführt worden. Erste Ergebnisse sind in [26] enthalten.

6 Zusammenfassung und Ausblick

Aufgrund der starken Zunahme der Anzahl an E-Scootern in den vergangenen Jahren, sowie der gering vorhandenen wissenschaftlichen Literatur bezüglich deren Fahrverhaltens, wurde diese Arbeit in Angriff genommen, um anhand von Simulationsmodellen Aussagen zum Fahrverhalten von E-Scootern, vor allem im Vergleich zu Fahrrädern, zu machen. Ziel war die fundierte Analyse und Beschreibung der Fahrdynamik von E-Scootern. Untersucht wurden dafür drei Bereiche:

- die Longitudinaldynamik, im Speziellen das Bremsverhalten,
- die Überfahrt über eine Fahrbahnstufe, sowie
- die Lateraldynamik zur Analyse der Beherrschbarkeit.

Das Modell für das Bremsverhalten sowie das für die Lateraldynamik stammen beide aus der vorhandenen Literatur zu einspurigen Fahrzeugen. Das Modell für die Stufenüberfahrt wurde mithilfe der Stoßtheorie selbst erstellt. Die für diese Modelle notwendigen massegeometrischen Parameter wurden mithilfe einer Nachbildung eines E-Scooters, bestehend aus geometrisch einfachen Körpern, bestimmt. Die Modellierung des Körpers der menschlichen Fahrer_in basiert ebenfalls auf einfachen Körpern, nämlich auf dem Hanavan Modell [5]. Es wurden verschiedene Körpergrößen und -massen erwachsener Personen (von 166 cm mit 60 kg bis 186 cm mit 91 kg) und zwei unterschiedliche Standpositionen der Fahrer_in am E-Scooter, nämlich eine neutrale in der Mitte und eine im hinteren Bereich des Trittbretts, berücksichtigt. Das für Vergleiche verwendete Fahrradmodell eines Trekking Rads konnte aus vorangegangenen Diplomarbeiten am Institut übernommen werden.
Für jede Fahrsituation wurden Bewertungskriterien zur Fahr- und Verkehrssicherheit definiert, und anhand von Simulationsstudien einerseits Unterschiede und Gemeinsamkeiten von E-Scootern und Fahrrädern herausgearbeitet, sowie andererseits der Einfluss der Fahrer_in (Masse, Standposition) sowie konstruktiver Merkmale des E-Scooters (Laufradgröße, Lenkgeometrie, etc.) untersucht. Aufbauend auf den erzielten Ergebnissen konnten Empfehlungen für die Fahrer_in zur Beherrschung eines E-Scooters, sowie Vorschläge für konstruktive Anpassungen am E-Scooter zur Erhöhung der Fahr- und Verkehrssicherheit erarbeitet werden, welche im Folgenden nochmals zusammengefasst werden.

Zur Analyse des Bremsverhaltens wurden verschiedene Bremsstrategien betrachtet und dabei die erreichbaren Verzögerungen bei unterschiedlichen Fahrbahnbedingungen (geringe und

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

hohe Kraftschlusswerte) untersucht. Außerdem wurde der Einfluss der Standpositionen am E-Scooter analysiert, welche im Vergleich zum Fahrrad weitaus variabler sind.
Bei reiner Hinterradbremsung sind, selbst bei Wahl einer hinteren Standposition am E-Scooter, aufgrund der mit der Verzögerung steigenden dynamischen Radlastverschiebung vom Hinter- zum Vorderrad, die erreichbaren Verzögerungen zu gering für den Straßenverkehr. Dies zeigte sich im Übrigen auch beim Trekking Rad. Daher ist es notwendig, dass zusätzlich das Vorderrad gebremst wird, um für E-Scooter größtmögliche Verzögerungen zu erreichen. Bei Überbremsen des Vorderrads besteht jedoch besondere Sturzgefahr, einerseits durch (seitliches) Wegrutschen vor allem bei rutschiger (nasser) Fahrbahn, sowie andererseits das Überschlagen nach vorne (komplette Entlastung des Hinterrads) auf griffiger (trockener) Fahrbahn. Dies wird für E-Scooter verstärkt aufgrund des im Vergleich zum Trekking Rad hohen Schwerpunkts in Relation zum Radstand, und macht eine Begrenzung der Vorderradbremskraft beim E-Scooter schon fast erforderlich. Die begrenzte Rekuperationswirkung des Vorderrad-Nabenmotors könnte demnach genutzt werden, um die Vorderradbremskraft abhängig von der am Hinterrad aufgebrachten automatisch einzustellen. Für eine Berücksichtigung verschiedener Fahrer_innen müsste diese jedoch abhängig von deren Masse und Standposition angepasst werden.
Insgesamt, vor allem bei begrenzter Vorderradbremskraft, wird eine hintere Standposition empfohlen, um eine höhere dynamische „Radlastreserve“ (größere Hinterrad-Aufstandskraft) für das Bremsen zu haben. Diese kann von vornherein erhöht werden, indem konstruktive Parameter am E-Scooter verändert werden, um die Fahrer_in zum weiter hinten (in Relation zum Vorderrad) Stehen zu zwingen.
Eine Kombination von Maßnahmen, nämlich der Vergrößerung der Lenkachsneigung (von 14 auf 19°), der Erhöhung des Radstands (von 832 auf 937 mm), sowie eine Vorderradbremskraftbegrenzung von 200 N hat bei Betrachtung einer durchschnittlichen Fahrer_in (176 cm, 73 kg) in hinterer Standposition eine Vorderrad-blockier- und überschlag-sichere Bremsanlage mit für den Straßenverkehr empfohlenen erreichbaren Verzögerungen von knapp über 4 m/s² im Trockenen ergeben.

Mithilfe der Stoßtheorie wurde unter der Annahme starrer Körper das Auftreffen des Vorderrads auf eine inertialfeste Fahrbahnstufe als Verhakungsstoß modelliert und mittels analytisch gelöster Gleichungen beschrieben, wobei unterschiedliche Stufenhöhen betrachtet wurden. Dabei zeigt sich, dass die Wirkungslinie des Stoßantriebs im Kontaktpunkt zwischen Fahrbahnstufe und Vorderrad, sowie in weiter Folge zwischen Vorderradachse und „restlichem“ starren Körper (bestehend aus Fahrer_in plus E-Scooter exklusive Vorderrad) aufgrund der vergleichsweise geringen Vorderradmasse annähernd mit der Stoßnormalenrichtung zusammenfällt. Weiters konnte gezeigt werden, dass der Normalabstand zwischen dieser Wirkungslinie und dem Schwerpunkt des „restlichen“ Körpers für dessen Drehrichtungsten-

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

denz unmittelbar nach dem Stoß verantwortlich ist: Bei Erreichen der in dieser Arbeit als „kritische“ Stufenhöhe bezeichneten Höhe der Fahrbahnstufe wird dieser Normalabstand Null und es findet eine Umkehr der Drehrichtungstendenz statt. Für entsprechend größere Stufenhöhen herrscht sodann die Gefahr des nach vorne Überschlagens. Der E-Scooter hat hierbei im Vergleich zum Trekking Rad einen entscheidenden Nachteil: Der kleinere Vorderraddurchmesser bedeutet nämlich, dass bei gleicher Stufenhöhe ein größerer Winkel der Stoßnormalen zur Senkrechten vorhanden ist. In weiterer Folge findet bereits bei kleinerer Stufenhöhe die oben beschriebene Drehrichtungsumkehr statt. Konkret bedeutet dies, dass aufgrund des etwa dreimal kleineren Vorderraddurchmessers des E-Scooters (von 231 mm) die kritische Stufenhöhe bei mittlerer Standposition und durchschnittlicher Fahrer_in bereits bei 11.5 mm erreicht ist, während sie beim Trekking Rad knapp 100 mm beträgt. Zu diesen Zahlenwerten sei angemerkt, dass es sich zufolge der Modellierung von E-Scooter samt Fahrer_in als starre Körper um eine konservative Abschätzung handelt.
Mithilfe einer Vergrößerung des Vorderraddurchmessers um etwa ein Drittel sowie der beim Bremsen beschriebenen konstruktiven Veränderungen am E-Scooter, welche dazu beitragen, dass die Fahrer_in relativ zum Vorderrad zum weiter hinten Stehen gezwungen wird und dadurch oben beschriebenen Normalabstand vergrößert, konnte bei hinterer Standposition die kritische Stufenhöhe in etwa verdreifacht werden.

Zur Analyse der Beherrschbarkeit wurde das aus der Literatur bekannte Carvallo-Whipple Fahrradmodell auf den E-Scooter angewandt. Bei Untersuchung des Stabilitätsverhaltens der Geradeausfahrt konnte gezeigt werden, dass auch der E-Scooter einen autostabilen Geschwindigkeitsbereich aufweist, innerhalb dessen kleinere Störungen der Geradeausfahrt selbstständig, also ohne Korrekturen durch die Fahrer_in abklingen. Für den E-Scooter beginnt dieser Bereich bei einer etwas niedrigeren Geschwindigkeit, nämlich ca. 16 km/h (bei Betrachtung einer mittleren Standposition einer durchschnittlichen Fahrer_in) im Vergleich zum Trekking Rad (20 km/h). Der größte Unterschied hinsichtlich der Eigenmoden ist, dass der Weave Mode sich beim E-Scooter ab ca. 23 km/h in zwei reelle Äste aufspaltet und somit keinen schwingenden Mode mehr darstellt, während der Weave Mode beim Trekking Rad für höhere Geschwindigkeiten schwingend bleibt.
Weiters wurde die Reaktion des Fahrzeugs bei Aufbringung eines Lenkmoments betrachtet, wobei die Fahrer_in dabei als „open-loop“ (keine regelnden Lenkeingriffe) modelliert wurde. Sowohl bei Betrachtung eines Lenkmomentensprungs mit anschließender stationärer Kreisfahrt als auch bei Slalomfahrt konnte gezeigt werden, dass der E-Scooter dabei ein vergleichsweise sensibles Lenkverhalten aufweist: Das für eine Kreisfahrt mit einem bestimmten Radius notwendige stationäre Lenkmoment ist nämlich beim E-Scooter (innerhalb dessen relevanten Geschwindigkeitsbereichs zwischen 0 und 25 km/h) etwa nur ein Viertel von dem beim Trekking Rad. Weiters ist bei Slalomfahrt mit einem (fiktiven) Pylonenabstand von

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 m die Fahrzeugreaktion, repräsentiert durch die Amplitude der Gierwinkelgeschwindigkeit, bei gleicher Lenkmomentenamplitude beim E-Scooter signifikant höher (bei 14 km/h Faktor 4.5 bzw. 25 km/h Faktor 1.5). Dies lässt auf eine größere Störanfälligkeit und damit schwerere Kontrollierbarkeit des E-Scooters im Vergleich zum Trekking Rad schließen. Als Hauptursache dafür wurde das kleinere Vorderrad ausgemacht, denn bei kleinerem Vorderraddurchmesser ist (bei gleicher Lenkachsneigung) ein kleinerer Bereich vorhanden, um einen positiven Nachlauf bei gleichzeitigem positiven Nachlaufversatz zu generieren, welche für ein gutmütigeres Fahrverhalten vergrößert werden müssten.
Mithilfe der oben genannten konstruktiven Veränderungen am E-Scooter, nämlich vor allem dem größeren Vorderraddurchmesser und weiters der erhöhten Lenkachsneigung, konnten im Vergleich zur Ausgangskonfiguration sowohl Nachlauf (von 28 auf 36 mm) als auch Nachlaufversatz (von 0 auf 14 mm) vergrößert und damit die Störanfälligkeit verringert werden, ohne dabei das Stabilitätsverhalten stark zu beeinflussen. Weiters wird eine mittlere Standposition der Fahrer_in auf dem E-Scooter empfohlen.

Ausblick

Diese Arbeit kann als Grundlage für weitere Untersuchungen des Fahrverhaltens von E-Scootern dienen. Als erster Schritt sollten die simulationsgestützten Analysen zum Fahrverhalten mittels Fahrversuchen validiert werden; andererseits sind Vermessungen aktueller E-Scooter notwendig, um die mittels einfacher Körper bestimmten Fahrzeugparameter auf deren Richtigkeit zu überprüfen. Beides wird aktuell am Institut durchgeführt; siehe [26] für erste Ergebnisse.
In weiterer Folge würden komplexere Modelle detailliertere Aussagen zum Fahrverhalten liefern können. Im Speziellen sind vor allem Parameter für ein Reifenmodell, welches auch den Radschlupf in Längs- und Querrichtung berücksichtigt, notwendig, um den Reifen-Fahrbahn-Kontakt beim Bremsen sowie bei lateraldynamischen Manövern detaillierter abbilden zu können.
Ein weiteres Thema ist die Berücksichtigung von Elastizitäten, vor allem bei der Analyse der Überrollfähigkeit. Hierbei könnte im Speziellen die Einbeziehung eines gefederten Fahrwerks sowie von Reifenelastizitäten detailliertere Ergebnisse liefern.
Lateraldynamische Simulationen blieben weitgehend auf den autostabilen Geschwindigkeitsbereich beschränkt. Mithilfe von Fahrerreglern könnten detailliertere Aussagen über das Lenkverhalten und die Beherrschbarkeit erzielt werden. Ebenso könnte die Berücksichtigung weiterer Freiheitsgrade, zum Beispiel eine Neigung des Fahrerkörpers zum Trittbrett, oder eine Berücksichtigung der Armbewegungen beim Lenken, weitere Erkenntnisse für das lateraldynamische Verhalten liefern.

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

Abb. 1.1: Xiaomi Mi M365, aus [24] ... 5

Abb. 2.1: MKS-Modell des E-Scooters; Abmessungen und Bezeichnungen in aufrechter Nominallage ... 8

Abb. 2.2: Ausgelenkte Lage des MKS-Modells des E-Scooters ... 9

Abb. 2.3: Massenmodell des E-Scooters, aufgebaut aus geometrisch einfachen Körpern ... 11

Abb. 2.4: Original Hanavan Modell, aus [5] ... 13

Abb. 2.5: a) Hintere (H) und b) Neutrale (N) Standposition der Fahrer_in „h“ auf dem E-Scooter ... 14

Abb. 3.1: Modell des E-Scooters samt Fahrer_in für das Bremsverhalten inkl. Abmessungen ... 19

Abb. 3.2: Für das Bremsen relevante Parameter aller gezeigten Konfigurationen am E-Scooter (ES) sowie des Trekking Rads (TR) ... 22

Abb. 3.3: Vorder- und Hinterradbremsung: Erreichbare Verzögerungen bzw. Bremswege abhängig vom Kraftschlusswert für diverse Konfigurationen am E-Scooter (ES) und das Trekking Rad (TR) ... 24

Abb. 3.4: Bremskraftdiagramm für das 50% Perzentil in unterschiedlichen Standpositionen auf dem E-Scooter in Ausgangs- (ES(A)) und modifizierter Geometrie (ES(M)) ... 29

Abb. 4.1: Modell des E-Scooters samt Fahrer_in für den Stoß gegen eine Stufe: Abmessungen und Bewegungszustand unmittelbar vor dem Stoß ... 35

Abb. 4.2: Modell des E-Scooters samt Fahrer_in für den Stoß gegen eine Stufe: a) Bewegungszustand unmittelbar nach dem Stoß, b) Situation während des Stoßes: frei geschnittenes Vorderrad und Stoßantriebe; kein Stoßantrieb zwischen Hinterrad und Fahrbahn, siehe Kap. 4.3.2 ... 38

Abb. 4.3: Schwerpunktgeschwindigkeit des Vorderrads „1“ und Winkelgeschwindigkeit des Körpers „e“ unmittelbar nach dem Stoß des E-Scooters in Ausgangskonfiguration (ES(A) 50% N) ... 41

Abb. 4.4: Für den Stoß gegen eine Fahrbahnstufe relevante Parameter diverser betrachteten Konfigurationen am E-Scooter (ES) sowie des Trekking Rads (TR) ... 44

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

Abb. 4.5: Winkelgeschwindigkeit des Körpers „e“ unmittelbar nach dem Stoß der betrachteten E-Scooter (ES) Konfigurationen und des Trekking Rads (TR) 45
Abb. 4.6: Stoßantrieb zwischen Stufe und Rad in Stoßnormalenrichtung, sowie Schwerpunkt-Längsgeschwindigkeit des Körpers „e“ unmittelbar nach dem Stoß für den E-Scooter in Ausgangs- (ES(A)) und modifizierter Geometrie (ES(M)) und das Trekking Rad (TR) 48
Abb. 5.1: Stabilitätskarte des E-Scooters in Ausgangskonfiguration (ES(A) 50% N) und des Trekking Rads (TR) im Vergleich 57
Abb. 5.2: Stabilitätskarte diverser Konfigurationen am E-Scooter 60
Abb. 5.3: Zeitliche Verläufe der Gierwinkelgeschwindigkeit bei Lenkmomentensprung beim E-Scooter in Ausgangskonfiguration (ES(A) 50% N) und beim Trekking Rad (TR) 64
Abb. 5.4: Stationäres Lenkmoment abhängig von der Geschwindigkeit für den E-Scooter (ES) in verschiedenen Konfigurationen und das Trekking Rad (TR) bei einem Kreisbahnradius von 10 m 66
Abb. 5.5: Slalomfahrt bei 6 m/s, betrachtet im Zeitbereich für den E-Scooter in Ausgangskonfiguration (ES(A) 50% N) und das Trekking Rad (TR) 67
Abb. 5.6: Verstärkungsfaktor (oben) und Phasenverschiebung (unten) über der Geschwindigkeit bei Slalomfahrt bei einem Pylonenabstand von 3.5 m für den E-Scooter (ES) in verschiedenen Konfigurationen und das Trekking Rad (TR) 69

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

Tab. 2.1: Notation für die in der Arbeit verwendeten Parametervariationen am E-Scooter 17
Tab. 5.1: Parameter des E-Scooters in Ausgangskonfiguration (ES(A) 50% N) und des Trekking Rads (TR) für das Lateraldynamik Modell 56

Tab. A.1: Segmentwinkel (zur Senkrechten) des Hanavan Fahrerkörpers für die beiden Standpositionen der Fahrer_in am E-Scooter VII
Tab. A.2: Zusammengefasste, für den E-Scooter relevante, Fahrerdaten für die betrachteten Standpositionen sowie verwendeten Perzentile VII
Tab. A.3: Geometrie und Massen der einzelnen Segmente, siehe [5], für das Hanavan Modell VIII
Tab. A.4: Schwerpunktlagen aller Segmente für das Hanavan Modell, dargestellt im F-System, für die betrachteten Standpositionen am E-Scooter und Perzentile IX
Tab. B.1: Wichtige geometrische Abmessungen des E-Scooter Modells X
Tab. B.2: Parameter der Einzelkörper des Massenmodells des E-Scooters XI
Tab. B.3: Parameter der Baugruppen des E-Scooters inkl. 50% N Fahrer_in XII
Tab. C.1: Segmentwinkel (zur Senkrechten) der auf dem Trekking Rad sitzenden Fahrer_in, abgebildet durch das 50% Perzentil des Hanavan Modells XIII
Tab. C.2: Parameter für das Trekking Rad inkl. Fahrer_in XIV

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 WIEN Bibliothek Your knowledge hub

Literaturverzeichnis

[1] A. Gibson: Self Propelled Vehicle. Patent-Nr. US1192514A, USA, 25. Juli 1916.

[2] https://www.patentamt.at/alle-news/news-detail/artikel/die-geschichte-des-elektro-scooters/, Stand vom Dezember 2020.

[3] E. Mayer, J. Breuss, K. Robatsch, V. Zuser und A. Kaltenegger: E-Scooter: Auswirkungen des Trends auf die Verkehrssicherheit. Zeitschrift für Verkehrsrecht, Seiten 417-424, Dezember 2019.

[4] Österreichische Straßenverkehrsordnung, § 88b StVO ff idgF.

[5] E. Hanavan: A mathematical model of the human body, AMRL-TR-64-102, AD-608-463. Aerospace Medical Research Laoratories, Wright-Patterson Air Force Base, Ohio, 1964.

[6] H. Parkus: Mechanik fester Körper. Springer Verlag, Wien, 2005.

[7] P. Lugner: Mechanik 2. Vorlesungsskriptum, Institut für Mechanik und Mechatronik E325, TU Wien, 2009.

[8] V. Cossalter: Rectilinear Motion of Motorcycles. Motorcycle Dynamics, Lulu Verlag, 2. Auflage, Raleigh, North Carolina, 2006.

[9] V. Cossalter, R. Lot und F. Maggio: On the Braking Behaviour of Motorcycles. SAE Transactions, Vol. 113, Section 6, Seiten 1274-1280, 2004.

[10] H. Pacejka: Tyre and Vehicle Dynamics. Butterworth Heinemann, Oxford, 2002.

[11] J. Meijaard, J. Papadopoulos, A. Ruina und A. Schwab: Linearized dynamics equations for the balance and steer of a bicycle: a benchmark and review. Proc. R. Soc. A, Vol. 463, Nr. 2084, Seiten 1955-1982, 2007.

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 WIEN Your knowledge hub

[12] D. Limbeer und R. Sharp: Bicycles, Motorcycles, and Models. IEEE Control Systems Magazine, Vol. 26, Nr. 5, Seiten 34-61, 2006.

[13] J. Kooijman und A. Schwab: A review on bicycle and motorcycle rider control with a perspective on handling qualities. Vehicle System Dynamics, Vol. 51, Nr. 11, Seiten 1722-1764, 2013.

[14] A. Schwab, J. Meijaard und J. D. Kooijman: Lateral dynamics of a bicycle with a passive rider model: stability an controllability. Vehicle System Dynamics, Vol. 50, No. 8, Seiten 1209-1224, 2012.

[15] V. Cossalter: Motorcycle Maneuverability and Handling. Motorcycle Dynamics, Lulu Verlag, 2. Auflage, Raleigh, North Carolina, 2006.

[16] A. Schwab und J. Meijaard: A review on bicycle dynamics and rider control. Vehicle System Dynamics, Vol. 51, Nr. 7, Seiten 1059-1090, 2013.

[17] C. Ott: Untersuchung des Wobble-Modes bei Fahrrädern - Theorie und Fahrversuch. Diplomarbeit, TU Wien, 2011.

[18] F. Klinger: Theoretische Untersuchungen zum High-Speed-Wobble-Phänomen bei Rennrädern. Diplomarbeit, TU Wien, 2013.

[19] M. Haudum: Entwurf und Simulation eines Fahrermodells zum Lenken und Stabilisieren von Fahrrädern. Diplomarbeit, TU Wien, 2012.

[20] W. Müller: Modellbildung und querdynamische Untersuchung eines Fahrrades. Diplomarbeit, TU Wien, 2011.

[21] M. Plöchl, J. Edelmann, B. Angrosch und C. Ott: On the wobble mode of a bicycle. Vehicle System Dynamics, Vol. 50, Nr. 3, Seiten 415-429, 2012.

[22] J. Nusime, F. Klinger, J. Edelmann, G. Magnani und M. Plöchl: Some Considerations on Modelling Bicycle Wobble at High Speed. Symposium on the Dynamics ond Control of Single Track Vehicles, Narashino, Japan, 11. - 13. November 2013.

[23] B. Angrosch: Fahrradstabilität unter besonderer Berücksichtigung des Lenkungsflatterns. Diplomarbeit, TU Wien, 2010.

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 WIEN Your knowledge hub

[24] https://www.mi.com/global/mi-electric-scooter, Stand vom Februar 2020.

[25] https://asset.conrad.com/media10/add/160267/c1/-/de/001881252ML01/bedienungsanleitung-1881252-xiaomi-m365-e-scooter-schwarz-lithium-36-v-77-ah-strassenzulassung-nein.pdf, Stand vom Februar 2020.

[26] F. Klinger, M. Klinger, J. Edelmann und M. Plöchl: Electric Scooter Dynamics - From a Vehicle Safety Perspective. Proc IAVSD 2021, St. Petersburg, Russland, 17. - 19. August, (2021); 10 Seiten (im Review Prozess).

[27] M. Plöchl: Grundlagen der Mehrkörpersystemdynamik. Vorlesungsskriptum, Institut für Mechanik und Mechatronik E325, TU Wien, 2018.

[28] M. Plöchl, K. Endlicher und P. Lugner: Grundlagen der Fahrzeugdynamik. Vorlesungsskriptum, Institut für Mechanik und Mechatronik E325, TU Wien, 2017.

[29] Österreichische Fahrradverordnung, § 1 FahrradV Abs. 1 Z. 1 idgF.

[30] G. Rill und T. Schaeffer: Grundlagen und Methodik der Mehrkörpersimulation: Vertieft in Matlab-Beispielen, Übungen und Anwendungen. Springer Verlag, 3. Auflage, Wiesbaden, 2017.

[31] J. Moore: Human Control of a Bicycle. Dissertation, University of California, 2012.

[32] J. Lunze: Regelungstechnik 1. Springer Verlag, 11. Auflage, Berlin, 2016.

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

Anhang

A Fahrerdaten

Bezeichnung	Symb.	Wert		Einh.
Standposition		H	N	
Segmentwinkel				
Kopf	χ_1	0.0	0.0	°
Oberkörper	χ_2	0.0	0.0	°
Unterkörper 1	χ_3	0.0	0.0	°
Unterkörper 2	χ_4	0.0	0.0	°
Hände	$\chi_5 = \chi_6$	47.4	62.1	°
Oberarme	$\chi_7 = \chi_8$	40.0	-3.5	°
Unterarme	$\chi_9 = \chi_{10}$	47.4	62.1	°
Oberschenkel	$\chi_{11} = \chi_{12}$	0.0	0.0	°
Unterschenkel	$\chi_{13} = \chi_{14}$	0.0	0.0	°
Füße	$\chi_{15} = \chi_{16}$	90.0	90.0	°

Tab. A.1: Segmentwinkel (zur Senkrechten) des Hanavan Fahrerkörpers für die beiden Standpositionen der Fahrer_in am E-Scooter

Bezeichnung	S	Wert						E
Standposition		H			N			
Perzentil		5%	50%	95%	5%	50%	95%	
Körpergröße		1656	1755	1857	1656	1755	1857	mm
Handpos. horiz.	$x_{hd\|F}$	401.6	426.5	451.5	250.2	268.2	285.9	mm
Masse	m_h	60.101	73.436	91.081	60.101	73.436	91.081	kg
Schwerpunkt-	$x_{h\|F}$	19.7	21.1	22.4	6.4	6.7	7.1	mm
lage	$-z_{h\|F}$	904.0	964.2	1026.8	901.0	961.0	1023.2	mm
Trägheits-	$I_{h\,xx}$	8.7917	12.3508	17.3325	8.7319	12.2614	17.2082	kg m²
momente bzgl.	$I_{h\,yy}$	8.6682	12.1030	16.8599	8.3784	11.6999	16.3031	kg m²
Schwerpunkt	$I_{h\,zz}$	0.9332	1.3902	2.1112	0.7032	1.0766	1.6787	kg m²
	$-I_{h\,xz}$	0.1077	0.1662	0.2299	-0.0033	-0.0001	-0.0007	kg m²

Tab. A.2: Zusammengefasste, für den E-Scooter relevante, Fahrerdaten für die betrachteten Standpositionen sowie verwendeten Perzentile

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

Nr Bezeichnung	Symb.	Wert			Einh.
Perzentil		5%	50%	95%	
1 Kopf	*m*	4.748	5.801	7.195	kg
	l	315.0	317.5	327.7	mm
Ellipsoid	*r*	157.5	158.8	163.8	mm
	rr	86.9	91.0	95.0	mm
2 Oberkörper	*m*	8.602	10.362	12.327	kg
	l	182.9	200.7	205.7	mm
Elliptischer Zylinder	*r*	137.2	152.4	170.2	mm
	rr	93.3	107.3	124.5	mm
3 Unterkörper1	*m*	10.149	12.208	15.105	kg
	l	180.3	198.1	215.9	mm
Elliptischer Zylinder	*r*	153.7	167.6	182.9	mm
	rr	90.8	106.0	123.2	mm
4 Unterkörper2	*m*	10.149	12.208	15.105	kg
	l	180.3	198.1	215.9	mm
Elliptischer Zylinder	*r*	153.7	167.6	182.9	mm
	rr	90.8	106.0	123.2	mm
5 Hand	*m*	0.460	0.535	0.634	kg
	l	86.5	93.8	100.3	mm
Kugel	*r*	43.3	46.9	50.1	mm
	rr	43.3	46.9	50.1	mm
7 Oberarm	*m*	1.742	2.313	3.075	kg
	l	322.6	342.9	365.8	mm
Kreiskegelsegment	*r*	44.1	50.1	58.2	mm
	rr	40.0	44.1	48.5	mm
9 Unterarm	*m*	1.086	1.375	1.759	kg
	l	259.1	276.9	294.6	mm
Kreiskegelsegment	*r*	40.0	44.1	48.5	mm
	rr	25.5	27.5	30.3	mm
11 Oberschenkel	*m*	6.127	7.449	9.197	kg
	l	375.9	383.5	393.7	mm
Kreiskegelsegment	*r*	79.2	90.6	102.3	mm
	rr	53.4	57.8	63.1	mm
13 Unterschenkel	*m*	2.872	3.665	4.720	kg
	l	353.1	383.5	416.6	mm
Kreiskegelsegment	*r*	53.4	57.8	63.1	mm
	rr	32.7	36.0	39.6	mm
15 Fuß	*m*	0.940	1.091	1.289	kg
	l	248.9	266.7	287.0	mm
Kreiskegelsegment	*r*	34.3	36.8	40.6	mm
	rr	22.1	23.7	26.2	mm

Tab. A.3: Geometrie und Massen der einzelnen Segmente, siehe [5], für das Hanavan Modell

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

Nr	Bezeichnung	S	Wert						E
	Standposition		H			N			
	Perzentil		5%	50%	95%	5%	50%	95%	
1	**Kopf**	$x_{\vert F}$	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	mm
		$y_{\vert F}$	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	mm
		$z_{\vert F}$	-1498.6	-1596.4	-1692.9	-1498.6	-1596.4	-1692.9	mm
2	**Oberkörper**	$x_{\vert F}$	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	mm
		$y_{\vert F}$	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	mm
		$z_{\vert F}$	-1249.7	-1337.3	-1426.2	-1249.7	-1337.3	-1426.2	mm
3	**Unterkörper1**	$x_{\vert F}$	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	mm
		$y_{\vert F}$	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	mm
		$z_{\vert F}$	-1068.1	-1137.9	-1215.4	-1068.1	-1137.9	-1215.4	mm
4	**Unterkörper2**	$x_{\vert F}$	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	mm
		$y_{\vert F}$	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	mm
		$z_{\vert F}$	-887.7	-939.8	-999.5	-887.7	-939.8	-999.5	mm
5	**Hand**	$x_{\vert F}$	401.6	426.5	451.5	250.2	268.2	285.9	mm
		$y_{\vert F}$	181.2	202.5	228.4	181.2	202.5	228.4	mm
		$z_{\vert F}$	-879.1	-944.1	-1001.9	-877.6	-943.8	-1002.6	mm
7	**Oberarm**	$x_{\vert F}$	72.0	73.3	73.0	-6.8	-7.0	-6.9	mm
		$y_{\vert F}$	181.2	202.5	228.4	181.2	202.5	228.4	mm
		$z_{\vert F}$	-1211.2	-1300.2	-1383.8	-1185.2	-1273.8	-1357.5	mm
9	**Unterarm**	$x_{\vert F}$	260.5	274.6	289.7	80.8	85.9	91.7	mm
		$y_{\vert F}$	181.2	202.5	228.4	181.2	202.5	228.4	mm
		$z_{\vert F}$	-1008.8	-1083.8	-1150.6	-967.3	-1040.3	-1105.4	mm
11	**Oberschenkel**	$x_{\vert F}$	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	mm
		$y_{\vert F}$	79.2	90.6	102.3	79.2	90.6	102.3	mm
		$z_{\vert F}$	-633.7	-676.7	-725.2	-633.7	-676.7	-725.2	mm
13	**Unterschenkel**	$x_{\vert F}$	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	mm
		$y_{\vert F}$	79.2	90.6	102.3	79.2	90.6	102.3	mm
		$z_{\vert F}$	-272.8	-294.7	-320.7	-272.8	-294.7	-320.7	mm
15	**Fuß**	$x_{\vert F}$	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	mm
		$y_{\vert F}$	79.2	90.6	102.3	79.2	90.6	102.3	mm
		$z_{\vert F}$	-34.3	-36.8	-40.6	-34.3	-36.8	-40.6	mm

Tab. A.4: Schwerpunktlagen aller Segmente für das Hanavan Modell, dargestellt im F-System, für die betrachteten Standpositionen am E-Scooter und Perzentile

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

B E-Scooter Parameter

In Tab. B.1 und Tab. B.2 sind alle Parameter aus welchen das Massenmodell des E-Scooters aufgebaut wurde, aufgelistet; siehe auch Abb. 2.1 sowie Abb. 2.3. Tab. B.3 enthält alle notwendigen Informationen (Massen, Schwerpunktlagen und Trägheitstensoren) der in dieser Arbeit für die Modelle verwendeten Baugruppen für das 50% Perzentil in neutraler Standposition (N). Zum einen sind das die Parameterwerte der Ausgangskonfiguration ES(A), jeweils erste Spalte in den drei Tabellen, zum anderen die der verwendeten Parametervariationen am E-Scooter, weitere Spalten, wobei leer gelassene Einträge bedeuten, dass dieser Parameterwert im Vergleich zur Ausgangsgeometrie ES(A) nicht verändert wurde.
Weitere, in der Arbeit verwendete Konfigurationen, also mit anderen Fahrerparametern (H statt N, bzw. anderes Perzentil), welche in Tab. B.3 nicht gezeigt werden, sind anhand der Fahrerdaten im Anhang A und der Parameter der Einzelkörper aus Tab. B.1 und Tab. B.2 berechenbar.

Bezeichnung	**Symb.**				**Wert**			**E**
ES(X)		A	M	V1	V2	C1	C2	
Radstand	l	832.0	937.0					mm
Hinterrad-DM	$2r_2 = 2a_2$	231.0						mm
Vorderrad-DM	$2r_1 = 2a_1$	231.0	307.2	307.2	459.6			mm
Lenkachsneig.	ε	14.0	19.0					°
Nachlauf	t_c	27.9	36.0			13.9	55.9	mm
Nachlaufversatz	t_1	0.0	14.0	9.2	27.7	14.0	-28.0	mm
Vorbaulänge	e_g	71.0						mm
Griff horiz.	x_g	662.0	674.5			647.5	690.8	mm
Standhöhe	h_{St}	147.0						mm

Tab. B.1: Wichtige geometrische Abmessungen des E-Scooter Modells

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

Bezeichnung	Symb.	Wert						E
ES(X)		A	M	V1	V2	C1	C2	
Hinterrad	**2**							
Masse	m_2	0.800						kg
Breite	b_2	30.0						mm
Schwerpunkt-	x_2	0.0						mm
lage	h_2	115.5						mm
Hauptträgheits-	$I_{2aa} = I_{2cc}$	0.00273						kg m²
momente	I_{2bb}	0.00534						kg m²
Vorderrad	**1**							
Masse	m_1	2.000						kg
Breite	b_1	30.0						mm
Schwerpunkt-	x_1	832.0	937.0					mm
lage	h_1	115.5	153.6	153.6	229.8			mm
Hauptträgheits-	$I_{1aa} = I_{1cc}$	0.00682	0.01195	0.01195	0.02655			kg m²
momente	I_{1bb}	0.01334	0.02359	0.02359	0.05281			kg m²
Trittbrett	**t**							
Masse	m_t	7.000						kg
Länge	a_t	601.0						mm
Breite	b_t	150.0						mm
Höhe	c_t	90.0						mm
Schwerpunkt-	x_t	416.0	521.0					mm
lage	h_t	102.0						mm
Hauptträgheits-	I_{taa}	0.01785						kg m²
momente	I_{tbb}	0.21543						kg m²
	I_{tcc}	0.22383						kg m²
Griffstange	**g**							
Masse	m_g	0.800						kg
Durchmesser	$2a_g$	33.0						mm
Breite	b_g	430.0						mm
SP-Lage	h_g	1091.0						mm
Hauptträgheits-	$I_{gaa} = I_{gcc}$	0.01244						kg m²
momente	I_{gbb}	0.00022						kg m²
Lenkstange	**p**							
Masse	m_p	1.600						kg
Durchmesser	$2a_p$	40.0						mm
Länge	c_p	875.7	898.4					mm
Schwerpunkt-	x_p	699.0	753.6			684.6	727.8	mm
lage	h_p	649.0	643.1					mm
Hauptträgheits-	$I_{paa} = I_{pbb}$	0.10257	0.10794					kg m²
momente	I_{pcc}	0.00064						kg m²

Tab. B.2: Parameter der Einzelkörper des Massenmodells des 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

Bezeichnung	Symb.	Wert						E
ES(X)50%N		A	M	V1	V2	C1	C2	
Fahrer	**h**							
Masse	m_h	73.436						kg
Schwerpunkt-	x_h	400.4	413.0			386.0	429.3	mm
lage	h_h	1108.0						mm
Trägheits-	I_{hxx}	12.2614						kg m²
momente bzgl.	I_{hyy}	11.6999						kg m²
Schwerpunkt	I_{hzz}	1.0766						kg m²
	$-I_{hxz}$	-0.0001						kg m²
Gesamt	**T**							
Masse	m_T	85.636						kg
Schwerpunkt-	x_T	416.0	439.0			403.3	441.6	mm
lage	h_T	984.5	985.3	985.4	987.2			mm
Trägheits-	I_{Txx}	21.2723	21.1541	21.1478	20.9202			kg m²
momente bzgl.	I_{Tyy}	21.5903	21.7535	21.4709	21.2580	21.6065	21.5687	kg m²
Schwerpunkt	I_{Tzz}	2.0080	2.2894	2.0131	2.0277	2.0242	1.9864	kg m²
	$-I_{Txz}$	-0.7303	-1.4500	-0.6986	-0.6352	-0.8545	-0.4818	kg m²
Baugruppe	**e**							
Masse	m_e	83.636						kg
Schwerpunkt-	x_e	406.1	427.1			393.0	432.3	mm
lage	h_e	1005.3	1005.2					mm
Trägheits-	I_{exx}	19.7189	19.7256					kg m²
momente bzgl.	I_{eyy}	19.6760	19.8054			19.6701	19.6967	kg m²
Schwerpunkt	I_{ezz}	1.6468	1.7695			1.6409	1.6675	kg m²
	$-I_{exz}$	0.0100	-0.6018			-0.0915	0.2130	kg m²
Vord. Baugr.	**H**							
Masse	m_H	4.400						kg
Schwerpunkt-	x_H	752.7	822.6			744.8	768.5	mm
lage	h_H	486.9	502.1	504.2	538.8			mm
Abst. Lenkachs.	e_H	12.9	19.3	17.1	25.5	19.3	0.2	mm
Trägheits-	I_{Hxx}	0.7257	0.6731	0.6758	0.5899			kg m²
momente bzgl.	I_{Hyy}	0.7498	0.7353	0.7050	0.6337	0.7546	0.7415	kg m²
Schwerpunkt	I_{Hzz}	0.0496	0.0877	0.0548	0.0694	0.0544	0.0414	kg m²
	$-I_{Hxz}$	-0.1406	-0.1981	-0.1346	-0.1225	-0.1513	-0.1192	kg m²
Hint. Baugr.	**m**							
Masse	m_m	81.236						kg
Schwerpunkt-	x_m	397.8	418.2			384.8	423.9	mm
lage	h_m	1011.5						mm
Trägheits-	I_{mxx}	19.3977						kg m²
momente bzgl.	I_{myy}	19.1659	19.2524			19.1619	19.1828	kg m²
Schwerpunkt	I_{mzz}	1.4326	1.5191			1.4285	1.4494	kg m²
	$-I_{mxz}$	0.1875	-0.3920			0.0853	0.3919	kg m²

Tab. B.3: Parameter der Baugruppen des E-Scooters inkl. 50% N Fahrer_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.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

C Parameter für das Trekking Rad

Bezeichnung	Symb.	Wert	Einh.
Fahrzeug		TR	
Segmentwinkel			
Kopf	χ_1	-15.0	°
Oberkörper	χ_2	-30.0	°
Unterkörper 1	χ_3	-30.0	°
Unterkörper 2	χ_4	-30.0	°
Hände	$\chi_5 = \chi_6$	70.1	°
Oberarme	$\chi_7 = \chi_8$	-0.6	°
Unterarme	$\chi_9 = \chi_{10}$	70.1	°
Oberschenkel	$\chi_{11} = \chi_{12}$	37.8	°
Unterschenkel	$\chi_{13} = \chi_{14}$	-25.3	°
Füße	$\chi_{15} = \chi_{16}$	90.0	°

Tab. C.1: Segmentwinkel (zur Senkrechten) der auf dem Trekking Rad sitzenden Fahrer_in, abgebildet durch das 50% Perzentil des Hanavan Modells

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

Bezeichnung	Symb.	Wert	Einh.
Fahrzeug		TR	
Geometrie			
Radstand	l	1095.0	mm
Hinterraddurchmesser	$2r_2$	671.0	mm
Vorderraddurchmesser	$2r_1$	671.0	mm
Lenkachsneigung	ε	19.0	°
Nachlauf	t_c	69.2	mm
Körper			
Hinterrad	**2**		
Masse	m_2	2.350	kg
Schwerpunktlage	x_2	0.0	mm
	h_2	335.5	mm
Trägheitmomente	$I_{2xx} = I_{2zz}$	0.0648	kg m²
bzgl. Schwerpunkt	I_{2yy}	0.1296	kg m²
Vorderrad	**1**		
Masse	m_1	1.950	kg
Schwerpunktlage	x_1	1095.0	mm
	h_1	335.5	mm
Trägheitmomente	$I_{1xx} = I_{1zz}$	0.0633	kg m²
bzgl. Schwerpunkt	I_{1yy}	0.1266	kg m²
Gesamt	**T**		
Masse	m_T	91.741	kg
Schwerpunktlage	x_T	434.8	mm
	h_T	995.2	mm
Trägheitmomente	I_{Txx}	14.7537	kg m²
bzgl. Schwerpunkt	I_{Tyy}	18.2036	kg m²
	I_{Tzz}	5.6040	kg m²
	$-I_{Txz}$	0.6158	kg m²
Baugruppe	**e**		
Masse	m_e	89.791	kg
Schwerpunktlage	x_e	420.5	mm
	h_e	1009.5	mm
Trägheitmomente	I_{exx}	13.8234	kg m²
bzgl. Schwerpunkt	I_{eyy}	16.3416	kg m²
	I_{ezz}	4.6723	kg m²
	$-I_{exz}$	1.4834	kg m²
Vordere Baugruppe	**H**		
Abstand zur Lenkachse	e_H	32.3	mm

Tab. C.2: Parameter für das Trekking Rad inkl. Fahrer_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.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

D Formeln für das komplexe Stoßmodell

Hier sind die Ergebnisse für das komplexe Modell nach Kap. 4.3.

Ohne Berücksichtigung eines Stoßantriebes in D lautet ω_e' (nach längerem Umformen des Gleichungssystems (4.15) bis (4.20)):

$$\omega_e' = u_0 \frac{\left(\frac{I_{1yy}}{r_1^2} + m_1 + m_e\right) t_{Qe} \sin\alpha_K + \frac{I_{1yy}}{r_1^2}(1-\cos\alpha_K) n_{Qe}}{\left(\frac{I_{1yy}}{r_1^2} + m_1\right)\left(t_{Qe}^2 + n_{Qe}^2\right) + I_{eyy}\left(1 + \frac{m_1}{m_e} + \frac{I_{1yy}}{m_e r_1^2}\right) + m_e\, t_{Qe}^2} . \tag{D.1}$$

Es ist gut ersichtlich, dass sich durch Streichen der Terme I_{1yy} und m_1 das vereinfachte Modell nach Kap. 4.3.1 ergibt.

Wird ein Stoßantrieb S_D (wirkt in Punkt D senkrecht nach oben auf den Körper „e“) berücksichtigt, welcher ein nach unten Bewegen des Hinterrads verhindert, lautet ω_e':

$$\omega_e' = u_0 \frac{\frac{I_{1yy}}{r_1^2} + (m_1 + m_e)\cos\alpha_K + m_e\left(t_{Qe}\sin\alpha_K - n_{Qe}\cos\alpha_K\right)\frac{\sin\alpha_K}{l}}{\frac{I_{1yy}\, l}{r_1^2 \sin\alpha_K} + \frac{I_{eyy}\sin\alpha_K}{l} + \frac{(m_1+m_e)l}{\sin\alpha_K} + m_e\left(t_{Qe}^2 + n_{Qe}^2\right)\frac{\sin\alpha_K}{l} - 2\, m_e\, n_{Qe}} . \tag{D.2}$$

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

E Matrizeneinträge

Hier sind die Matrizeneinträge der Matrixform der Bewegungsgleichungen nach (5.16) aufgelistet:

$$\mathbf{M} = \begin{bmatrix} M_{\varphi\varphi} & M_{\varphi\delta} \\ M_{\delta\varphi} & M_{\delta\delta} \end{bmatrix} = \\ = \begin{bmatrix} I_{Txx|D} & \frac{t_c}{l} I_{Txz|D} + I_{H\delta x_D} \\ \text{symm.} & I_{H\delta\delta} + \frac{t_c}{l}\left(2\, I_{H\delta z_D} + \frac{t_c}{l} I_{Tzz|D}\right) \end{bmatrix}, \tag{E.1}$$

$$\mathbf{C}_1 = \begin{bmatrix} C_{1\varphi\varphi} & C_{1\varphi\delta} \\ C_{1\delta\varphi} & C_{1\delta\delta} \end{bmatrix} = \\ = \begin{bmatrix} 0 & G_1 \cos\varepsilon + \frac{t_c}{l}(m_T\, h_T + G_T) + \frac{\cos\varepsilon}{l} I_{Txz|D} \\ -G_1 \cos\varepsilon - \frac{t_c}{l} G_T & \frac{\cos\varepsilon}{l} I_{H\delta z_D} + \frac{t_c}{l}\left(S_\delta + \frac{\cos\varepsilon}{l} I_{Tzz|D}\right) \end{bmatrix}, \tag{E.2}$$

$$\mathbf{K}_0 = \begin{bmatrix} K_{0\varphi\varphi} & K_{0\varphi\delta} \\ K_{0\delta\varphi} & K_{0\delta\delta} \end{bmatrix} = \\ = \begin{bmatrix} -m_T\, h_T & -S_\delta \\ \text{symm.} & -S_\delta \sin\varepsilon \end{bmatrix}, \tag{E.3}$$

$$\mathbf{K}_2 = \begin{bmatrix} K_{2\varphi\varphi} & K_{2\varphi\delta} \\ K_{2\delta\varphi} & K_{2\delta\delta} \end{bmatrix} = \\ = \begin{bmatrix} 0 & \frac{\cos\varepsilon}{l}(m_T\, h_T + G_T) \\ 0 & \frac{\cos\varepsilon}{l}(S_\delta + G_1 \sin\varepsilon) \end{bmatrix}. \tag{E.4}$$

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