



Hochschule für Angewandte Wissenschaften Hamburg  
*Hamburg University of Applied Sciences*

## **Masterarbeit**

Juntang Darboe

# **Entwicklung und Konstruktion eines Fahrwerks für einen schnellfahrenden elektrischen Kranken- fahrstuhl mit einer Vorrichtung zum innovativen Wechsel zwischen zwei Lenkungskonzepten**

**Juntang Darboe**

**Entwicklung und Konstruktion eines  
Fahrwerks für einen schnellfahrenden  
elektrischen Krankenfahrstuhl mit einer  
Vorrichtung zum innovativen Wechsel  
zwischen zwei Lenkungskonzepten**

Masterarbeit eingereicht im Rahmen der Masterprüfung

im Studiengang Produktionstechnik und -management  
am Department Maschinenbau und Produktion  
der Fakultät Technik und Informatik  
der Hochschule für Angewandte Wissenschaften Hamburg

Erstprüfer: Prof. Dr.-Ing. Jens Telgkamp  
Zweitprüfer: Prof. Dr.-Ing. Henner Gärtner

Abgabedatum: 03.06.2022

# **Zusammenfassung**

**Name der Studierenden**  
Juntang Darboe

## **Thema der Masterarbeit**

Entwicklung und Konstruktion eines Fahrwerks für einen schnellfahrenden elektrischen Krankenfahrstuhl mit einer Vorrichtung zum innovativen Wechsel zwischen zwei Lenkungs Konzepten

## **Stichworte**

Krankenfahrstuhl, Rollstuhl, Entwicklung, Konstruktion, Topologieoptimierung, skid-steering, LIAM

## **Kurzzusammenfassung**

Diese Masterarbeit ist Teil des Forschungsprojekts LIAM der HAW Hamburg und beschäftigt sich mit der Entwicklung eines Rahmens und Fahrwerks für einen schnellfahrenden elektrischen Rollstuhl. Darüber hinaus wird ein prinzipielles Sitzkonzept erarbeitet. Zur Entwicklung der Komponenten werden lastkritische Fahrmanöver identifiziert und die Schwerpunktlagen mit Nutzer\*innen unterschiedlicher Größen und Massen analysiert. Zusätzlich wird die Notwendigkeit einer Antikippvorrichtung detektiert. Die Erkenntnisse der Arbeit fließen in der Konstruktion der Komponenten zusammen, in der Methoden wie die Topologieoptimierung zur Entwicklung lastgerechter Bauteile angewendet werden.

**Name of Student**  
Juntang Darboe

## **Title of the paper**

Development and design of a chassis for a high-speed electric wheelchair with a mechanism for the innovative changeover between two steering concepts

## **Keywords**

Invalid car, wheelchair, development, design, topology optimization, skid-steering, LIAM

## **Abstract**

This master's thesis is part of the LIAM research project at HAW Hamburg and deals with the development of a frame and chassis for a high-speed electric wheelchair. A suitable seating concept is also being developed. For the development of the components, load-critical driving manoeuvres are identified, and the centre of gravity is analysed with users of different sizes and masses. Additionally, the need for an anti-tip device is detected. The findings of the work converge in the design of the components, in which methods such as topology optimization are used to develop load-bearing components.



# Aufgabenstellung

## für die Masterthesis

von Frau Juntang Darboe

Matrikel-Nummer: XXXXXXXXXX

### Thema:

Entwicklung und Konstruktion eines Fahrwerks für einen schnellfahrenden elektrischen Krankenfahrstuhl mit einer Vorrichtung zum innovativen Wechsel zwischen zwei Lenkungskonzepten

### I. Einführung

LIAM ("Light Individual Adult Mover") ist ein Forschungsprojekt der HAW Hamburg. Ziel des Projekts ist die Entwicklung eines Elektrokrankenfahrstuhls, mit dem Fokus auf schnellem Fahren (bis zu 15 km/h) und der Integration neuer Technologien, wie bspw. der additiven Fertigung.

Im Rahmen einer Masterarbeit im Sommersemester 2021 wurde ein Gesamtfahrzeugkonzept für LIAM entwickelt. Dieses sieht einen batterieelektrisch angetriebenen Krankenfahrstuhl mit vier Radnabenmotoren vor, der (bei schneller Fahrt) mittels „skid steering“ gelenkt wird. Besonders am Gesamtfahrzeugkonzept sind die zwei Fahrmodi. Bei schnellen Fahrten ist der Krankenfahrstuhl vier­räd­rig und aufgrund des „skid steerings“ begrenzt wendig. Damit LIAM auch in Gebäuden angenehm zu fahren ist, in denen sich die Geschwindigkeit auf Schritttempo reduziert, dafür jedoch hohe Anforderungen an die Wendigkeit gestellt werden, gibt es einen dreirädrigen Fahrmodus. Dazu wird eine auf Höhe der Vorderachse angebrachte Lenkrolle nach unten ausgefahren, welche die Vorderräder um 50 mm anhebt.

Ziel dieser Masterarbeit ist die Auskonstruktion eines Chassis für LIAM unter Beachtung der Vorgaben aus dem Gesamtfahrzeugkonzept. Der Hebemechanismus zur Realisierung der dreirädrigen Fahrt ist Teil des Chassis. Zusätzlich soll ein Sitzkonzept entwickelt werden. Neben dem Gesamtfahrzeugkonzept baut die Masterarbeit auf den Erkenntnissen aus dem Masterprojekt der Bearbeiterin dieser Aufgabenstellung auf, in dem ein Chassis für einen LIAM-Prototypen, sowie zwei Konzepte zur Absenkung der Lenkrolle entwickelt wurden.

## **II. Aufgabenstellung**

### **Arbeitspaket 1: Sitzposition und Einfluss auf die Massenverteilung**

- 1.1. Auswertung der Sitzvorgaben aus dem Gesamtfahrzeugkonzept und Literaturrecherche zur Erfassung geltender Normen und Vorschriften für Krankenfahrsitzplätze, sowie zu der Ergonomie und angenommener Größen- und Massenverteilungen der Nutzer\*innen
- 1.2. Definition von Anforderungen an den Sitz
- 1.3. Methodische Konzeptentwicklung und Auswahl oder konzeptionelle Konstruktion eines Sitzes für LIAM
- 1.4. Abschätzung der Massenverteilung und Lasteinleitung am fahrbereiten LIAM mit Nutzer\*innen unterschiedlicher Größen- und Massenverteilungen

### **Arbeitspaket 2: Schwerpunktlage**

- 2.1. Untersuchung der Wechselwirkung zwischen Schwerpunktlage und Fahrdynamik (Lasten, Kippen)
- 2.2. Festlegung geeigneter Schwerpunktlagen
- 2.3. Nachweis der Kippstabilität und Diskussion technischer Maßnahmen (z.B. Notwendigkeit von Stützrädern)

### **Arbeitspaket 3: Chassis**

- 3.1. Detaillierung und Optimierung des bestehenden Chassis-Entwurfs unter Beachtung der Erkenntnisse aus den Arbeitspaketen 1 und 2
- 3.2. Absicherung des Chassis-Entwurfs mit statischen Steifigkeits- und Festigkeitsuntersuchungen unter besonderer Berücksichtigung der fahrdynamischen Kräfte bei „Schnellfahrt“ (bis 15 km/h)
- 3.3. Technologieauswahl zur Fertigung der Chassis-Komponenten

### **Arbeitspaket 4: Hebemechanismus**

- 4.1. Bewertung der entwickelten Hebemechanismen zur Absenkung der Lenkrolle mit anschließendem Konzeptentscheid auf der Basis zu erarbeitender Kriterien innerhalb des Chassis-Konzepts
- 4.2. Konstruktion und Detaillierung des gewählten Hebemechanismus
- 4.3. Absicherung des Hebemechanismus mit statischen Steifigkeits- und Festigkeitsuntersuchungen unter Berücksichtigung der fahrdynamischen Kräfte bei Schrittgeschwindigkeit
- 4.4. Technologieauswahl zur Fertigung der Hebemechanismus-Komponenten

# INHALTSVERZEICHNIS

<b>Inhaltsverzeichnis .....</b>	<b>VI</b>
<b>Abbildungsverzeichnis .....</b>	<b>VIII</b>
<b>Tabellenverzeichnis .....</b>	<b>X</b>
<b>Symbolverzeichnis.....</b>	<b>XI</b>
<b>Abkürzungsverzeichnis .....</b>	<b>XIII</b>
<b>1 Einleitung.....</b>	<b>1</b>
1.1 Zielsetzung .....	1
1.2 Vorgehen .....	2
<b>2 Stand der Technik.....</b>	<b>3</b>
2.1 Technische Grundlagen zu Elektrorollstühlen .....	3
2.1.1 Rollstuhlrahmen .....	3
2.1.2 Rollstuhlfahrwerke .....	4
2.1.3 Rollstuhlsitze .....	5
2.2 Ist-Analyse des Projektstands .....	7
2.2.1 Beschreibung des Gesamtfahrzeugkonzepts .....	8
2.2.2 Entwicklungsstand von Rahmen und Fahrwerk.....	8
2.3 Fahrdynamik eines Elektrorollstuhls .....	10
2.3.1 Längsdynamik.....	11
2.3.2 Querdynamik.....	12
2.3.3 Langsame Fahrt.....	14
<b>3 Sitzkonzept.....</b>	<b>16</b>
<b>4 Abstimmung maßgebender Fahreigenschaften .....</b>	<b>21</b>
4.1 Ableitung von Lastfällen.....	21
4.1.1 Beschleunigen und Bremsen in der Ebene.....	21
4.1.2 Beschleunigte Bergauffahrt.....	24
4.1.3 Gebremste Bergabfahrt .....	25
4.1.4 Schnelle Kurvenfahrt.....	26
4.2 Bestimmung des Masseschwerpunkts .....	27
4.2.1 Systematische Analyse möglicher Schwerpunktlagen.....	27
4.2.2 Praktischer Nachweis der Schwerpunktlagen.....	31
4.3 Festlegung auslegungsrelevanter Lasten .....	43
<b>5 Diskussion über die Notwendigkeit einer Antikippvorrichtung .....</b>	<b>48</b>
<b>6 Entwicklung und Konstruktion eines Rahmens mit Fahrwerk .....</b>	<b>52</b>
6.1 Konstruktionsprinzip und -methodik.....	52

---

6.2	Entwicklungsziele .....	52
6.3	Entwicklung des Rahmens und des Radträgers .....	55
6.3.1	<i>Konstruktion des Rahmens und Radträgers</i> .....	55
6.3.2	<i>Materialwahl und Fertigungskonzept</i> .....	62
6.3.3	<i>Simulation des Rahmens und Radträgers</i> .....	63
6.4	Entwicklung des Hebemechanismus .....	64
6.4.1	<i>Konzeptentscheid</i> .....	64
6.4.2	<i>Konstruktion ausgewählter Hebemechanismus-Komponenten</i> .....	67
6.5	Bewertung der Konstruktionsergebnisse und Ableitung von Handlungsempfehlungen .....	68
<b>7</b>	<b>Zusammenfassung und Ausblick</b> .....	<b>71</b>
<b>8</b>	<b>Literaturverzeichnis</b> .....	<b>72</b>
	<b>Anhangsverzeichnis</b> .....	<b>76</b>

## ABBILDUNGSVERZEICHNIS

Abbildung 1: links: Rollstuhlrahmen und -sitz sind zusammenhängend [39]; rechts: Rollstuhlsitz ist als unabhängige Einheit auf dem Rollstuhlrahmen montiert [40] .....	4
Abbildung 2: Elektrorollstuhl mit: Frontantrieb, Heckantrieb und Mittelradantrieb (von links nach rechts) [10] .....	4
Abbildung 3: Gefederte Antriebsräder (links); gefederte Lenkräder (rechts) [9] .....	5
Abbildung 4: Rollstuhlsitz mit einer Liege-, Steh- und Kantelungsfunktion [42] .....	6
Abbildung 5: Übersicht der im Forschungsprojekt LIAM bearbeiteten Teilprojekte .....	7
Abbildung 6: Im Masterprojekt erzielter Konstruktionsstand .....	9
Abbildung 7: links: Hebemechanismus Scherenheber; rechts: Hebemechanismus Hubzylinder .....	9
Abbildung 8: Kräfte bei beschleunigter Steigungsfahrt .....	11
Abbildung 9: Kräfte bei Kurvenfahrt .....	12
Abbildung 10: Kammscher Kreis .....	13
Abbildung 11: Geometrische Abhängigkeit zwischen Kurvenradius und Schräglaufwinkel... 13	
Abbildung 12: Übersicht Sitzkonzept .....	20
Abbildung 13: Verlauf der Reifenseiten- und Fliehkraft in Abhängigkeit der Geschwindigkeit bei unterschiedlichen Kurvenradien .....	26
Abbildung 14: Mögliche Schwerpunktlagen in Fahrzeughöhen und -längsrichtung.....	29
Abbildung 15: CAD-Menschmodelle mit Maßen und Abweichung (links: 5. Perzentil Frau, rechts: 95. Perzentil Mann) .....	34
Abbildung 16: links: AES eBike Akku 2.0 LongLife 48V mit AES Akku-Halterung 2.0 48V [29, pp. 9, 23]; rechts: CAD-Modell des Akkus mit Halterung .....	35
Abbildung 17: Sitzposition eins in der Aufbauvariante mit Hebemechanismus Hubzylinder .	38
Abbildung 18: Sitzposition zwei in der Aufbauvariante mit Hebemechanismus Hubzylinder .	39
Abbildung 19: Sitzposition drei in der Aufbauvariante Hebemechanismus mit Hubzylinder ..	39
Abbildung 20: Sitzposition vier in der Aufbauvariante Hebemechanismus mit Hubzylinder ..	40
Abbildung 21: Schwerpunkte mit 5% Frau und 95% Mann in der Aufbauvariante Hebemechanismus mit Hubzylinder.....	41
Abbildung 22: Schwerpunkte mit 5% Frau und 95% Mann in der Aufbauvariante Scherenheber .....	42

---

Abbildung 23: Querbeschleunigte Fahrt auf seitlich geneigter Ebene .....	48
Abbildung 24: Abruptes Abbremsen der Vorderräder .....	50
Abbildung 25: Untersuchung der Kippkritikalität beim Erklimmen eines Hindernisses im dreirädrigen Fahrmodus .....	51
Abbildung 26: Prinzipdarstellung des Rampen- und Böschungswinkels .....	53
Abbildung 27: Erforderliche Bodenfreiheit bei einfach geneigtem Boden .....	53
Abbildung 28: Erforderliche Bodenfreiheit bei doppelt geneigtem Boden .....	54
Abbildung 29: Bauraum für die Topologieoptimierung des Radträgers mit Symmetrieebene	59
Abbildung 30: FEM-Berechnung am optimierten Radträger – Darstellung des Sicherheitsfaktors bei Kurvenfahrt .....	59
Abbildung 31: Ergebnisse der ersten Radträger-Topologieoptimierung .....	59
Abbildung 32: Bauraum für die Topologieoptimierung des Radträgers .....	60
Abbildung 33: Topologieoptimierter Radträger .....	61
Abbildung 34: Finaler Entwurf des Radträgers .....	61
Abbildung 35: Radträgerberechnung mit EN AW-6060 .....	63
Abbildung 36: Radträgerberechnung mit EN AW-6082 .....	64
Abbildung 37: links: vorderer Drehhebel alter Konstruktionsstand; rechts: vorderer Drehhebel neuer Konstruktionsstand .....	67
Abbildung 38: Zusammenbau der entwickelten Baugruppen.....	68
Abbildung 39: Kollision zwischen dem Hebemechanismus und dem Passagier .....	68
Abbildung 40: Verbesserungspotenziale an den Verbindungen zwischen dem Hebemechanismus und dem Rahmen.....	70

**TABELLENVERZEICHNIS**

Tabelle 1: Im Gesamtfahrzeugkonzept definierte Eigenschaften [1].....	8
Tabelle 2: Lasten bei langsamer Fahrt gegen Hindernis [13, p. 14] .....	15
Tabelle 3: Morphologischer Kasten Sitzkonzept .....	17
Tabelle 4: Massen wichtiger Komponenten .....	31
Tabelle 5: Ausgewählte Maße des 5. Perzentil weiblich und des 95. Perzentil männlich nach DIN 7250-2 [28].....	33
Tabelle 6: Verteilung der Gesamtmasse auf Körperteile [29, p. 197] [28] .....	33
Tabelle 7: Masse des Sitzes .....	36
Tabelle 8: Masse eines Rades.....	37
Tabelle 9: Komponenten einer hydraulischen Scheibenbremse.....	38
Tabelle 10: Lasten beim Beschleunigen und Bremsen in der Ebene .....	45
Tabelle 11: Lasten bei beschleunigter Bergauffahrt ( $\alpha = 20^\circ$ ).....	45
Tabelle 12: Lasten bei gebremster Bergabfahrt ( $\alpha = -20^\circ$ ).....	46
Tabelle 13: Lasten bei Kurvenfahrt .....	47
Tabelle 14: Lasten Radträgeroptimierung Längsdynamik.....	57
Tabelle 15: Lasten Radträgeroptimierung Querdynamik .....	58
Tabelle 16: Mechanische Eigenschaften von EN AW-6060 und EN AW-6082 [40].....	63
Tabelle 17: Paarweiser Vergleich der Bewertungskriterien .....	65
Tabelle 18: Bewertung der Hebemechanismen .....	67

## SYMBOLVERZEICHNIS

### Lateinische Symbole

Symbol	Einheit	Bezeichnung
$b$	m	Spurweite
$F$	N	Kraft
$F_B$	N	Beschleunigungswiderstand
$F_{Br,Rad}$	N	Bremskraft am Rad
$F_{Br,Sattel}$	N	Bremskraft am Bremssattel
$F_G$	N	Gewichtskraft
$F_{max}$	N	maximal übertragbare Radkraft
$F_{Motor}$	N	Krafteinleitung durch den Motor
$f_R$	-	Rollwiderstandsbeiwert
$F_R$	N	Rollwiderstand
$F_{St}$	N	Steigungswiderstand
$F_{vH}$	N	Kraft bei der Fahrt gegen ein Hindernis
$F_W$	N	Fahrwiderstand
$g$	$m/s^2$	Erdbeschleunigung
$l$	m	Radstand
$l_D$	m	Hebelarm Drehmomentstütze
$l_v$	m	x-Abstand zwischen der Vorderachse und dem Schwerpunkt
$l_h$	m	x-Abstand zwischen der Hinterachse und dem Schwerpunkt
$m$	kg	Gesamtmasse
$M$	Nm	Moment
$M_{Br}$	Nm	Bremsmoment
$M_R$	Nm	Motordrehmoment
$R$	m	Kurvenradius
$r_{Br}$	m	Bremsscheibenradius

$r_{\text{Rad}}$	m	Radradius
t	s	Zeit
v	m/s	Geschwindigkeit
$v_0$	m/s	Anfangsgeschwindigkeit
$x_S, y_S, z_S$	m	Schwerpunktkoordinaten
$\ddot{y}$	m/s <sup>2</sup>	Quereschleunigung
$\ddot{x}$ (oder a)	m/s <sup>2</sup>	Längeschleunigung
$\ddot{x}_{\text{Kipp}}$	m/s <sup>2</sup>	kippkritische Längeschleunigung
$x_{\text{Bremsweg}}$	m	Länge des Bremswegs

### Griechische Symbole

Symbol	Einheit	Bezeichnung
$\alpha$	°	Steigungswinkel, Schräglaufwinkel
$\beta$	°	Kippwinkel
$\gamma$	°	Schwerpunktswinkel
$\mu_0$	-	Haftreibungskoeffizient
$\varphi_{\text{Tip-Over}}$	°	Wankwinkel

### Indizes

Symbol	Bezeichnung
a	kurvenaußen
h	Hinterachse
i	kurveninnen
P	Passagier
v	Vorderachse
x, y, z	Koordinatenrichtung

**ABKÜRZUNGSVERZEICHNIS**

Akku	Akkumulator
CAD	computer-aided design
FEM	Finite Elemente Methode
GmbH	Gesellschaft mit beschränkter Haftung
LIAM	Light Individual Adult Mover
PKW	Personenkraftwagen
PM	Postmount
SS	Sommersemester
TDAF	Topologieoptimierung und Designregeln der additiven Fertigung
WS	Wintersemester

# 1 EINLEITUNG

„Light Individual Adult Mover“ kurz LIAM ist ein Forschungsprojekt der Hochschule für angewandte Wissenschaften Hamburg. Innerhalb des Projekts arbeiten verschiedene studentische Teams an der Entwicklung und Umsetzung eines batterieelektrisch angetriebenen Rollstuhls für Menschen mit Bewegungseinschränkung. Bei der Entwicklung werden die Potenziale neuer Technologien wie Leichtbau, Modularisierung oder Additive Fertigung vereint.

Die ursprüngliche Idee einen leichten und handlichen Elektrorollstuhl zu entwickeln, der auch im unwegsamen Gelände genutzt werden kann hat sich schrittweise weiterentwickelt. Das Konzept, auf dem diese Arbeit aufbaut, soll Nutzer\*innen zu einer möglichst uneingeschränkten Mobilität verhelfen. Dazu stehen zwei Fahrmodi zur Verfügung. Im Standard Fahrmodus ist LIAM mit vier 20 Zoll Rädern ausgestattet, wobei der Fokus auf Agilität und Fahrspaß mit einer Fahrgeschwindigkeit von bis zu 15 km/h sowie hoher Steigfähig- und Geländegängigkeit liegt. In Innenräumen ermöglicht das Umschalten in den zweiten Fahrmodus eine komfortable Langsamfahrt. Die Fahrgeschwindigkeit wird dabei auf Schrittgeschwindigkeit gedrosselt und die Wendigkeit durch den Einsatz einer passiv gelenkten Lenkrolle erhöht, um Mobilität auf engstem Raum zu ermöglichen.

Aktuell befindet sich das Projekt in der Konzeptphase. Im Rahmen einer Masterarbeit wurde ein Gesamtfahrzeugkonzept entwickelt, in dem grundsätzliche Eigenschaften LIAMs festgelegt sind [1]. Diese gilt es nun zu konkretisieren und in Baugruppen bzw. Bauteilen umzusetzen.

## 1.1 Zielsetzung

Das Hauptziel dieser Arbeit, ist die (Weiter-)Entwicklung eines Rahmens und eines Fahrwerks mit einer Vorrichtung zum Umschalten zwischen den zuvor beschriebenen Fahrmodi. Die Entwicklung fußt auf den im Masterprojekt der Autorin dieser Arbeit erzielten Arbeitsergebnissen, wobei der Betrachtungshorizont erweitert wird. Neben dem Rahmen und dem Fahrwerk werden ein Sitzkonzept ausgearbeitet, die Masseverteilung unterschiedlicher Nutzer\*innen analysiert und fahrdynamische Grenzen für den Betrieb des Rollstuhls festgelegt. Diese Schritte sind notwendig, um den Leistungsumfang der zu entwickelnden Bauteile zu definieren und so einen hohen Detaillierungsgrad zu erreichen. Zusammengeführt werden die Erkenntnisse in der Konstruktion des Rahmens und des Fahrwerks. Zur Absicherung der Konstruktion werden computergestützte Simulationen durchgeführt.

Übergeordnete Zielvorgaben in Bezug auf den Rahmen und das Fahrwerk sind: ein hoher Anteil an Zukaufteilen, Kosteneffizienz, Leichtbau und Möglichkeiten der Modularität. Als verbindlicher Leitpfaden dienen zudem die Vorgaben aus dem Gesamtfahrzeugkonzept.

Das Projekt lebt davon, dass wechselnde studentische Teams an den Ergebnissen der jeweiligen Vorarbeiten anknüpfen. Übergabegespräche sind aufgrund zeitlicher Abstände nicht immer möglich. Die Dokumentation der Arbeitsergebnisse und der Konstruktion soll daher transparent und nachvollziehbar sein.

## 1.2 Vorgehen

In Kapitel 2 Stand der Technik werden zunächst technische Grundlagen zu Elektrorollstühlen vermittelt. Anschließend wird der Projektstand analysiert und die Ergebnisse aller studentischen Arbeiten im Zusammenhang mit LIAM in übersichtlicher Form dargestellt. Der letzte Abschnitt des Stands der Technik beschäftigt sich mit den Vorgängen bei schneller und langsamer Fahrt.

Mit Kapitel 3 Sitzkonzept, in dem zunächst Anforderungen an den Sitz definiert und davon ausgehend ein prinzipielles Sitzkonzept mithilfe eines morphologischen Kastens abgeleitet wird, beginnt der Hauptteil der Arbeit.

Das Wissen, über die in den Kapiteln zuvor erarbeiteten fahrdynamischen Grundlagen und das Sitzkonzept, wird in Kapitel 4 Abstimmung maßgebender Fahreigenschaften angewendet. Dieses gliedert sich in drei Unterkapitel. Im ersten Unterkapitel werden für den Fahrbetrieb relevante Lastfälle definiert und auf Basis bekannter Restriktionen, wie bspw. der Antriebsleistung fahrdynamische Grenzwerte untersucht. Dabei wird erkannt, dass die Ermittlung quantitativer Lasten nur mit der Kenntnis über die Schwerpunktlage möglich ist. Aus diesem Grund wird im zweiten Unterkapitel zunächst theoretisch und anschließend anhand von CAD-Modellen die Schwerpunktlage definiert. Im letzten Unterkapitel werden quantitative Lasten abgeleitet, welche die Grundlage für die Lastannahmen bei der Auslegung von Rahmen und Fahrwerk bilden.

In Kapitel 5 Diskussion über die Notwendigkeit einer Antikippvorrichtung wird erörtert, ob LIAM um eine Antikippvorrichtung ergänzt werden muss. Dabei werden unterschiedliche „worst-case“ Szenarien analysiert.

Das 6. Kapitel beschäftigt sich mit der Konstruktion von Rahmen und Fahrwerk. Dazu werden zunächst das Konstruktionsprinzip und die -methodik beschrieben und anschließend die Entwicklungsziele, die sich aus den Überlegungen der vorherigen Kapitel ableiten, definiert. Zwei weitere Unterkapitel stellen den Konstruktionsprozess der Komponenten dar. Das Kapitel 6 schließt mit der Bewertung der konstruierten Bauteile und davon abgeleiteten Handlungsempfehlungen ab.

Die Arbeit endet mit einer Zusammenfassung und einem Ausblick.

## 2 STAND DER TECHNIK

### 2.1 Technische Grundlagen zu Elektrorollstühlen

Ziel dieses Kapitels ist es einen Überblick über die im Rahmen dieser Arbeit zu konzeptionierenden bzw. zu entwickelnden Komponenten zu schaffen. Nachfolgend werden demnach der Rollstuhlrahmen, das Rollstuhlfahrwerk und der Rollstuhlsitz analysiert. In der Literatur werden Rahmen und Fahrwerk häufig übergreifend beschrieben (z.B. hier: [2, p. 225]). Aufgrund des modularen Aufbaus LIAMs sind Rahmen und Fahrwerk jedoch voneinander trennbare Einheiten, weshalb der Aufbau und die Funktionen von Rahmen sowie Fahrwerk im Stand der Technik getrennt voneinander beschrieben werden.

#### 2.1.1 Rollstuhlrahmen

Der Rahmen ist die tragende Struktur des Rollstuhls. Sein Funktionsumfang ist vergleichbar, mit den Funktionen eines Automobilrahmens. Nach Trzesniowski sind das:

- „Verbindung der Radaufhängungen
- Übertragung der eingeleiteten Betriebskräfte
- Gewährleistung des erforderlichen Crashverhaltens
- Aufnahme von Motor, Antriebsstrang und Hilfskomponenten
- Aufnahme des Cockpits bzw. Unterbringung des Fahrers“. [3, p. 231]

Abgesehen von Punkt drei lassen sich alle Funktionen ohne weiteres auf Rollstuhlrahmen übertragen. Für Rollstühle stellt das Crashverhalten typischerweise keine auslegungsrelevante Eigenschaft dar. Zusätzliche sicherheitskritische Anforderungen an den Rahmen ergeben sich jedoch, wenn der Rollstuhl als Sitz in einem Automobil verwendet werden soll.

Am Markt existieren Rollstuhlrahmen in unterschiedlichen Aufbauformen. Häufig wird zwischen faltbaren und starren Rollstuhlrahmen unterschieden. Der Vorteil eines faltbaren Rollstuhlrahmens ist die gute Transportierbarkeit. Dafür sind faltbare Rollstühle meist schwerer, da der Klappmechanismus zusätzliche Komponenten erfordert und sie sind weniger stabil als starre Rollstühle. Zudem bieten sie meist weniger Sitzkomfort, da Eigenschaften wie bspw. eine Sitzflächen- oder Rückenlehnenneigung schwer integrierbar sind. [4, p. 11] [5]

Durch einen Vergleich unterschiedlicher Rollstühle wird ein weiteres Unterscheidungsmerkmal deutlich. Rollstuhlrahmen gehen entweder (nahtlos) in den Sitz über oder Rahmen und Sitz sind voneinander trennbare Einheiten (vgl. Abbildung 1). Diese Aufbauform geht häufig mit Spezialfunktionen wie einem Sitzlift einher (vgl. Kapitel 2.1.3).

Insbesondere im Bereich der manuellen Rollstühle sind Rahmen mit geschweißten Rundrohren verbreitet. Bei Elektrorollstühlen ist der Rahmen häufig verschalt.



Abbildung 1: links: Rollstuhlrahmen und -sitz sind zusammenhängend [39]; rechts: Rollstuhlsitz ist als unabhängige Einheit auf dem Rollstuhlrahmen montiert [40]

### 2.1.2 Rollstuhlfahrwerke

Das Fahrwerk stellt die Schnittstelle zwischen dem Aufbau und der Fahrbahn dar. Die grundlegenden Funktionen eines Rollstuhlfahrwerks lassen sich wie zuvor beim Rollstuhlrahmen vom Funktionsumfang eines Automobilfahrwerks ableiten. Dieser umfasst nach Trzesniowski:

- „Aufrechthalten einer (möglichst) großen Kontaktfläche zwischen Reifen und Fahrbahn bei allen Fahrzuständen
- Sicherstellen einer günstigen Radlastverteilung
- Erzielen möglichst großer Reifenhaftung durch Reduzieren von Radlastschwankungen
- Aufrechterhaltung der Fahrstabilität
- Sicherstellen des gewünschten Eigenlenkverhaltens
- Ermöglichen einer Relativbewegung zwischen Wagenkasten und Fahrbahn
- Verringern der Wirkung von der Fahrbahn herrührender Stoßkräfte auf den Wagenkasten“. [6, p. 84 f.]

Vereinfacht ausgedrückt, hat die Radaufhängung demnach die Aufgabe das Fahrzeug zu tragen, zu führen und es gegen Störeinflüsse wie fahrbahnseitige Unebenheiten bestmöglich abzukapseln. [7, p. 110] Neben der Erfüllung dieser Funktionen, wird die Charakteristik eines Rollstuhlfahrwerks vor allem durch die Anordnung der Antriebs- bzw. Bremsachse, der gelenkten Achse und der Größe der Räder geprägt. [2, p. 225] Bei Elektrorollstühlen haben sich die in Abbildung 2 dargestellten Antriebsarchitekturen durchgesetzt.



Abbildung 2: Elektrorollstuhl mit: Frontantrieb, Heckantrieb und Mittelradantrieb (von links nach rechts) [10]

Elektrorollstühle verfügen also üblicherweise über eine angetriebene Achse und ein bis zwei mitlaufende Achsen. Die Lenkung erfolgt meistens über Geschwindigkeitsdifferenzen an der angetriebenen Achse und indirekter Lenkung an der/ den mitlaufenden Achse(n) oder über direkt gelenkte Hinterräder mit Frontantrieb. [2, p. 235]

Mit vier angetriebenen und mittels skid-steering gelenkten Rädern besitzt LIAM bei schneller Fahrt eine grundlegend andere Architektur. Das Antriebs- und Lenkkonzept wird in Kapitel 2.2.1 näher erläutert. Bei Langsamfahrt entspricht der Aufbau, durch den in der Einleitung erwähnten Einsatz einer Lenkrolle, einem Rollstuhl mit Heckantrieb und indirekt gelenkter Vorderachse. Diese Architektur zeichnet sich durch eine hohe Wendigkeit aus. Allerdings ist das Lenkverhalten vergleichsweise unpräzise, da der Drehpunkt des Rollstuhls hinter dem Drehpunkt der Nutzer\*in liegt. Durch die kleinen Vorderräder ist zudem die Hindernisüberwindungsfähigkeit reduziert. [2, p. 235] [8, p. 13]

Um der im Funktionsumfang erwähnten Abkapselung des Fahrzeugaufbaus gegenüber äußeren Störeinflüssen gerecht zu werden, sind Fahrwerke meist mit Federn und Dämpfern ausgestattet. In Abbildung 3 sind beispielhaft gefederte Antriebs- und Lenkräder dargestellt.



Abbildung 3: Gefederte Antriebsräder (links); gefederte Lenkräder (rechts) [9]

Laut Koch sind die Feder- und Dämpfungseigenschaften bei Rollstühlen häufig unzureichend. Das liegt darin begründet, dass Federn mit hoher Federkonstante verbaut werden, um die Nickneigung des Rollstuhls bei Kurvenfahrt zu begrenzen und einem Kippen entgegenzuwirken. [9] Der Komfort der Nutzer\*innen, der sich durch weiche Federn verbessern ließe, steht somit im Zielkonflikt zur Fahrsicherheit. Neben dem Komfort der Nutzer\*innen tragen Feder- und Dämpfersysteme zur Erfüllung der erstgenannten Funktion bei. Das Ein- und Ausfedern einzelner Räder erhöht bei unebenem Untergrund die Kontaktfläche zwischen Reifen und Fahrbahn.

### 2.1.3 Rollstuhlsitze

Wie bereits in Abbildung 1 zu sehen, gibt es erhebliche Unterschiede zwischen dem Aufbau und dem Funktionsumfang von Rollstuhlsitzen. Grundsätzlich sollten Rollstuhlsitze folgende Funktionen erfüllen:

- Aufnahme von Nutzer\*innen
- Anpassbarkeit an die Größe und Bedürfnisse verschiedener Nutzer\*innen
- Sicherstellen einer hohen Sitzqualität

Rollstuhlsitze lassen sich in drei Kategorien einteilen: die sogenannten Standardsitze, Komfort- oder Ergositze und Spezialsitze. Standardsitze bestehen aus einer gurtbespannten oder einer festen Sitzfläche mit einfach geformtem Sitzkissen und einer Rückenlehne, die entweder nur gurtbespannt oder wie in Abbildung 1 (links) mit einer dünnen Polsterung ausgestattet ist. Komfort- oder Ergositze bieten gepolsterte, konturierte Sitzkissen und Rückenlehnen. Durch die Ausformung der Polster wird der Seitenhalt erhöht. Zudem sind die Polster meist dicker ausgeführt als bei Standardsitzen, wodurch sich der Sitzkomfort verbessert. Spezialsitze zeichnen sich durch umfangreiche Anpassungsmöglichkeiten aus und bieten Nutzer\*innen meist Sonderfunktionen, wie der in Abbildung 1 (rechts) dargestellte Sitzlift. [10] Neben einer Sitzfläche und einer Rückenlehne, gehört zu jedem Rollstuhl(sitz) eine Fuß- und Beinstütze, sowie Armlehnen. Zusätzlich bieten Rollstühle bzw. Rollstuhlsitze meist Möglichkeiten der Pelottierung. Pelotten sind gepolsterte Stützen, die bspw. auf Höhe der Beine oder des Torsos angebracht werden und dort für eine zusätzliche Stabilisierung der Person sorgen.

Um eine hohe Sitzqualität sicherzustellen, sollten bei Rollstuhlsitzen, die für eine dauerhafte Nutzung ausgelegt sind, folgende Maße an den/ die Nutzer\*in angepasst sein:

- Sitzbreite, -höhe, -tiefe und -neigung
- Rückenlehnenhöhe und -neigung
- Beinstützenlänge/ Abstand zwischen Sitzfläche sowie Fußstütze
- Beinstützenneigung
- Armlehnenhöhe
- Höhe der Kopfstütze (wenn vorhanden)

Abhängig von der Art des verbauten Rollstuhlsitzes sowie dem Modell, lassen sich Maße wie die Sitzhöhe, Sitzneigung und die Höhe der Armlehnen jederzeit am Rollstuhl anpassen. [2, p. 239] [11]

Bei Spezialsitzen erfolgen diese Anpassungen häufig elektronisch und werden um bereits erwähnte Sonderfunktionen wie Lift-, Liege- und Stehfunktionen oder eine Sitzkantelung ergänzt (vgl. Abbildung 1 (links) und Abbildung 4). Bei einer Sitzkantelung wird der Sitz nach vorne,



Abbildung 4: Rollstuhlsitz mit einer Liege-, Steh- und Kantelungsfunktion [42]

hinten oder seitlich verkippt. Im Gegensatz zur Liege- oder Stehfunktion bleiben die Beine dabei angewinkelt. Die Vorteile solcher Spezialfunktionen sind vielfältig. Eine Steh- oder Liftfunktion kann bspw. die Teilhabe der Nutzer\*innen verbessern, indem sie diese dazu befähigt sich mit anderen Menschen auf Augenhöhe zu unterhalten oder höher gelegene Dinge wie z.B. Artikel in einem Supermarktregal zu erreichen. Eine Steh-, Liege- oder Kanelungsfunktion kann zudem dazu beitragen Dekubitus vorzubeugen oder die Durchblutung zu fördern. [12]

## 2.2 Ist-Analyse des Projektstands

Neben einem grundlegenden Verständnis für die zu entwickelnden Komponenten ist vor allem die Basis auf der diese Masterarbeit aufbaut relevant. Aus diesem Grund werden in diesem Unterkapitel die Projektergebnisse anderer studentischer Arbeiten zu LIAM zusammengefasst und die Ausgangslage dieser Arbeit definiert.

In Abbildung 5 sind die im Rahmen des Forschungsprojekts LIAM bearbeiteten Teilprojekte anhand eines Zeitstrahls dargestellt. Die oberhalb des Zeitstrahls aufgeführten Komponenten stammen aus dem Master-Modul „Topologieoptimierung und Designregeln für die additive Fertigung“ (TDAF). Diese Bauteile vereint, dass sie für die additive Fertigung ausgelegt sind. Die Arbeitsergebnisse aus dem im Sommersemester 2021 entwickelten Gesamtfahrzeugkonzept und dem in zeitlicher Überschneidung durchgeführten Masterprojekt zum Rahmen und Fahrwerk bilden die Basis dieser Arbeit und werden in Kapitel 2.2.1 sowie 2.2.2 näher beschrieben. Im Wintersemester 2021 wurde im TDAF-Modul zudem der im Masterprojekt entworfene Hebe- mechanismus optimiert. Diese Arbeitsergebnisse werden im Kapitel 2.3.3 zunächst für eine Lastannahme bei langsamer Fahrt und in 6.4 bei der Auskonstruktion des Hebe- mechanismus aufgegriffen.

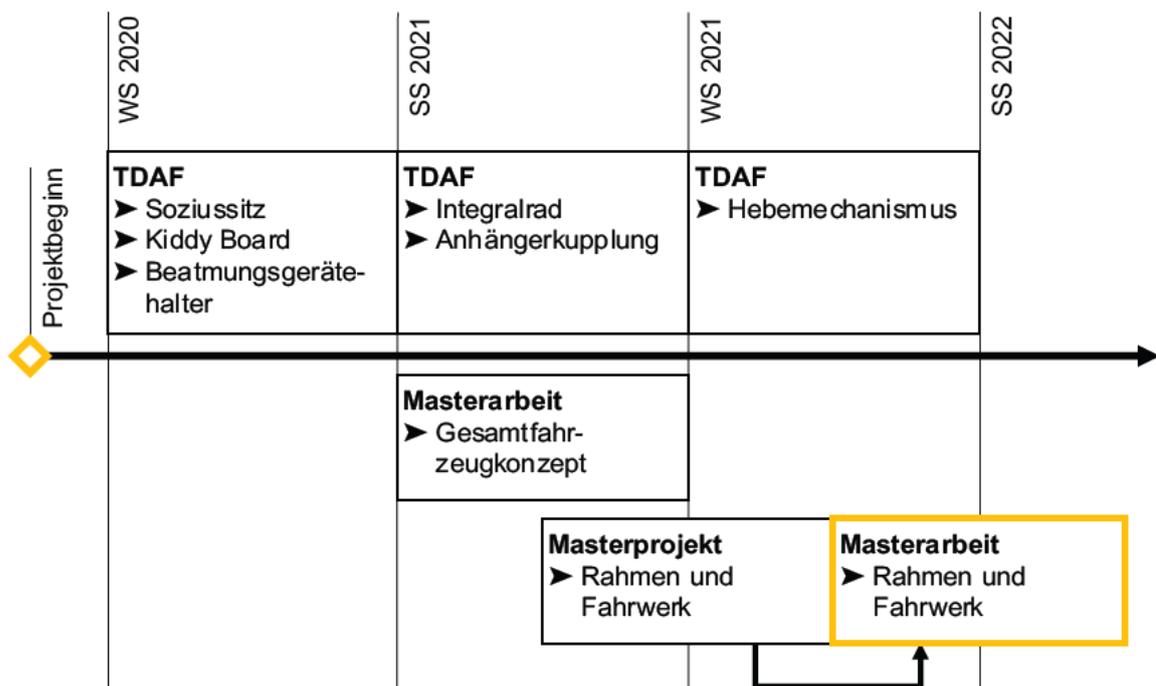


Abbildung 5: Übersicht der im Forschungsprojekt LIAM bearbeiteten Teilprojekte

### 2.2.1 Beschreibung des Gesamtfahrzeugkonzepts

LIAM ist als Außen- und Innenrollstuhl konzipiert. Dazu verfügt er über vier direkt angetriebene Räder im Standardfahrmodus und zwei angetriebene Räder mit indirekt gelenkter Lenkrolle für langsame Fahrten in Innenräumen. Der Antrieb erfolgt mittels batterieelektrisch angetriebener Radnabenmotoren. Im Standardfahrmodus wird über Geschwindigkeitsdifferenzen zwischen den vier angetriebenen Rädern gelenkt, kurz skid-steering. Um vom Standardfahrmodus in den Langsamfahrmodus umzuschalten, wird ein elektromechanischer Hebemechanismus verbaut. An dem Hebemechanismus ist die Lenkrolle montiert. Im Standardfahrmodus hat die Lenkrolle keinen Bodenkontakt (der Abstand zwischen der Lenkrolle und dem Boden beträgt 50 mm). Wird in den Langsamfahrmodus umgeschaltet, senkt sich die Lenkrolle ab und hebt die Vorderräder um 50 mm an. Durch die Lenkrolle und die beiden angetriebenen Hinterräder gleicht die Antriebsarchitektur dem in Unterkapitel 2.1.2 beschriebenen Hinterradantrieb, der sich durch eine hohe Wendigkeit auszeichnet.

Die Stromversorgung erfolgt mit Lithium-Ionen-Akkus. Je nach gewünschter Reichweite kann eine variable Anzahl Akkus (max. vier) mitgeführt werden.

In Tabelle 1 sind für diese Arbeit relevante und im Gesamtfahrzeugkonzept definierte Eigenschaften mit Kennzahlen steckbriefartig zusammengefasst.

*Tabelle 1: Im Gesamtfahrzeugkonzept definierte Eigenschaften [1]*

<b>Höchstgeschwindigkeit</b>	15 km/h
<b>Steigfähigkeit</b>	20°
<b>Maximalgewicht</b>	250 kg
<b>Maximalabmessungen (Länge, Breite)</b>	1200 mm, 700 mm
<b>Spurweite</b>	577 mm
<b>Radstand</b>	558 mm
<b>Raddurchmesser (Haupträder, Lenkrolle)</b>	508 mm, 160 mm

### 2.2.2 Entwicklungsstand von Rahmen und Fahrwerk

Der **Rahmen** besteht aus zwei Längs- und drei Querstreben und ist aus ITEM-Konstruktionsprofilen aufgebaut (vgl. Abbildung 6). Die Abmessungen des Rahmens betragen: 456 mal 914 mm. Die mittlere Querstrebe dient der Anbindung des Hebemechanismus. Durch die Verwendung von ITEM-Konstruktionsprofilen und die damit verbundenen (einfachen) Anbindungsmöglichkeiten, kann der Rahmen nahezu beliebig erweitert werden, z.B. um Verbindungsstellen für die Akkus. Der Hebemechanismus wird mit ITEM-Profilen am Rahmen verschraubt.

Die **Radträger** sind möglichst platzsparend konzipiert und bestehen aus zwei 10 mm dicken Blechzuschnitten, die oben mit einem ITEM-Profil verschraubt sind (vgl. Abbildung 6). Die Montage am Rahmen erfolgt vorne und hinten mit jeweils zwei Schrauben. Anders als bei den in Unterkapitel 2.1.2 gezeigten Fahrwerken wird bei den Radträgern auf eine Federung und Dämpfung verzichtet. Stattdessen erfolgt die Federung, wie im Gesamtfahrzeugkonzept definiert, mittels großvolumiger Ballonreifen [1, p. 79].

Zur Anbindung der im Gesamtfahrzeugkonzept vorausgewählten Radnabenmotoren (Heinzmann RN 111) sind die seitlich am Rahmen montierten **Drehmomenthalter** vorgesehen (vgl. Abbildung 6).

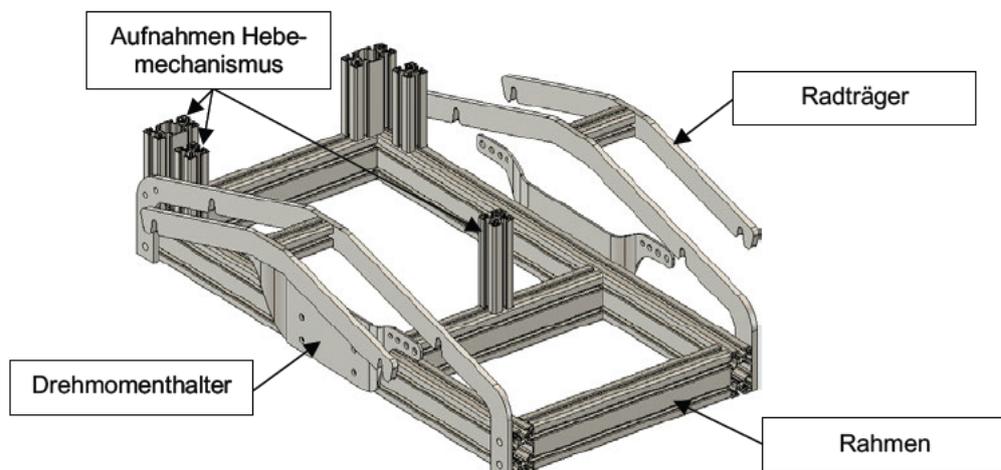


Abbildung 6: Im Masterprojekt erzielter Konstruktionsstand

Die beiden im Masterprojekt entwickelten **Hebemechanismen** sind in Abbildung 7 dargestellt, wobei der Hebemechanismus mit Hubzylinder bereits dem im TDAF-Modul optimierten Hebemechanismus entspricht. [13]



Abbildung 7: links: Hebemechanismus Scherenheber; rechts: Hebemechanismus Hubzylinder

Der linke Hebemechanismus orientiert sich an der Funktionsweise eines Scherenwagenhebers. Er besteht aus zwei mit einer Gewindespindel verbundenen Armen. Beide Arme sind oben gelenkig und der rechte Arm ist zusätzlich verschiebbar gelagert. Am unteren Ende besitzen die Arme ineinandergreifende Zahnräder mit gleichem Übersetzungsverhältnis. Die Gewindespindel wird mit einem Elektromotor angetrieben und sorgt dadurch für eine

translatorische Bewegung des rechten Arms, die je nach Richtung zu einer Auf- oder Abbewegung der Lenkrolle führt.

Der linke Hebemechanismus setzt sich aus zwei Hebeln und einem elektromechanischen Hubzylinder mit 150 mm Hublänge zusammen. Die Hebel sind oben und unten gelenkig gelagert. Das Ein- und Ausfahren des Hubzylinders bewirkt ein Ein- und Ausdrehen der Hebel, wodurch die Lenkrolle entweder angehoben oder abgesenkt wird.

Beide Hebemechanismen sind so konzipiert, dass die Mindestabstände von 50 mm zwischen hochgefahrener Lenkrolle und dem Boden, sowie den angehobenen Vorderrädern und dem Boden eingehalten werden. Ergänzend dazu ist die Lenkrolle mit einem etwa 5° großen Winkel zum Hauptrahmen angebunden, damit sie im ausgefahrenen Zustand normal zum Boden ausgerichtet ist. Bei beiden Hebemechanismen ist die Lage in x-Richtung so gewählt, dass der Radstand in den Fahrmodi gleich ist.

Für den Radträger und den Hebemechanismus mit Hubzylinder liegen erste Simulationsergebnisse vor. Die Auslegung des Radträgers erfolgt im Masterprojekt auf Basis der Betriebslasten bei schneller Kurvenfahrt. Dieser Lastfall ist besonders kritisch, da aufgrund des skid-steerings hohe Reifenseitenkräfte auftreten. Für den Hebemechanismus wird die Fahrt gegen ein Hindernis als kritischer Lastfall identifiziert und dient der Auslegung. Beiden Bauteilen bzw. Baugruppen wird im Masterprojekt eine unzureichende Festigkeit attestiert. Der Radträger besitzt zudem eine zu geringe Steifigkeit.

Zusammenfassend ist festzustellen, dass im Gesamtfahrzeugkonzept durch Vorgaben wie die Höchstgeschwindigkeit oder die zwei Fahrmodi grundlegende Eigenschaften definiert sind. Aufbauend auf dem Gesamtfahrzeugkonzept sind im Masterprojekt erste Entwürfe für den Rahmen, den Radträger und den Hebemechanismus entstanden. Diese gilt es nun zu optimieren, indem die Lastannahmen verbessert und konstruktive Änderungen vorgenommen werden.

### **2.3 Fahrdynamik eines Elektrorollstuhls**

In diesem Kapitel werden die fahrdynamischen Grundlagen als Basis für die Lastdefinition in Kapitel 4 zusammengefasst. Die Unterkapitel 2.3.1 und 2.3.2 beschäftigen sich mit den Vorgängen bei Längs- und Querdynamik. Das Unterkapitel 2.3.3 stellt die im TDAF-Projekt zum Hebemechanismus ermittelten auslegungsrelevanten Lastfälle für die Langsamfahrt dar.

### 2.3.1 Längsdynamik

Die Längsdynamik beschäftigt sich mit den Kräften, die bei einer Bewegung des Fahrzeugs in Längsrichtung auftreten. Dabei lässt sich zwischen statischer und dynamischer Fahrt unterscheiden. Bei der dynamischen Fahrt wirkt neben der Gewichtskraft  $F_G$  zusätzlich eine Trägheitskraft  $m\ddot{x}$ , die je nach Richtung zu einer Entlastung der Vorder- oder Hinterachse führt (vgl. Abbildung 8). Durch die Fahrt auf schiefer Ebene wird die Achslastverschiebung verstärkt. Breuer und Rohrbach-Kerl geben für die Vorder- und Hinterachslast jeweils eine Formel an, in der die unterschiedlichen Fahrzustände statisch oder dynamisch, sowie Ebene oder Steigung berücksichtigt werden (vgl. Gleichung (1) und (2)). Bei der Verwendung der Formeln muss folgende Vorzeichenkonvention eingehalten werden: positive Steigungswinkel entsprechen der Bergauffahrt. Negative Steigungswinkel repräsentieren die Bergabfahrt. Wird LIAM schneller ist ein positiver Wert für die Beschleunigung einzusetzen.

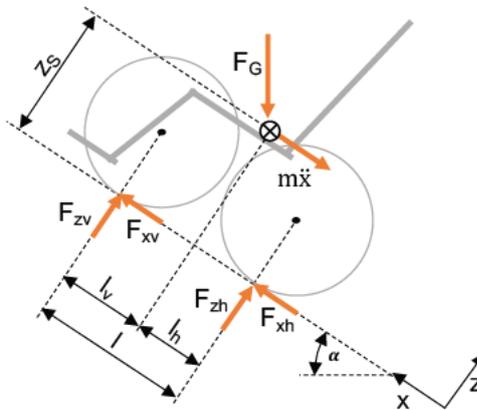


Abbildung 8: Kräfte bei beschleunigter Steigungsfahrt

$$F_{zv} = \frac{l_h}{l} mg \cos(\alpha) - mg \sin(\alpha) \frac{z_s}{l} - m\ddot{x} \frac{z_s}{l} \quad [14, \text{p. 30}] \quad (1)$$

$$F_{zh} = \frac{l_v}{l} mg \cos(\alpha) + mg \sin(\alpha) \frac{z_s}{l} + m\ddot{x} \frac{z_s}{l} \quad [14, \text{p. 30}] \quad (2)$$

Bei Steigungs- und Beschleunigungsfahrten entsteht neben der vertikalen auch eine horizontale Achslastkomponente, welche die Trägheitskraft und bei Steigung die x-Komponente der Gewichtskraft, die sogenannte Hangabtriebskraft stützt. Da LIAM an allen vier Rädern angetrieben wird, gibt es anders als bspw. bei Breuer und Rohrbach-Kerl an jedem Rad eine horizontale Achslastkomponente (vgl. [14, p. 28]). Aus den Gleichgewichtsbedingungen ergibt sich für  $F_{xv}$  und  $F_{xh}$

$$F_{xv} + F_{xh} = m\ddot{x} + F_G \sin(\alpha). \quad (3)$$

Da das System statisch überbestimmt ist, lässt sich für diesen allgemeinen Fall nur mit großem Aufwand spezifizieren wie sich die Trägheits- und Hangabtriebskraft auf die Vorder- und Hinterachse aufteilen. In Kapitel 4 werden Extremfälle mit einfacher Achsentlastung definiert und so kritische Achslasten für die Fahrt in der Ebene und bei Steigung abgeleitet.

### 2.3.2 Querdynamik

Die Querdynamik befasst sich mit den bei Kurvenfahrt auftretenden Kräften. Der wichtigste Unterschied zur Längsdynamik ist, dass bei Kurvenfahrten die Räder einer Achse unterschiedlich stark belastet werden. Das liegt an der nach kurvenaußen gerichteten Fliehkraft, die zu einer Entlastung der kurveninneren Räder führt (vgl. Abbildung 9). Zur Berechnung der Radlasten bei Kurvenfahrt dienen Gleichung (4) bis (7) nach Breuer und Rohrbach-Kerl. Die Querbeschleunigung  $\ddot{y}$  ist das Verhältnis aus quadrierter Fahrgeschwindigkeit dividiert durch den Kurvenradius (vgl. Gleichung (8)).

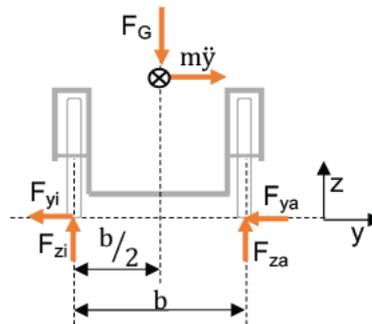


Abbildung 9: Kräfte bei Kurvenfahrt

$$F_{zva} = \frac{1}{2} \frac{l_h}{l} mg + \frac{z_s}{b} \frac{l_h}{l} m \ddot{y} \quad [14, \text{p. 31}] \quad (4)$$

$$F_{zvi} = \frac{1}{2} \frac{l_h}{l} mg - \frac{z_s}{b} \frac{l_h}{l} m \ddot{y} \quad [14, \text{p. 31}] \quad (5)$$

$$F_{zha} = \frac{1}{2} \frac{l_v}{l} mg + \frac{z_s}{b} \frac{l_v}{l} m \ddot{y} \quad [14, \text{p. 31}] \quad (6)$$

$$F_{zhi} = \frac{1}{2} \frac{l_v}{l} mg - \frac{z_s}{b} \frac{l_v}{l} m \ddot{y} \quad [14, \text{p. 31}] \quad (7)$$

$$\ddot{y} = \frac{v^2}{R} \quad [14, \text{p. 31}] \quad (8)$$

Ausgehend von den Radlasten kann für jedes Rad auf Grundlage des Kammschen Kreis die Reifenseitenkraft  $F_y$  bestimmt werden. Der Kammsche Kreis stellt einen geometrischen Zusammenhang zwischen der übertragbaren Gesamtkraft und den Reifenlängs- bzw. Reifenseitenkräften her (vgl. Abbildung 10) [15, p. 306]. Die Gesamtkraft wird mithilfe des Haftgesetzes aus dem Produkt der Radlast und des Haftreibungskoeffizienten zwischen Reifen und Fahrbahn bestimmt (vgl. Gleichung (9)). Sie entspricht der maximalen Kraft, die das Rad mit dieser Radlast übertragen kann und zeigt entgegen der Bewegungsrichtung des Rades. Der Winkel zwischen der Bewegungsrichtung des Rades und der Radmittelebene ist der Schräglaufwinkel  $\alpha$ . Durch Zerlegen der Kraft  $F_{\max}$  lassen sich  $F_x$  und  $F_y$  berechnen (vgl. Gleichungen (10) und (11)).

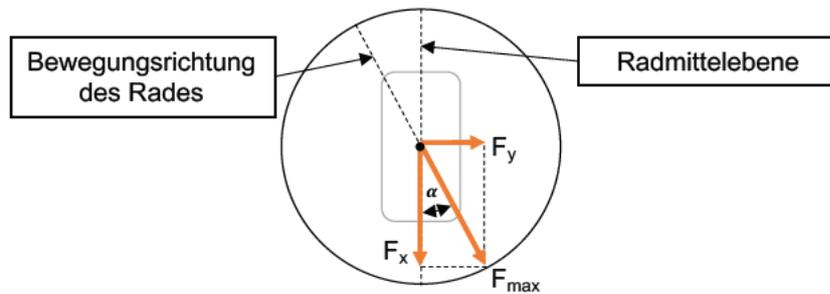


Abbildung 10: Kammscher Kreis

$$F_{\max} = F_z \mu_0 \quad (9)$$

$$F_x = F_{\max} \cos(\alpha) = F_z \mu_0 \cos(\alpha) \quad (10)$$

$$F_y = F_{\max} \sin(\alpha) = F_z \mu_0 \sin(\alpha) \quad (11)$$

Bei Kurvenradien die größer als null sind, unterscheiden sich die Schräglaufwinkel an den kurveninneren und kurvenäußeren Rädern. Da in Folge des skid-steerings verglichen mit einer konventionellen Lenkung sehr große Schräglaufwinkel auftreten und diese direkten Einfluss auf die Größe der übertragbaren Reifenseitenkräfte haben, muss diese Winkeldifferenz berücksichtigt werden. In Abbildung 11 ist der Zusammenhang zwischen dem Kurvenradius R und dem kurveninneren sowie kurvenäußeren Schräglaufwinkel schematisch dargestellt. Der Kurvenradius R beschreibt die Kreisbahn auf der sich der Fahrzeugmittelpunkt bewegt (in Abbildung 11 mit einem Kreuz gekennzeichnet). Die vier Ecken des gestrichelt dargestellten Rechtecks repräsentieren die sich auf abweichenden Kreisbahnen bewegenden Radaufstandspunkte. Die an die Kreisbahnen der Räder angelegten Tangenten entsprechen der Bewegungsrichtung der Räder an diesem Punkt. Die Winkel zwischen den Tangenten und den parallel zum Rahmen verlaufenden Radmittelebenen, sind die gesuchten Schräglaufwinkel.

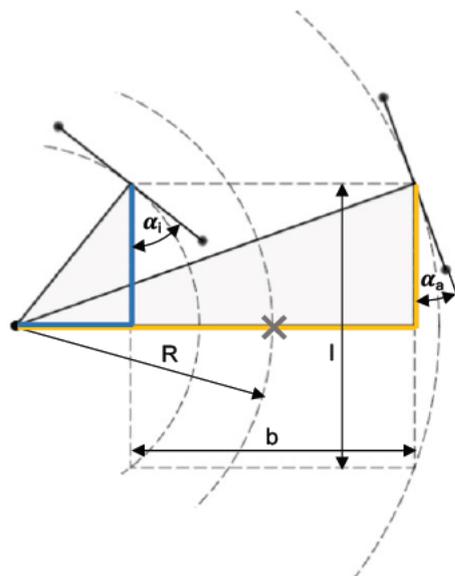


Abbildung 11: Geometrische Abhängigkeit zwischen Kurvenradius und Schräglaufwinkel

Die Schräglaufwinkel lassen sich mithilfe von Winkelfunktionen in Abhängigkeit des Kurvenradius  $R$  berechnen. Dazu sind in der Grafik zwei rechtwinklige Dreiecke eingezeichnet. Die blau und gelb gekennzeichneten Seiten der Dreiecke sind bekannt. Die vertikalen Seiten entsprechen jeweils dem halben Radstand. Die blaue horizontale Seite des Dreiecks hat die Länge des Kurvenradius  $R$  abzüglich der halben Spurweite und die gelbe horizontale Seite des Dreiecks hat die Länge des Kurvenradius  $R$  zuzüglich der halben Spurweite. Für  $\alpha_a$  und  $\alpha_i$  ergeben sich somit:

$$\alpha_a = 90^\circ - \arctan\left(\frac{2R + b}{l}\right) \quad (12)$$

$$\alpha_i = 90^\circ - \arctan\left(\frac{2R - b}{l}\right) \quad (13)$$

Auf Basis dieser Gleichungen und der Gleichung (11) lässt sich analog zur Radlast für jedes Rad eine spezifische Reifenseitenkraft berechnen.

$$F_{yva} = F_{zva}\mu_0 \sin(\alpha_a) \quad (14)$$

$$F_{yvi} = F_{zvi}\mu_0 \sin(\alpha_i) \quad (15)$$

$$F_{yha} = F_{zha}\mu_0 \sin(\alpha_a) \quad (16)$$

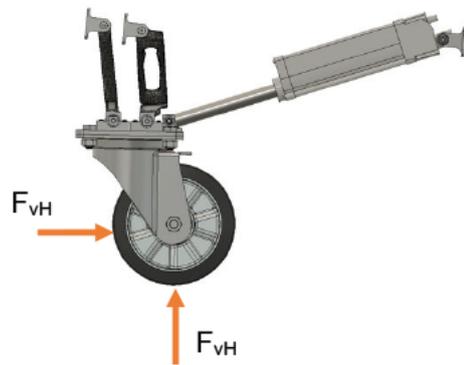
$$F_{yhi} = F_{zhi}\mu_0 \sin(\alpha_i) \quad (17)$$

Die mit diesem Ansatz berechneten Reifenseitenkräfte entsprechen den maximal übertragbaren Reifenseitenkräften. Aufgrund des Kräftegleichgewichts können die tatsächlichen Reifenseitenkräfte in Summe jedoch nur so groß wie die Fliehkraft am Schwerpunkt sein. Ist die Fliehkraft größer als die Summe der übertragbaren Reifenseitenkräfte, kann sie durch die Räder nicht mehr abgestützt werden und LIAM rutscht aus der Kurve. Um einen kritischen Lastfall für die Kurvenfahrt abzuleiten, gilt es also das Verhältnis aus Kurvenradius und Fahrgeschwindigkeit zu ermitteln, welches eine so hohe Fliehkraft bewirkt, dass das Seitenkraftpotenzial der Räder ausgeschöpft wird.

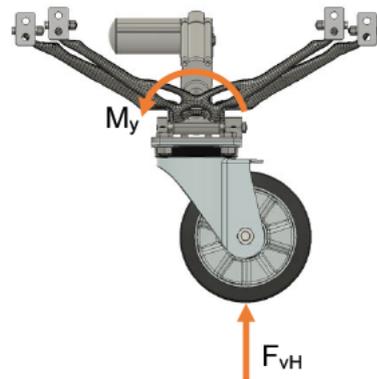
### 2.3.3 Langsame Fahrt

Die langsame Fahrt ist zur Auslegung des Hebemechanismus relevant. Aufgrund des kleinen Raddurchmessers der Lenkrolle führen bereits kleine Unebenheiten über die Keilwirkung zu einer Blockade des Rades. Daher wird ebendieser Lastfall im Masterprojekt und in der Projektarbeit des TDAF-Teams zur Dimensionierung des Hebemechanismus genutzt und besitzt auch für diese Arbeit Gültigkeit. In Tabelle 2 sind die von Sokoll et. al ermittelten Lasten zusammengefasst. Die Herleitung dieser Lasten kann in Darboe [16, p. 10 f.] und Sokoll et. al [13, pp. 10-14] nachvollzogen werden. Unterschieden wird die Fahrt gegen ein Hindernis, bei normal ausgerichteter Lenkrolle und der Querstellung der Lenkrolle mit einem daraus resultierenden Moment, das auf die Halterung der Hebel wirkt.

Tabelle 2: Lasten bei langsamer Fahrt gegen Hindernis [13, p. 14]

**Normale Fahrt gegen Hindernis**

$$F_{vH} = 2855 \text{ N}$$

**Fahrt gegen Hindernis mit Querstellung**

$$M_y = 171 \text{ Nm}$$

### 3 SITZKONZEPT

Ziel dieses Kapitels ist es das Sitzkonzept so weit auszuarbeiten, dass die Schnittstellen zwischen dem Hauptrahmen, den Radträgern und dem Sitzmodul beschrieben sind. Aus den Schnittstellen lassen sich wichtige konstruktive Randbedingungen, wie geometrische Merkmale oder Lasten ableiten. Dazu werden zunächst einige Anforderungen an den Sitz definiert.

**Allgemein:** Der Sitz bildet die direkte Schnittstelle zum/ zur Nutzer\*in und muss daher komfortables Sitzen über viele Stunden ermöglichen. Gleichzeitig ist LIAM als Freizeitgerät konzipiert, das zwar den nötigen Komfort bietet, bei dem jedoch die Gewichtseffizienz im Fokus steht. Es wird daher nach einem Sitz gesucht, der bequem und möglichst leicht ist. Die in 2.1.3 aufgelisteten Anpassungen werden bei der Konzeptionierung des Sitzes berücksichtigt.

**Sitzhöhe:** Im "Leitfaden für die Mitnahme orthopädischer Hilfsmittel" der Deutschen Bahn ist die Tischhöhe mit mindestens 670 mm angegeben. [17, p. 6] Damit LIAM in jedem Zug der Deutschen Bahn genutzt und die dort für Rollstuhlfahrer\*innen bereitgestellten Klapptische, Waschtische etc. verwendet werden können, müssen Tischunterkanten mit 670 mm Höhe unterfahrbar sein. Als Richtwert für die Sitzhöhe dient die in Disselhorst-Klug et. al angegebene Sitzhöhe eines Standardrollstuhls. Diese beträgt 520 mm. [2, p. 239]

**Kopfstütze:** Rollstühle deren Rückenlehnen um einen Winkel von mehr als 25° zur Senkrechten neigbar sind, müssen über eine Kopfstütze oder eine Vorrichtung zur Anbringung einer Kopfstütze verfügen. Die Höhe der Kopfstütze sollte in einem Bereich von 680 bis 844 mm oberhalb der Sitzfläche liegen. [18, p. 50]

**Armlehne, Beinstütze und Fußstütze:** Schwenkbare, bewegliche oder abnehmbare Komponenten des Sitzes, wie bspw. Armlehnen, müssen über eine Vorrichtung verfügen, die es erlaubt die Komponenten in jeder Betriebsstellung zu fixieren. Die Abstufungen, in denen diese Komponenten justierbar sind, dürfen höchstens 25 mm betragen und sollten möglichst ohne Werkzeug einstellbar sein. [18, p. 19] In der DIN 12184 wird zusätzlich dargestellt in welchen Reichweiten die Einstellmöglichkeiten liegen müssen, damit sie vom/ von der Nutzer\*in selbst oder einer Hilfsperson betätigt werden können. [18, p. 41] Für das Grobkonzept des Sitzes ist diese Anforderung zunächst irrelevant. Wenn die Fußstützen getrennt gefertigt sind, also für jeden Fuß eine Fußstütze vorhanden ist, muss sichergestellt sein, dass die Füße der Nutzer\*innen nicht in den Spalt rutschen können. Je nachdem wie das Ein- und Ausstiegskonzept für die Nutzer\*innen gestaltet ist, ist die Beweglichkeit oder die Möglichkeit Armlehnen, Beinstützen und Fußstützen abzunehmen zwingend erforderlich. [18, p. 50]

Die hier beschriebenen Anforderungen sind abgesehen von dem im ersten Absatz geforderten Leichtbau Mindestanforderungen. Im Gesamtfahrzeugkonzept werden weitere Anforderungen wie bspw. eine Liegefunktion oder die Beheizbarkeit des Sitzes definiert [1, p. 52]. Da diese Funktionen für den Betrieb des Rollstuhls nicht notwendig sind und Komfortfunktionen wie Liegen im Kontrast zur Idee eines möglichst leichten und agilen Freizeitgeräts liegen, werden sie im Rahmen dieser Arbeit nicht berücksichtigt. Wie in Kapitel 2.1.3 beschrieben, haben diese Funktionen aus medizinischer Sicht durchaus Relevanz. Daher ist es denkbar einen Spezialsitz für LIAM zu entwickeln oder zuzukaufen, der diese Funktionen vereint und je nach Bedarf der Nutzer\*innen als Modul wählbar ist.

Um ein Konzept für den Sitz auszuarbeiten wird ein morphologischer Kasten genutzt (vgl. Tabelle 3). Da die Eigenschaften des Sitzmoduls im morphologischen Kasten eher oberflächlich definiert sind, wird das anvisierte Sitzkonzept nachfolgend beschrieben. Dieses basiert auf den im Morphologischen Kasten weiß hinterlegt Ausprägungen.

Tabelle 3: Morphologischer Kasten Sitzkonzept

<b>Eigenschaft</b>	<b>Ausprägung</b>			
<b>Leichtbau</b>	Leichtbau durch Reduzierung auf das Wesentliche		Leichtbau durch hochspezialisierte Bauteile - mit Topologieoptimierung, Funktionsintegration, Spezialwerkstoffen	
<b>Verbindungsstellen zwischen Sitzmodul und restlicher Konstruktion</b>	Sitzrahmen wird an den Radträgern montiert	Sitzrahmen und Radträger werden einteilig gefertigt	Sitzrahmen wird auf dem Hauptrahmen montiert	Sitzrahmen und Hauptrahmen werden einteilig gefertigt
<b>Aufbau Sitzmodul</b>	Sitz und Sitzrahmen sind eigene Module		Sitz und Sitzrahmen bilden Einheit	
<b>Aufbau Sitz</b>	Sitz ist modular aufgebaut und kann durch die Kombination unterschiedlicher Module an die speziellen Bedürfnisse und die Größe der Nutzer*innen angepasst werden		Sitz ist nicht modular aufgebaut, besitzt jedoch viele Verstellmöglichkeiten und große Verstellwege, um ihn an die speziellen Bedürfnisse und die Größe der Nutzer*innen anzupassen	
<b>Anpassung des Sitzes, z.B. Rückenlehnenwinkel, Sitzhöhe</b>	manuelle Verstellbarkeit		elektromotorgesteuerte Verstellbarkeit	Verstellbarkeit

## **Leichtbau**

Generell wird angestrebt die Masse des Sitzes zu minimieren, indem der Sitz auf das Wesentliche reduziert wird. Dazu zählt bspw., dass der Sitz zunächst ohne Spezialfunktionen wie eine Liege- oder Stehfunktion auskommt. Das spart Gewicht, da zur Umsetzung dieser Funktionen notwendige Bauteile und Elektronik entfallen.

## **Verbindungsstellen zwischen Sitzmodul und restlicher Konstruktion**

Um das Sitzmodul mit der restlichen tragenden Struktur zu verbinden, wird der Sitzrahmen an den Radträgern montiert. Der Sitzrahmen sorgt dadurch für eine Versteifung der Radträger in y-Richtung. In Bezug auf den Bauraum bietet diese Lösung den Vorteil, dass unterhalb des Sitzes Platz für Komponenten wie den Hebemechanismus oder die Akkus verbleibt und dieser Platz nicht durch vertikale Verbindungen zwischen dem Hauptrahmen und dem Sitzrahmen verbaut wird. Das größte Leichtbaupotenzial bieten vermutlich die Lösungen, in denen der Sitzrahmen und die Radträger bzw. der Sitzrahmen und der Hauptrahmen einteilig gefertigt sind. Ein Beispiel hierfür findet sich in Abbildung 1. Die Vorteile eines separat entwickelten und auf den Radträgern montierten Sitzrahmens überwiegen jedoch. Zum einen passt diese Lösung zu dem Ansatz LIAM modular aufzubauen. Darüber hinaus sind die Schnittstellen bei dieser Variante besser beschreibbar, was die Entwicklung der Radträger und die Abschätzung der Lasteinleitung vereinfacht.

## **Aufbau Sitzmodul**

Sitz und Sitzrahmen sind eigenständige Module. Im Idealfall ist der Sitzrahmen so aufgebaut, dass je nach Kundenwunsch unterschiedliche Sitze verbaut werden können, z.B. der hier konzipierte Basis-Sitz oder ein Spezialsitz (mit Liegefunktion etc.).

## **Aufbau Sitz**

Auch der Sitz soll sich aus verschiedenen Modulen zusammensetzen. Diese sind:

- gepolsterte Sitzfläche oder eine Sitzfläche mit Sitzkissen
- Rückenlehne
- optionale Kopfstütze
- Armlehnen
- Fußstützen
- Beinstützen
- optional Pelotten

Die unterschiedlichen Varianten eines Moduls (z.B. die Rückenlehne) bilden verschiedene Körpergrößen und medizinische Faktoren wie abweichende Stabilisierungsbedarfe ab. Der/die Nutzer\*in erhält auf diese Weise einen an die individuellen Bedürfnisse angepassten Sitz. Dadurch reduzieren sich die notwendigen Anpassungsumfänge eines Standardsitzes. Die

Sitzmodule sind einfach aufgebaut, wodurch Gewicht eingespart wird. Gleichzeitig ist durch die Individualisierung des Sitzes ein hoher Komfort sichergestellt. Die Idee eines modular aufgebauten Sitzes ist nicht neu. Der Hersteller Sunrise Medical bietet mit seiner Produktpalette JAY eine in ihrer Sitzbreite (300 bis 450 mm), Sitztiefe (300 bis 400 mm) und Sitzhöhe (-40 bis 20 mm) einstellbare Sitzplatte, die mit verschiedenen Sitzkissen, Rückenlehnen, Kopfstützen sowie Pelotten kombiniert werden kann (vgl. [19], [20]).

### **Anpassung des Sitzes, z.B. Rückenlehnenwinkel, Sitzhöhe**

Um Gewicht zu reduzieren ist in der Basis Variante eine manuelle Einstellung des Sitzes vorgesehen. Damit niedrige Tische unterfahren werden können sollten die Armlehnen klapp- oder schwenkbar sein. Inwiefern dies auch für andere Komponenten des Sitzes wie die Fuß- oder Beinstützen notwendig ist, hängt vom Ein- und Ausstiegskonzept ab und muss in vertiefenden Arbeiten analysiert werden.

In Abbildung 12 ist das erarbeitete Sitzkonzept zusammengefasst. Werden die JAY-Sitzkomponenten verbaut, reduzieren sich die notwendigen Entwicklungsumfänge auf die Module oder Funktionen in weißen Feldern. Diese müssen in weiterführenden Projekten ausgearbeitet werden. Dazu zählt die Entwicklung eines kompatiblen Sitzrahmens, an dem die Sitzplatte und die Rückenlehne befestigt werden und der auf den Radträgern montiert wird. Weitere Entwicklungsumfänge umfassen die Armlehnen, die Bein- und Fußstützen, die entweder von einem anderen Hersteller zuzukaufen oder selbst zu entwickeln sind. Um hier eine passende Auswahl zu treffen, muss vorab das Ein- und Ausstiegskonzept erarbeitet werden, aus dem hervorgeht ob Armlehnen, Beinstützen und Fußstützen schwenk- oder abnehmbar sein müssen.

Wird die JAY-Sitzplatte verwendet sollte eine Erweiterung der Sitzhöhenverstellung in Betracht gezogen werden. In Kapitel 4.2.2 wird gezeigt, dass die zur bequemen und anforderungsgerechten Positionierung verschieden großer Menschen erforderliche Sitzhöhendifferenz größer ist als die bereitgestellte Höhenverstellbarkeit von 60 mm.

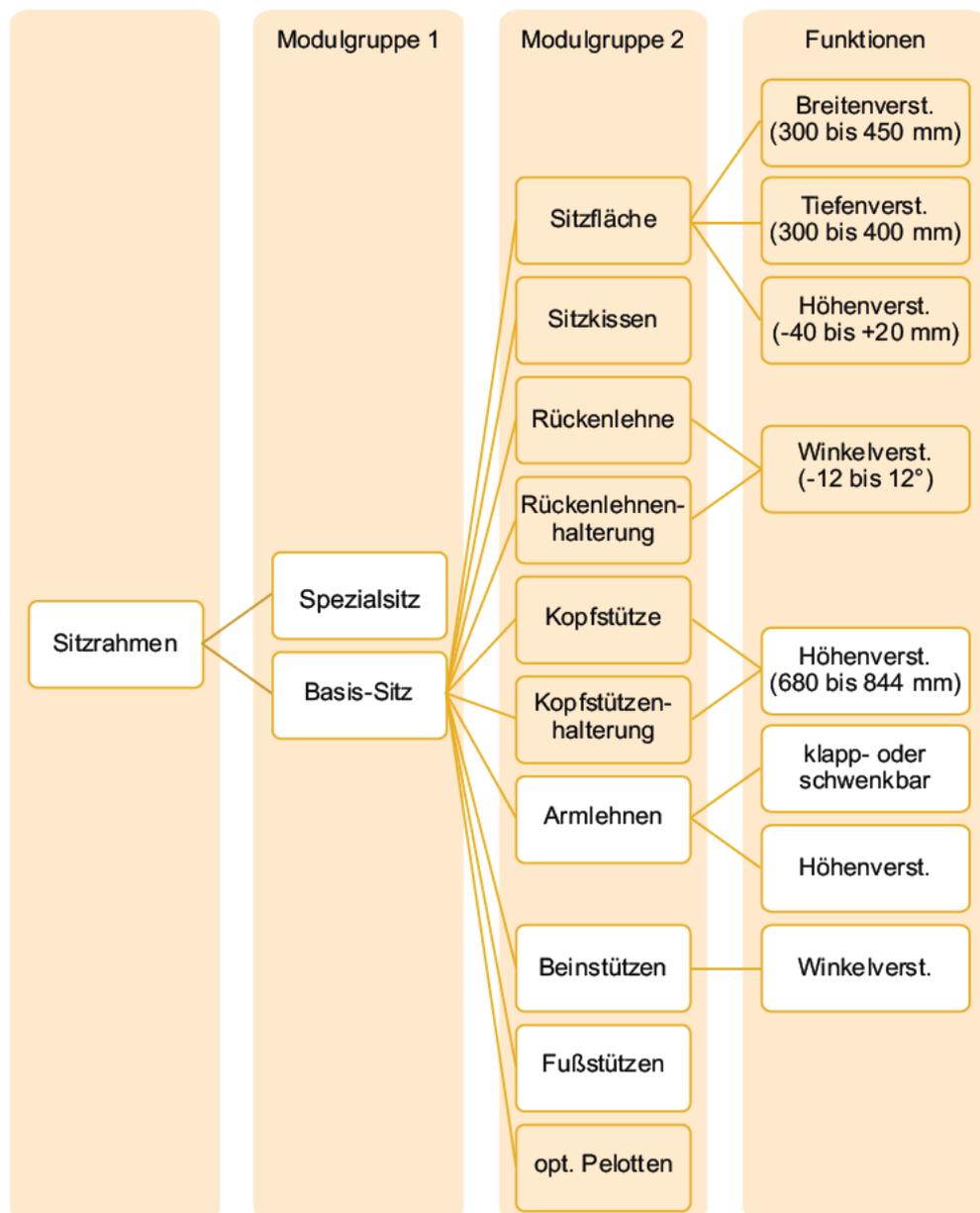


Abbildung 12: Übersicht Sitzkonzept

## 4 ABSTIMMUNG MAßGEBENDER FAHREIGENSCHAFTEN

### 4.1 Ableitung von Lastfällen

In Unterkapitel 2.3 sind die Grundgleichungen zur Berechnung der Achs- und Radlasten bei Längs- sowie Querdynamik aufgeführt. Auf dieser Grundlage werden in diesem Kapitel auslegungsrelevante Lasten zur Entwicklung von Rahmen und Fahrwerk abgeleitet. Unter auslegungsrelevanten Lasten sind im realen Fahrbetrieb auftretende Maximallasten zu verstehen. Das heißt in den Grenzen, in denen LIAM betrieben wird, treten keine höheren Lasten auf. Um Maximallasten zu bestimmen, wird die Längsdynamik in drei unabhängige Lastfälle unterteilt - die Querdynamik wird im Lastfall „schnelle Kurvenfahrt“ berücksichtigt. Daraus ergeben sich folgende vier Lastfälle:

- Beschleunigen und Bremsen in der Ebene
- Beschleunigte Bergauffahrt
- Gebremste Bergabfahrt
- Schnelle Kurvenfahrt

In den nachfolgenden Unterkapiteln 4.1.1 bis 4.1.4 werden die aufgeführten Fahrmanöver detailliert dargestellt und aus Anforderungen sowie Leistungsgrenzen der bekannten Systeme erste Grenzwerte ermittelt. Anschließend wird in Abschnitt 4.2 die Lage des Schwerpunkts analysiert, da die Kenntnis über die Schwerpunktlage zur Ermittlung quantitativer Lasten zwingend erforderlich ist. Im letzten Unterkapitel 4.3 werden die Erkenntnisse zusammengeführt und im Fahrbetrieb auftretende Maximallasten bestimmt.

#### 4.1.1 Beschleunigen und Bremsen in der Ebene

LIAM fährt in der Ebene und wird wahlweise beschleunigt oder gebremst. Neben der Gewichtskraft wirkt bei diesen Fahrmanövern eine Trägheitskraft auf LIAM. Da die Trägheitskraft in Abhängigkeit der Beschleunigung linear zunimmt, werden zunächst geeignete Grenzwerte für die Beschleunigung LIAMs ermittelt.

Die Beschleunigung wird durch das Drehmoment der Motoren begrenzt. Jeder Radnabenmotor liefert ein maximales Drehmoment von 113 Nm, welches zur Überwindung der Fahrwiderstände benötigt wird. Nach Mitschke und Wallentowitz, entspricht der Gesamtfahrwiderstand  $F_W$  dem Verhältnis aus erforderlichem Moment an den Rädern  $M_R$  und dem Radradius  $r_{\text{Rad}}$  [21, p. 83]. Da die Größe des maximalen Drehmoments pro Radnabenmotor bekannt ist, kann aus Gleichung (18) der maximal überwindbare Fahrwiderstand abgeleitet werden.

$$F_W = \frac{M_R}{r_{\text{Rad}}} \tag{18}$$
$$\rightarrow F_{W,\text{max}} = \frac{4 \cdot 113 \text{ Nm}}{0,254 \text{ m}} = 1779,5 \text{ N}$$

Der Gesamtfahrwiderstand  $F_W$  setzt sich allgemein aus dem Rollwiderstand, dem Beschleunigungswiderstand, dem Luftwiderstand und dem Steigungswiderstand zusammen. Der Luftwiderstand wird in dieser Arbeit nicht berücksichtigt, da dieser bei niedrigen Geschwindigkeiten ( $\leq 15$  km/h) vernachlässigbar ist. Der Rollwiderstand  $F_R$  ist das Produkt aus dem dimensionslosen Rollwiderstandsbeiwert  $f_R$  und der Gewichtskraft des Fahrzeugs. [14, p. 46]

$$F_R = f_R mg \quad (19)$$

Abhängig vom Gelände und der Art des Rades unterscheidet sich der Rollwiderstandsbeiwert. Für PKW-Reifen geben Breuer und Rohrbach-Kerl folgende Rollwiderstandsbeiwerte an:

- gute Straße:  $f_R = 0,01$
- Wiese:  $f_R = 0,2$
- Sand:  $f_R = 0,3$  [14, p. 48].

Der Beschleunigungswiderstand  $F_B$  tritt nur bei instationärer Fahrt auf und ist das Produkt aus Fahrzeugmasse multipliziert mit der Beschleunigung. [14, p. 56]

$$F_B = m\ddot{x} \quad (20)$$

Der Steigungswiderstand bildet den zusätzlichen Zugkraftbedarf bei einer Steigungsfahrt ab. Er ist das Produkt aus der Gewichtskraft des Fahrzeugs multipliziert mit dem Sinus des Steigungswinkels  $\alpha$ . [14, p. 55]

$$F_{St} = mg \sin(\alpha) \quad (21)$$

Die Summe aller Fahrwiderstände ergibt den Gesamtfahrwiderstand (vgl. Gleichung (22)).

$$F_W = F_R + F_B + F_{St} \quad (22)$$

Dieser kann nun gleichgesetzt werden mit  $F_{W,max}$  aus Gleichung (18).

$$F_W = F_{W,max} = f_R mg + m\ddot{x} + mg \sin(\alpha) \quad (23)$$

Da sich der Lastfall auf die beschleunigte Fahrt in der Ebene beschränkt, gilt  $F_{St} = 0$ . Nach  $\ddot{x}$  umgestellt lässt sich die maximale Beschleunigung berechnen, die mit den Radnabenmotoren erreicht werden kann. Für  $f_R$  wird eine Fahrt auf guter Straße angenommen.

$$\rightarrow \ddot{x}_{max} = \frac{F_{W,max}}{m} - f_R g = \frac{1779,5 \text{ N}}{250 \text{ kg}} - 0,01 \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 7,02 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \quad (24)$$

Mit  $7 \text{ m/s}^2$  ist die maximale Beschleunigung für einen Rollstuhl sehr hoch. Zum Vergleich: ein Porsche Taycan 4S beschleunigt laut Hersteller in vier Sekunden auf 100 km/h, was ebenfalls einem Beschleunigungswert von ca.  $7 \text{ m/s}^2$  entspricht. [22]

Um ein Fahrzeug mit maximaler Beschleunigung anzutreiben, müssen die Reifen ausreichend hohe Längskräfte übertragen. Die Höhe der Radumfangkräfte wird in Abschnitt 2.3.2 mithilfe

des Haftgesetzes bestimmt (vgl. Gleichung (9)). Wird diese Gleichung mit dem aus Gleichung (18) bekannten Fahrwiderstand gleichgesetzt und nach  $F_z$  umgestellt, lässt sich die erforderliche Radlast zur Übertragung der Radumfangkräfte berechnen.

$$F_{\max} = F_x = \frac{1}{2} F_W = \mu_0 F_z \quad (25)$$

$$F_{z,\min} = \frac{F_W}{2\mu_0} = \frac{1779,5 \text{ N}}{2 \cdot 0,9} = 988,6 \text{ N}$$

Auf eine Achse müssen demnach mindestens 988,6 N wirken, um LIAM mit maximaler Beschleunigung anzutreiben. Das entspricht ca. 40% der Gesamtgewichtskraft ( $F_G = 2452,5 \text{ N}$ ) und unterstreicht die Abhängigkeit zwischen der Fahrdynamik und der Schwerpunktlage.

Der zweite Ansatz basiert auf der Überlegung, dass die erreichbare Beschleunigung nicht nur in Bezug auf die übertragbaren Radumfangkräfte, sondern auch in Bezug auf die Kippstabilität abhängig von der Schwerpunktlage ist. Um ein Kippen auszuschließen, dürfen die Beschleunigungen maximal so groß sein, dass beide Achslasten größer bzw. gleich null sind. Durch Umstellen der Gleichungen (1) und (2) nach  $\ddot{x}$  lassen sich auf Basis dieser Forderung maximale Beschleunigungen ermitteln:

$$F_{zv} = 0 = \frac{l_h}{l} mg \cos(\alpha) - mg \sin(\alpha) \frac{z_S}{l} - m\ddot{x} \frac{z_S}{l}$$

$$\rightarrow \ddot{x}_{\text{Kipp}} = \frac{l_h}{z_S} g \cos(\alpha) - g \sin(\alpha) \quad (26)$$

$$F_{zh} = 0 = \frac{l_v}{l} mg \cos(\alpha) + mg \sin(\alpha) \frac{z_S}{l} + m\ddot{x} \frac{z_S}{l}$$

$$\rightarrow \ddot{x}_{\text{Kipp}} = -\frac{l_v}{z_S} g \cos(\alpha) - g \sin(\alpha) \quad (27)$$

Diese Beschleunigungen sind abhängig von der Schwerpunktlage und zeigen erneut den Bedarf die Schwerpunktlage zu kennen, um quantitative Lasten zu ermitteln. Unter der Bedingung, dass eine Achse unbelastet ist, halbieren sich die übertragbaren Antriebskräfte, da nur zwei Motoren für Vortrieb sorgen. Gemäß Gleichung (23) verringert sich die Beschleunigung somit auf:

$$\ddot{x}_{\max} = \frac{0,5 \cdot F_{W,\max}}{m} - f_{RG} = \frac{0,5 \cdot 1779,5 \text{ N}}{250 \text{ kg}} - 0,01 \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 3,46 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \quad (28)$$

Solange  $\ddot{x}_{\text{Kipp}}$  größer ist als  $\ddot{x}_{\max}$  besteht keine Kippgefahr, da die Leistungsgrenze der Motoren vor der kippkritischen Beschleunigung erreicht ist. Ist  $\ddot{x}_{\text{Kipp}}$  jedoch kleiner als  $\ddot{x}_{\max}$  müssen Maßnahmen wie die Drosselung der Motorleistung oder die Änderung der Schwerpunktlage ergriffen werden.

Die zweite in diesem Abschnitt zu definierende Fahrsituation ist das Bremsen in der Ebene. Die DIN 12184 gibt für Rollstühle Bremswege für verschiedene Geschwindigkeiten vor. Demnach müssen Elektrorollstühle bei einer Geschwindigkeit von 15 km/h nach 4,5 m abgebremst sein [18, p. 40]. Aus den Bewegungsgleichungen

$$v(t) = v_0 + \ddot{x}t \quad (29)$$

$$\rightarrow v(t) = 0 = v_0 + \ddot{x}t \rightarrow t = -\frac{v_0}{\ddot{x}}$$

$$x(t) = x_0 + v_0t + \frac{1}{2}\ddot{x}t^2 \quad (30)$$

$$\rightarrow x(t) = x_{\text{Bremsweg}} = v_0t + \frac{1}{2}\ddot{x}t^2 = v_0\left(-\frac{v_0}{\ddot{x}}\right) + \frac{1}{2}\ddot{x}\left(-\frac{v_0}{\ddot{x}}\right)^2$$

lässt sich durch Umformung die erforderliche Beschleunigung zum Erfüllen der Anforderung ermitteln.

$$\rightarrow \ddot{x} = -\frac{v_0^2}{2 \cdot x_{\text{Bremsweg}}} = -\frac{\left(\frac{15 \text{ km/h}}{3,6}\right)^2}{2 \cdot 4,5 \text{ m}} = -1,9 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \quad (31)$$

Für die beschleunigte Fahrt in der Ebene kann festgehalten werden, dass die Motoren Beschleunigungen bis  $7 \text{ m/s}^2$  ermöglichen, sofern auf beide Achsen mindestens 40% der zulässigen Gesamtgewichtskraft wirken. Ebenso ist bekannt, dass in Abhängigkeit der Schwerpunktlage maximale Beschleunigungen errechnet werden können, welche die Forderung der Kippstabilität erfüllen. Für den Lastfall Bremsen muss gemäß DIN 12184 eine Mindestverzögerung von  $1,9 \text{ m/s}^2$  sichergestellt werden.

#### 4.1.2 Beschleunigte Bergauffahrt

In diesem Lastfall fährt LIAM eine schiefe Ebene mit  $20^\circ$  Steigung herauf und beschleunigt dabei. Der Lastfall deckt beispielsweise das Anfahren auf einer schiefen Ebene ab. Analog zur ebenen Fahrt lässt sich mit Gleichung (23) die maximale Beschleunigung auf Basis des Gesamtfahrwiderstands ermitteln:

$$\ddot{x}_{\text{max}} = \frac{1779,5 \text{ N}}{250 \text{ kg}} - 0,01 \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} - 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \cdot \sin(20^\circ) = 3,66 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \quad (23)$$

Hiernach kann LIAM bei  $20^\circ$  Steigung mit bis zu  $3,66 \text{ m/s}^2$  beschleunigen. Die in 4.1.1 ermittelte Mindestachslast zur Übertragung ausreichend hoher Radumfangskräfte hat weiterhin Gültigkeit. Wird stark beschleunigt oder ist die Schwerpunktlage so ungünstig, dass die Vorderachse entlastet wird, reduziert sich die maximale Beschleunigung nach Gleichung (23) auf:

$$\ddot{x}_{\text{max}} = \frac{0,5 \cdot 1779,5 \text{ N}}{250 \text{ kg}} - 0,01 \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} - 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \cdot \sin(20^\circ) = 0,11 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \quad (32)$$

### 4.1.3 Gebremste Bergabfahrt

Für die Bremsung im Gefälle gibt es weder eine Vorgabe durch die DIN 12184, noch lassen sich maximale Verzögerungen aus dem Bremssystem ableiten, da dieses erst in Ansätzen beschrieben ist (vgl. [1, p. 82]). Bekannt ist, dass eine Scheibenbremse verbaut werden soll. Eine Websuche ergibt, dass Fahrradscheibenbremsen bei 26 Zoll Rädern bis zu 450 N Bremskraft am Radaufstandspunkt erzeugen. Zu beachten ist, dass zur Ermittlung der Bremskraft eine Handkraft von 60 N zum Betätigen des Bremshebels angenommen wird und bei größerer Handkraft möglicherweise höhere Bremskräfte entstehen. Zusätzlich wird die Bremskraft nicht am Radaufstandspunkt erfasst, sondern das Bremsmoment gemessen und auf den Radaufstandspunkt hochgerechnet. [23] Mithilfe der recherchierten Bremskraft lässt sich mit Gleichung (23) eine maximale Verzögerung ermitteln.

$$\ddot{x} = -\frac{4 \cdot 450 \text{ N}}{250 \text{ kg}} - 0,01 \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} - 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \cdot \sin(-20^\circ) = -3,94 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \quad (33)$$

Mit der recherchierten Bremskraft und unter der Annahme, dass alle vier Räder gebremst werden, verzögert LIAM mit  $3,94 \text{ m/s}^2$ . Bei einer Fahrgeschwindigkeit von  $15 \text{ km/h}$  ergibt sich ein Bremsweg von  $2,2 \text{ m}$ . Werden durch die Entlastung der Hinterachse nur zwei Räder gebremst, verringert sich die Verzögerung nach Gleichung (23) auf:

$$\ddot{x}_{\text{max}} = -\frac{2 \cdot 450 \text{ N}}{250 \text{ kg}} - 0,01 \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} - 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \cdot \sin(-20^\circ) = -0,34 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \quad (34)$$

und der Bremsweg vergrößert sich auf  $25,5 \text{ m}$ .

Der zweite Ansatz zur Ermittlung einer Verzögerung bei Steigungsfahrt orientiert sich an der Anforderung aus DIN 12184. Denkbar ist die Festlegung, dass der Bremsweg bei maximaler Steigung und Fahrgeschwindigkeit doppelt so lang wie der Bremsweg in der Ebene ist. Aus Gleichung (31) folgt als Verzögerung:

$$\ddot{x} = -\frac{v_0^2}{2 \cdot x_{\text{Bremsweg}}} = -\frac{\left(\frac{15 \text{ km/h}}{3,6}\right)^2}{2 \cdot 9 \text{ m}} = -0,96 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \quad (35)$$

Um ein Abbremsen nach  $9 \text{ m}$  Bremsweg zu ermöglichen, müsste die Verzögerung im Gefälle mindestens  $0,96 \text{ m/s}^2$  betragen. Damit liegt sie deutlich unterhalb der zuvor berechneten Verzögerung und dürfte daher innerhalb der Leistungsgrenzen einer (Fahrrad-)Scheibenbremsanlage liegen. Steht jedoch aufgrund einer ungünstigen Schwerpunktlage nur die Vorderachse zum Bremsen bei Gefällefahrt zur Verfügung, ist der vorgegebene Bremsweg möglicherweise nicht realisierbar oder es müsste eine leistungsfähigere Scheibenbremse verbaut werden.

#### 4.1.4 Schnelle Kurvenfahrt

Um einen kritischen Lastfall für die Kurvenfahrt abzuleiten, muss zunächst eine Fahrgeschwindigkeit mit entsprechendem Kurvenradius gefunden werden, die eine möglichst große Querschleunigung erzeugt, ohne das Seitenkraftpotenzial der Räder zu überschreiten. Dazu wird untersucht ab welchem Radius eine Kurve mit maximaler Geschwindigkeit durchfahren werden kann. Dieser Ansatz führt zu keiner Lösung, da die Fliehkraft stets größer als die Summe der Reifenseitenkräfte ist. Das liegt daran, dass mit zunehmendem Kurvenradius zwar die Fliehkraft abnimmt, gleichzeitig jedoch die Schräglaufwinkel bei großen Kurvenradien gegen null gehen, wodurch auch die übertragbaren Reifenseitenkräfte nahezu null sind.

Zielführender ist die Überlegung mit welcher maximalen Geschwindigkeit ein festgelegter Kurvenradius durchfahren werden kann. Dazu werden vier Kurvenradien analysiert und das untenstehende Diagramm auf Basis der Gleichungen (8) sowie (14) bis (17) erstellt (vgl. Abbildung 13). Der kleinste Kurvenradius entspricht der halben Spurweite, der nächstgrößere Radius hat das Maß der Spurweite. Die Kurvenradien 1 m und 2 m sind frei gewählt. Zu sehen ist der Kraftverlauf von Fliehkraft und Reifenseitenkraft über der Geschwindigkeit. An den Stellen, an denen sich Fliehkraft und Reifenseitenkraft schneiden, sind die Kräfte im Gleichgewicht und die maximal mögliche Geschwindigkeit erreicht. Aus dem Diagramm wird ersichtlich, dass mit größer werdendem Kurvenradius die maximale Geschwindigkeit leicht zunimmt, während das Kraftniveau von Fliehkraft und Reifenseitenkraft signifikant abnimmt.

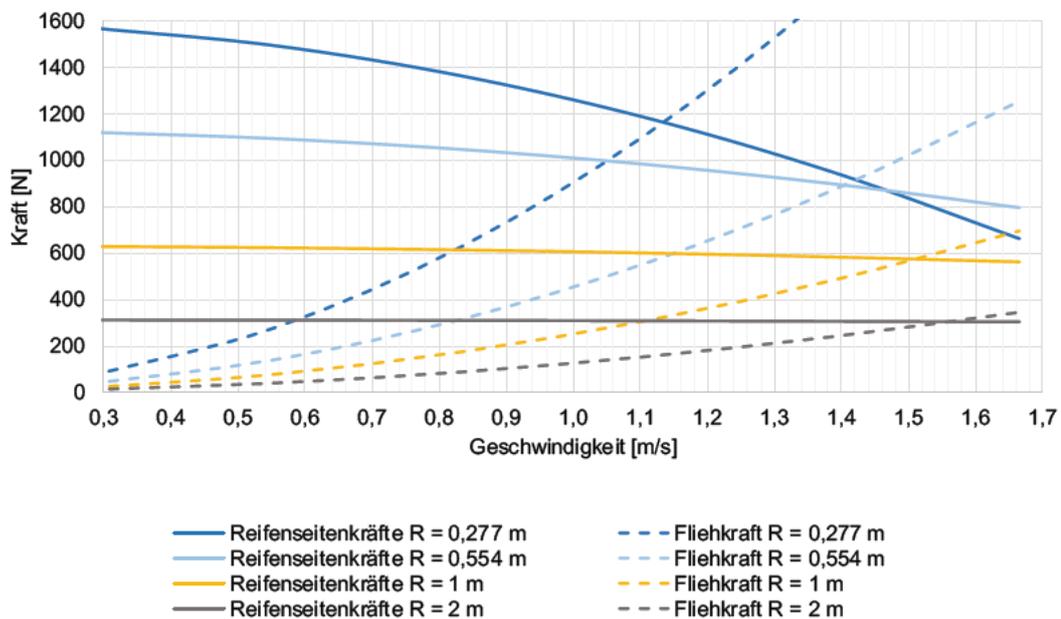


Abbildung 13: Verlauf der Reifenseiten- und Fliehkraft in Abhängigkeit der Geschwindigkeit bei unterschiedlichen Kurvenradien

Um die im Diagramm verwendeten Werte für die Reifenseitenkräfte zu berechnen, ist es notwendig die Lage des Schwerpunkts zu definieren. Damit wird dem nächsten Kapitel vorgegriffen, in dem eine Systematik zur Bestimmung der Schwerpunktlage erarbeitet wird. Es sei daher darauf hingewiesen, dass das Diagramm aus Abbildung 13 nur für die zugrunde liegende

Schwerpunktlage Gültigkeit besitzt und für jeden anderen Schwerpunkt erneut erstellt werden muss.

## 4.2 Bestimmung des Masseschwerpunkts

Nachdem die Lastfälle definiert und erste fahrdynamische Grenzwerte ermittelt sind, wird in 4.2.1 zunächst untersucht in welchem Feld der Schwerpunkt theoretisch liegen muss, damit der Rollstuhl bei den analysierten Fahrmanövern nicht kippt. In 4.2.2 wird überprüft ob das theoretisch erforderliche Schwerpunktfeld mit dem derzeitigen Aufbau des Rollstuhls vereinbar ist.

### 4.2.1 Systematische Analyse möglicher Schwerpunktlagen

Die Basis zur Bestimmung des Schwerpunktfeldes bilden die in Unterkapitel 4.1 beschriebenen Fahrmanöver. Die Lage des Schwerpunkts ist so zu wählen, dass LIAM bei typischen Fahrmanövern nicht kippt. Es muss also allgemein gelten:

$$F_{zv} \geq 0, F_{zh} \geq 0 \text{ und } F_{zi} \geq 0.$$

Um die Forderungen zu erfüllen, werden die bereits beschriebenen Fahrmanöver untersucht und mögliche Schwerpunktlagen definiert, wodurch sich der Lösungsraum schrittweise verkleinert. Visualisiert wird dies durch das Diagramm in Abbildung 14. Die Abszisse stellt die Schwerpunktlage in Fahrzeuglängsrichtung - die Ordinate in Fahrzeughöhenrichtung dar. Jede Kurve repräsentiert ein Fahrmanöver und fungiert für dieses Fahrmanöver als Grenze. Jeder Schwerpunkt der oberhalb der Grenzkurve liegt, führt bei dem Fahrmanöver zur Entlastung eines Rad-Paares und damit u.U. zum Kippen. Die y-Koordinate des Schwerpunkts wird nicht untersucht, stattdessen wird aufgrund der Symmetrie vorausgesetzt, dass der Schwerpunkt mittig zwischen den Rädern liegt

$$y_s = \frac{b}{2}.$$

Bei der statischen Fahrt in der Ebene wirkt auf LIAM nur die Gewichtskraft. Damit beide Achslasten größer null sind, muss der Schwerpunkt zwischen den Achsen liegen. Für  $l_v$  bzw.  $l_h$  gilt somit:

$$l \geq l_{v/h} \geq 0.$$

Die z-Koordinate des Schwerpunkts ist für diese Fahrsituation irrelevant und kann beliebig gewählt werden. Im Diagramm führt dies zu zwei vertikalen Grenzkurven, welche die Ordinate bei null und 558 mm schneiden (vgl. Abbildung 14).

Bei der beschleunigten Fahrt in der Ebene wirkt neben der Gewichtskraft auch eine Trägheitskraft auf LIAM, die bei positiver Beschleunigung zu einer Entlastung der Vorderachse und bei negativer Beschleunigung zu einer Entlastung der Hinterachse führt. Je größer die Beschleunigung und damit die Trägheitskraft, desto kritischer ist die dynamische Achslastverschiebung.

Daraus folgt, dass je nach Größe der Beschleunigung unterschiedliche Schwerpunktlagen zulässig sind. Im Diagramm stellt sich dies durch diverse Grenzkurven dar, wobei jeder Grenzkurve eine spezifische Beschleunigung zugrunde liegt. Um die Grenzkurven für die dynamischen Fälle zu ermitteln, werden Gleichung (1) und (2) gleich Null gesetzt und nach  $z_s$  umgestellt:

$$F_{zv} = 0 = \frac{l_h}{l} mg \cos(\alpha) - mg \sin(\alpha) \frac{z_s}{l} - m\ddot{x} \frac{z_s}{l} \quad (36)$$

$$\rightarrow z_s(l_h, \ddot{x}) = \frac{l_h g \cos(\alpha)}{g \sin(\alpha) + \ddot{x}}$$

$$F_{zh} = 0 = \frac{l_v}{l} mg \cos(\alpha) + mg \sin(\alpha) \frac{z_s}{l} + m\ddot{x} \frac{z_s}{l} \quad (37)$$

$$\rightarrow z_s(l_v, \ddot{x}) = -\frac{l_v g \cos(\alpha)}{g \sin(\alpha) + \ddot{x}}$$

Mit den Gleichungen für  $z_s$  gelingt es nun den Schwerpunkt in Abhängigkeit von  $l_v$  bzw.  $l_h$  sowie der Beschleunigung  $\ddot{x}$  zu ermitteln. Gleichung (36) wird bei den Fahrmanövern angewendet, bei denen die Achslast nach hinten verschoben wird und die vordere Achse abhebt. Bewirkt das Fahrmanöver hingegen eine Entlastung der Hinterachse gilt Gleichung (37).

Aus Unterkapitel 4.1.1 ist bekannt, dass LIAM in der Ebene mit  $7 \text{ m/s}^2$  beschleunigen kann. Die positive Beschleunigung führt zu einer Trägheitskraft und einer Entlastung der Vorderachse. Um  $z_s$  zu berechnen, wird daher Gleichung (36) genutzt und die erforderliche Schwerpunkthöhe für  $l_h = 0$  sowie  $l_h = l$  bestimmt:

$$z_s \left( l_h = 0, \ddot{x} = 7 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \right) = \frac{0 \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \cdot \cos(0^\circ)}{9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \cdot \sin(0^\circ) + 7 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}} = 0$$

$$z_s \left( l_h = 0,558 \text{ m}, \ddot{x} = 7 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \right) = \frac{0,558 \text{ m} \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \cdot \cos(0^\circ)}{9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \cdot \sin(0^\circ) + 7 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}} = 0,78 \text{ m}$$

Würde diese Beschleunigung tatsächlich ausgenutzt werden, reduziert sich die maximale mögliche Schwerpunkthöhe auf 780 mm, sofern  $l_v = 0$  ist (vgl. Abbildung 14).

Während das positive Beschleunigungspotenzial begrenzt werden kann, muss die in Abschnitt 4.1.1 berechnete Verzögerung zur Einhaltung der Anforderung aus der DIN 12184 zwingend eingehalten werden. Beim Bremsen wird die Hinterachse entlastet. Zur Bestimmung der Schwerpunkthöhe wird somit Gleichung (37) verwendet:

$$z_s \left( l_v = 0, \ddot{x} = -1,9 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \right) = -\frac{0 \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \cdot \cos(0^\circ)}{9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \cdot \sin(0^\circ) - 1,9 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}} = 0$$

$$z_s \left( l_v = 0,558 \text{ m}, \ddot{x} = -1,9 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \right) = -\frac{0,558 \text{ m} \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \cdot \cos(0^\circ)}{9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \cdot \sin(0^\circ) - 1,9 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}} = 2,84 \text{ m}$$

Damit LIAM in der Ebene mit  $1,9 \text{ m/s}^2$  verzögern kann, darf die Schwerpunkthöhe bei  $l_v = 558 \text{ mm}$  maximal  $2838 \text{ mm}$  betragen.

Die Grenzkurven für die beschleunigte Fahrt in der Ebene sind im Diagramm gestrichelt dargestellt. Der gemeinsame Flächeninhalt unterhalb der gestrichelten Grenzkurven entspricht den - für diese Fahrmanöver zulässigen - Schwerpunktlagen. Am Schnittpunkt der Kurven ist die maximal mögliche Schwerpunkthöhe erreicht. Wird der Schnittpunkt als Schwerpunktlage definiert, wären bei  $7 \text{ m/s}^2$  die Vorderachslast null und bei  $-1,9 \text{ m/s}^2$  die Hinterachslast null. Soll die Kippstabilität mit einem Sicherheitsfaktors versehen werden, muss das Schwerpunktfeld mit Abstand zu den Grenzkurven definiert werden.

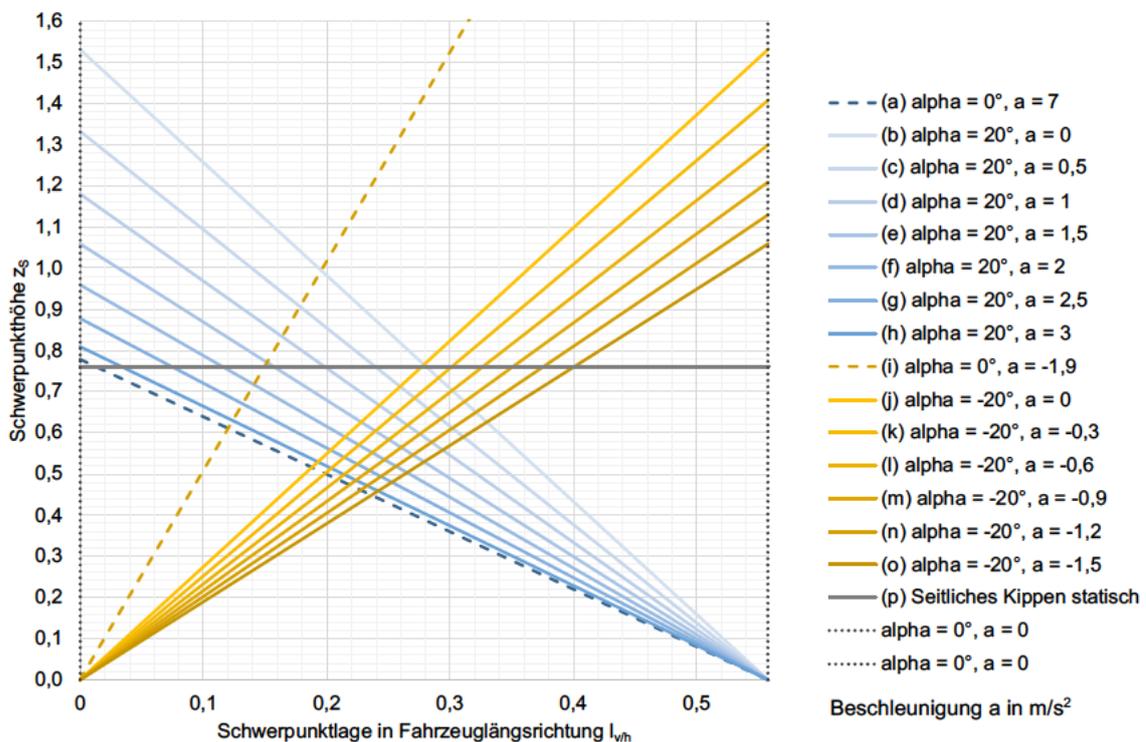


Abbildung 14: Mögliche Schwerpunktlagen in Fahrzeughöhen und -längsrichtung

Die Ermittlung der Grenzkurven für die Fahrmanöver positiv beschleunigte Bergauffahrt und gebremste Bergabfahrt erfolgen analog zum ebenen Fall. Die Grenzkurven für die positiv beschleunigte Bergauffahrt sind blau und die Grenzkurven für die gebremste Bergabfahrt sind gelb dargestellt. Je dunkler der jeweilige Farbton, desto größer ist die Beschleunigung. Während bei der positiven Beschleunigung die maximale Beschleunigung in der Ebene bereits der kritischste Fall ist, wird der Lösungsraum durch das Bremsen bei Bergabfahrt signifikant verkleinert.

Für den Fall, dass LIAM seitlich auf einer Schräge fährt, ist nicht nur die Bewertung der Kippstabilität um die Fahrzeugquer- sondern auch die Fahrzeuginnenrichtung relevant. Bei PKW und insbesondere Nutzfahrzeugen stellt der Static Stability Factor (SSF) ein probates Mittel zur Bewertung der seitlichen Kippstabilität dar. Nach Baumann ist der SSF das Verhältnis aus halber Spurweite dividiert durch die Schwerpunkthöhe (vgl. (38)) [24]. Ausgehend vom

SSF kann der sogenannte Wankwinkel  $\varphi_{\text{Tip-Over}}$  bestimmt werden (vgl. (39)). Das ist der Winkel, ab dem ein Fahrzeug ohne äußere Krafteinwirkung kippt. Gleichung (38) eingesetzt in (39) und nach  $z_S$  umgestellt, erlaubt es bei gegebenem Wankwinkel eine maximale Schwerpunkthöhe zu ermitteln.

$$\text{SSF} = \frac{b}{2z_S} \quad (38)$$

$$\varphi_{\text{Tip-Over}} = \arctan(\text{SSF}) \quad (39)$$

$$z_{S,\max} = \frac{b}{2 \tan(\varphi_{\text{Tip-Over}})} = \frac{0,554 \text{ m}}{2 \cdot \tan(20^\circ)} = 0,761 \text{ m} \quad (40)$$

Bei 20° seitlicher Steigung darf die Schwerpunkthöhe demnach maximal 761 mm betragen, damit LIAM nicht kippt. Da diese Grenze unabhängig von der Lage des Schwerpunkts in x-Richtung gilt, ist sie in Abbildung 14 als Konstante eingezeichnet.

Für das Fahrmanöver Kurvenfahrt muss ausgeschlossen werden, dass die Last an den kurveninneren Rädern durch eine (zu) hohe Querbeschleunigung kleiner null wird. Die Gefahr besteht jedoch nur, wenn die kurvenäußeren Räder die Fliehkraft abstützen können und nicht vorher durchrutschen. Denkbar wäre bei der Kurvenfahrt analog zur geraden Fahrt vorzugehen und statt der Achslasten die Radlast der kurveninneren Räder nullzusetzen, um Grenzkurven zu generieren. Dieses Vorgehen ist nicht zielführend, da sich  $l_h$  verkürzt und  $z_S$  somit nur abhängig von der Kurvengeschwindigkeit und dem Kurvenradius ist (vgl. Gleichung (41)). Da es keine Vorgaben in Bezug auf die Dynamik bei Kurvenfahrt gibt, lässt sich auf Grundlage der Gleichung (41) keine Schwerpunkthöhe  $z_S$  ableiten.

$$\begin{aligned} F_{zvi} = 0 &= \frac{1}{2} \frac{l_h}{l} mg - \frac{z_S}{b} \frac{l_h}{l} m \frac{v^2}{R} \\ \rightarrow z_S &= \frac{1}{2} gb \frac{R}{v^2} \end{aligned} \quad (41)$$

Im Anhang ist das aus Abbildung 13 bekannte Diagramm mit neuer Schwerpunkthöhe dargestellt (vgl. A.1). Als Schwerpunkthöhe werden die aus dem Fall statisches seitliches Kippen bekannten 761 mm eingesetzt. Durch den höheren Schwerpunkt verringern sich die erreichbaren Kurvengeschwindigkeiten. Erhöhte Kippgefahr besteht ab dem Kurvenradius 277 mm. Das Verhältnis aus Fliehkraft zu Reifenseitenkräften ermöglicht bei diesem Kurvenradius zwar theoretisch eine Fahrgeschwindigkeit von bis zu 1 m/s, allerdings sind die Radlasten kurveninneren kleiner null. Ohne Eingreifen der/des Fahrer\*in würde LIAM bei dieser Fahrgeschwindigkeit und dem gewählten Kurvenradius kippen. Um ein Kippen auszuschließen, könnte entweder die Schwerpunkthöhe auf ein erträgliches Maß herabgesetzt oder die Fahrgeschwindigkeit verringert bzw. der Kurvenradius vergrößert werden. Im weiteren Verlauf der Arbeit werden die Größe der Fahrgeschwindigkeit und des Kurvenradius beschränkt, da neben der

verringerten Kippgefahr auch die lasttragenden Systeme (Räder, Radträger und Rahmen) von den signifikant kleineren Lasten bei größeren Kurvenradien und vergleichsweise kleinen Fahrgeschwindigkeiten profitieren. Die Schwerpunkthöhe und -lage in x-Richtung ergibt sich aus den weiteren Fahrmanövern.

#### 4.2.2 Praktischer Nachweis der Schwerpunktlagen

Ziel dieses Kapitels ist die Validierung der mithilfe des Diagramms in Abbildung 14 ermittelten Schwerpunktlagen anhand von CAD-Modellen. Es wird überprüft, ob das theoretisch erforderliche Schwerpunktfeld trotz geometrischer Zwangsbedingungen, wie bspw. einer bestimmten Sitzposition des Passagiers, umsetzbar ist.

Um einen Überblick zu erhalten, sind in Tabelle 4 Komponenten eines Rollstuhls aufgeführt und nach Masse geordnet. Die Auswahl der Komponenten orientiert sich an Informationen aus Kraft und Disselhorst-Klug sowie Koch (vgl. [2, p. 220], [25]). Auf welcher Datenbasis die Massen bestimmt und wie ausgehend von den Massen die Festlegung des Schwerpunkts erfolgt, wird nachfolgend beschrieben.

Tabelle 4: Massen wichtiger Komponenten

Stückzahl	Komponente	Gesamtmasse [kg]
1	Mensch	42 - 117
4	Akku	27,6
4	Motor	20,4
1	Rahmen mit Radträger sowie Hebemechanismus	15,2/ 19,2/ 21,1*
1	Sitz	10
4	Räder	9,5
4	Bremsmodul	1,4
1	Bedienmodul	-
1	Steuerungseinheit	-

\*Die drei Massen ergeben sich aus den unterschiedlichen Rahmenaufbauten und Hebemechanismen.

#### Mensch

Durch seine Masse hat der Mensch den größten Einfluss auf den Schwerpunkt. Gleichzeitig ist die Streuung sehr groß. Um eine möglichst valide Annahme für die Masse und Größe des Passagiers zu treffen, werden Erkenntnisse aus der Anthropometrie zu Hilfe genommen. Im

Duden wird die Anthropometrie als „Wissenschaft von den menschlichen Körper- und Skelettmerkmalen und deren exakter Bestimmung“ definiert (vgl. [26]). Vereinfacht ausgedrückt, hat die Anthropometrie demnach das Ziel den menschlichen Körper zu vermessen. Anwendung finden Kenntnisse der Anthropometrie bspw. in der Ergonomieentwicklung von Automobilen oder in der Bekleidungsindustrie. Um zu erkunden wie sich unterschiedliche Körpergrößen und -massen auf die globale Schwerpunktlage auswirken, werden auf Basis der DIN 7250-2 die

- Körperhöhe,
- Sitzhöhe,
- Sitztiefe,
- Sitzbreite
- und Körpermasse

des 5. und des 95. Perzentils unterschiedlicher Länder ausgewertet. In der Norm werden nur Körper(teil)maße von Personen im erwerbsfähigen Alter berücksichtigt. Hier gilt zu beachten, dass sich die Grenzen des erwerbsfähigen Alters von Land zu Land unterscheiden. Zudem sind Menschen oberhalb des erwerbsfähigen Alters nicht repräsentiert, die eine typische Zielgruppe für Rollstühle darstellen.

Die Eingrenzung der anthropometrischen Daten auf das 5. Perzentil und das 95. Perzentil ist ein typisches Vorgehen z.B. in der Fahrzeugentwicklung. In der DIN 33402, in der Körpermaße von in Deutschland wohnhaften Personen zusammengestellt sind, wird die Methode wie folgt begründet: „Diese Abgrenzung, die somit 90% der Bevölkerung einschließt, erfolgt aus praktischen Gründen, da die Streuung der Maße bei den verbleibenden Extremgruppen überproportional groß ist.“ [27, p. 9]. Sollte LIAM tatsächlich von einer Person benutzt werden, deren Körper(teil)maße außerhalb der betrachteten Grenzen liegen, muss dem individuell mit gezielten Versuchen und ggf. Maßanfertigungen begegnet werden, um bspw. die Kippstabilität sicherzustellen. Das 95. Perzentil entspricht dem oberen Grenzmaß, da nur 5% der gemessenen Körper(teil)maße größer sind. Demgegenüber stellt das 5. Perzentil das untere Grenzmaß dar (5% der gemessenen Körper(teil)maße sind kleiner).

Die Verteilung der Körperhöhe, Stammlänge, Sitztiefe und Körpermasse gemäß DIN 7250-2 ist im Anhang in Diagrammen dargestellt (vgl. A - III bis A - VI). Um die Arbeit mit den anthropometrischen Daten zu vereinfachen, werden bei den nachfolgenden Arbeitsschritten nur noch die Daten des 5. Perzentil weiblich und des 95. Perzentil männlich berücksichtigt. Abgesehen von zwei Ausreißern, verorten sich die Extremwerte jeweils bei diesen beiden Perzentilen. Die Maße der beiden Perzentile sind in Tabelle 5 zusammengefasst und dienen als Grenzwerte.

Tabelle 5: Ausgewählte Maße des 5. Perzentil weiblich und des 95. Perzentil männlich nach DIN 7250-2 [28]

Maß	P5 weiblich	P95 männlich
Körperhöhe [mm]	1476	1959
Sitzhöhe [mm]	735	1012
Sitztiefe [mm]	401	565
Sitzbreite [mm]	310	571
Körpermasse [kg]	42	117

Die Ausreißer sind die Sitzbreite des 5. Perzentil weiblich und die Sitztiefe des 95. Perzentil männlich. Beides sind keine Extremwerte. Mit 295 mm besitzt der chinesische 5% Mann die kleinste Sitzbreite und mit 570 mm die kenianische 95% Frau die größte Sitztiefe. Da das Ableiten von menschlichen Modellen auf Grundlage von anthropometrischen Daten per se fehlerbehaftet und durch den Modellcharakter stark vereinfacht ist, werden diese beiden Extremwerte vernachlässigt. In der Realität treten ohnehin meist Mischformen der Perzentile auf. Damit ist gemeint, dass ein Mensch gleichzeitig die Körperhöhe einer 5% Frau und die Stammhöhe einer 50% Frau besitzen kann, z.B. aufgrund kurzer Beine. Für die Untersuchung der Schwerpunktlage ist die Festlegung der Maße in Tabelle 5 daher hinreichend genau.

Um den Schwerpunkt zu bestimmen, ist neben der Gesamtmasse des Menschen vor allem die Verteilung der Massen auf die verschiedenen Körperpartien relevant. Bei der 5% Frau und dem 95% Mann verteilen sie sich, wie in Tabelle 6 dargestellt. Die Anteile sind Bubb et. al entnommen und können, da der Mensch Spezies typische Körperproportionen besitzt, mit einigen Einschränkungen allgemein angewandt werden. Nicht berücksichtigt werden bspw. korpolente Menschen, die vermutlich abweichende Körperteilmassen besitzen [29, p. 197].

Tabelle 6: Verteilung der Gesamtmasse auf Körperteile [29, p. 197] [28]

Körperteil	Anteil an Gesamtmasse	P5 weiblich	P95 männlich
Rumpf	60%	25,2 kg	70,2 kg
Kopf	6%	2,5 kg	7 kg
Bein	12,5%	5,3 kg	14,6 kg
Arm	4,5%	1,9 kg	5,3 kg

Um diese Informationen in das CAD-Modell zu übertragen, gibt es unterschiedliche Möglichkeiten. Ein umfangreiches und in der Automobilindustrie bevorzugt genutztes Programm zur Arbeit mit digitalen Manikins ist RAMSIS, in dem vordefinierte Menschmodelle bestimmter

Perzentile zur Verfügung stehen. Da das Ziel dieser Arbeit keine Ergonomieuntersuchung ist, sondern die Ermittlung einer Schwerpunktlage zur Bewertung der Kippstabilität und des Lasteintrags des Menschen in den Rahmen sowie die Radträger, könnte auch mit gezielten Punktmassen gearbeitet werden. Die umgesetzte Lösung vereint beide Ansätze und hat den Vorteil, dass kein kostenpflichtiges Programm, wie z.B. Ramsis benötigt wird. Gleichzeitig kann der Willkürlichkeit, die mit dem Eintrag einfacher Punktmassen einhergeht, eine Systematik entgegengesetzt werden. Auf der Internetseite Traceparts werden die in Abbildung 15 abgebildeten Manikins zum freien Download angeboten. Die Manikins sind nach ISO 15536-1 zertifiziert, besitzen jedoch keine Zuordnung zu einem bestimmten Perzentil und keine Masse. Das kleinste Manikin weist eine Körperhöhe von 1450 mm und das größte eine Körperhöhe von 1900 mm auf. Damit sind beide Manikin etwas kleiner als die in Tabelle 5 identifizierten Grenzmaße der Körperhöhen. Auch die anderen Körper(teil)maße weichen von den Maßen der 5% Frau und des 95% Manns ab. Die Abweichung der Maße gegenüber den Extremwerten in Tabelle 5 ist in Abbildung 15 hinter dem jeweiligen Maß in Prozent angegeben. Für die Sitztiefe sind jeweils zwei Maße eingefügt, da durch die vereinfachte Ausformung der Manikins uneindeutig ist, an welchem Punkt die Messung der Sitztiefe erfolgen sollte. Die Abweichungen vom Sollmaß sind bei beiden Messvarianten klein. Auffallend groß ist die Abweichung der Sitzbreite vom Sollmaß des 95% Manns. Gemäß Tabelle 5 müsste die Sitzbreite des 95% Manns knapp 41% größer sein. Bei der 5% Frau weicht die Sitzbreite mit ca. 19% ebenfalls am stärksten ab. Da LIAM in Breitenrichtung symmetrisch aufgebaut ist, ist der Einfluss der Sitzbreite der Manikins auf die Schwerpunktlage vernachlässigbar. Alle anderen Abweichungen sind kleiner als zehn Prozent und damit akzeptabel.

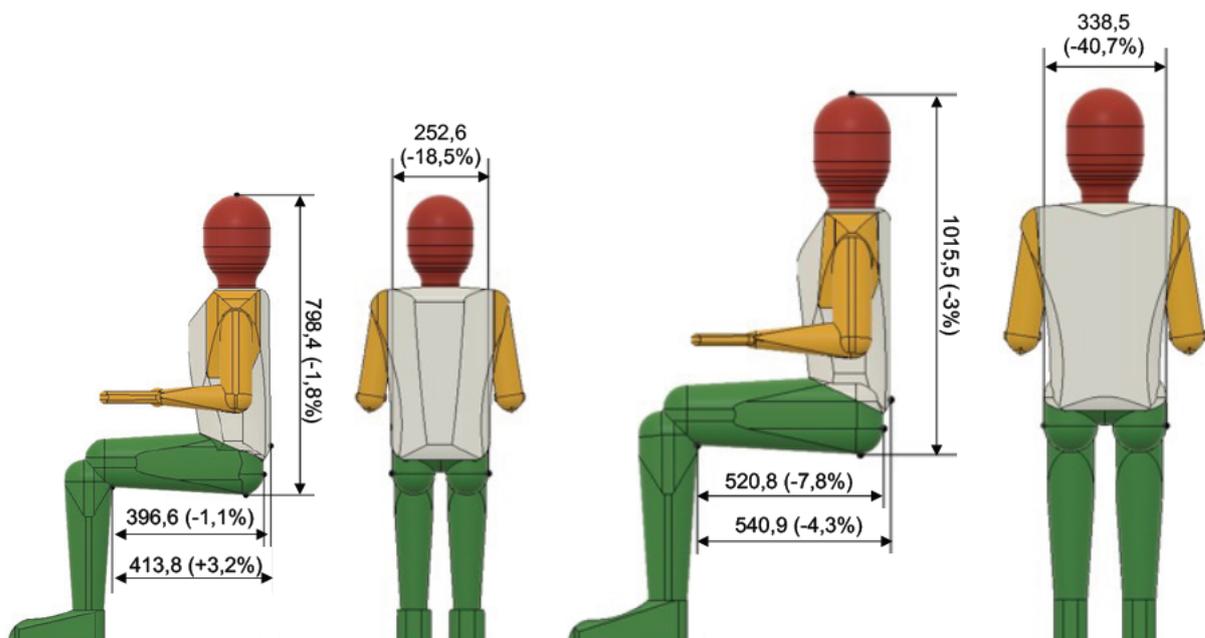


Abbildung 15: CAD-Menschmodelle mit Maßen und Abweichung  
(links: 5. Perzentil Frau, rechts: 95. Perzentil Mann)

Um die Massen der Körperteile zu berücksichtigen, sind die Manikins in Partien unterteilt. Die Einteilung ist in Abbildung 15 an den unterschiedlichen Farben zu erkennen. Jeder Körperpartie ist ein spezifisches Material zugeordnet. Die Materialien unterscheiden sich jeweils in der Dichte, wodurch für jede Körperpartie der Manikins eine Masse entsprechend den Vorgaben aus Tabelle 6 sichergestellt ist. Um die passende Dichte zu ermitteln, wird das Volumen jeder Körperpartie in CAD analysiert. Die in Tabelle 6 hinterlegte Masse des Körperteils dividiert durch das ermittelte Volumen liefert die Dichte.

### Akku

Für den Akku und die Halterung ist im CAD-Modell ein Quader mit Verschalung vorgesehen. In Abbildung 16 sind links der Akku mit Halterung und rechts das stark vereinfachte CAD-Modell des Akkus mit Bemaßung dargestellt. Die Abmaße des Akkus entsprechen nicht den Angaben in Craxton, sondern den Maßen, die im aktuellen Produktkatalog der Firma AES Akku Energie Systeme GmbH veröffentlicht sind [1, p. 86] [30, pp. 9, 23]. Über die Maße des Akkus inklusive Halterung liegen keine Informationen vor. Der Zusammenbau der beiden Komponenten in CAD erfolgt auf Grundlage eines Fotos, weshalb die tatsächlichen Abmessungen hiervon abweichen können. Laut Craxton wiegt der Akku 5,9 kg [1, p. 86]. Das Gewicht der Halterung ist unbekannt, da der Hersteller keine Angaben macht. Um sie dennoch zu berücksichtigen, wird als Schätzwert 1 kg angenommen. Die Masse wird bei Akku und Akkualterung erneut mithilfe des Materials und einer spezifischen Dichte eingestellt.

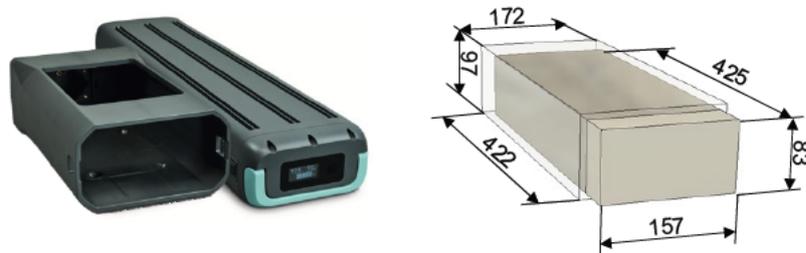


Abbildung 16: links: AES eBike Akku 2.0 LongLife 48V mit AES Akku-Halterung 2.0 48V [29, pp. 9, 23]; rechts: CAD-Modell des Akkus mit Halterung

### Motor

Analog zum Akku sind die Motoren gegen einfache Ersatzkörper ähnlicher Größe und Form ausgetauscht. Wie zuvor erhalten sie mithilfe des Materials und einer spezifischen Dichte, dass vom Hersteller angegebene Gewicht [31].

### Sitz

Die Masse des Sitzes in Tabelle 4, leitet sich von dem in Kapitel 3 beschriebenen Sitzkonzept für den Basis-Sitz mit JAY-Sitzmodulen ab. Wie in Tabelle 7 dargestellt, ist nur von wenigen Modulen die Masse bekannt. Abhängig davon, welche Variante der bekannten Module gewählt wird, ergibt sich eine Gesamtmasse zwischen 3,9 und 8,5 kg. Der Mittelwert beträgt 6,2 kg, womit 3,8 kg Schätzmasse für die unbekanntenen Module verbleibt.

Tabelle 7: Masse des Sitzes

<b>Komponente</b>	<b>Masse [kg]</b>
JAY-Sitzplatte	2,5 [20]
JAY-Sitzkissen	0,7 - 3,2 [19]
JAY-Rückenlehne	0,69 - 2,8 [19]
JAY-Rollstuhlrückenhalterung	-
opt. JAY-Kopfstütze mit JAY-Kopfstützenhalterung	-
opt. JAY-Pelotten	-
Armlehnen	-
Fußstützen	-
Beinstützen	-
Sitzrahmen	-

bekannte Gesamtmasse: 3,9 - 8,5

geschätzte Gesamtmasse: 10

Das CAD-Modell des Sitzes wurde ursprünglich zur Visualisierung eines Rollstuhlsitzes erstellt, weshalb das Design nicht mit dem konzipierten Sitz übereinstimmt. Der Aufbau ähnelt diesem jedoch, so dass davon abgesehen wird ein neues CAD-Modell für den Sitz zu erstellen. Stattdessen wird das vorhandene CAD-Modell genutzt und mithilfe eines Materials und einer spezifischen Dichte die geschätzte Masse eingestellt.

### **Räder**

Die von Craxton recherchierte Masse der Räder wird übernommen. Nur die Masse des Reifens wird der Herstellerangabe entsprechend angepasst (vgl. Tabelle 8). Das Rad ist im CAD-Modell nicht realitätsgetreu ausgeformt. Wie beim Akku wird auch hier ein Ersatzkörper genutzt. Statt Rädern befinden sich im CAD-Modell Ringe mit den Abmessungen der Reifen und der Masse des gesamten Rades.

Tabelle 8: Masse eines Rades

Stückzahl	Komponente	Gesamtmasse [kg]
1	Reifen	0,435 [32]
1	Schlauch	0,63 [1]
1	Felgenband	0,05 [1]
1	Felge	0,53 [1]
36	Speiche mit Speichennippel	0,72 [1]

Masse pro Rad: 2,365

### Bremsmodul, Bedienmodul und Steuerungseinheit

Im Gesamtfahrzeugkonzept gibt es zu keinem der drei Komponenten einen ausgereiften Entwurf, was die Massebestimmung der Komponenten erschwert. Das Bedienmodul wird sich aller Voraussicht nach aus einem Bildschirm, einem Joystick und ggf. einigen Knöpfen zusammensetzen und an der Armlehne befestigt. Mögliche Produkte sind das Joystick Modul CJSM2 von Curtiss Wright oder die Linx Touchscreen Remote DLX-REM400-B von Dynamic Controls. Da beide Hersteller keine Angaben zum Gewicht ihrer Bedieneinheiten machen, werden sie nicht bei der Schwerpunktbestimmung berücksichtigt.

Als Steuerungseinheit werden in Elektrorollstühlen nach Kraft et. al zumeist modulare Steuerungssysteme verbaut, die über ein Bus-System miteinander verbunden sind. [2, p. 257] Da noch nicht feststeht über welche elektrischen Einheiten LIAM verfügen wird und wie diese angesteuert werden, ist es nicht zweckmäßig an dieser Stelle des Projekts ein Gewicht für die Steuerungseinheit anzunehmen. Darüber hinaus sind die Controller eher klein und leicht und haben daher weder in Bezug auf den Schwerpunkt noch in Bezug auf den Bauraum einen bedeutenden Einfluss.

Für das Bremsmodul konnte zwar eine Masse ermittelt werden, diese ist jedoch so klein, dass sie bei der Schwerpunktbestimmung nicht berücksichtigt wird. Die Masse des Bremsmoduls in Tabelle 4 leitet sich von einer hydraulischen Scheibenbremse mit einem Scheibendurchmesser von 203 mm ab. Diese setzt sich aus den, in Tabelle 9 aufgeführten Komponenten zusammen. Um ein Gewicht zu ermitteln, werden miteinander kompatible Produkte des Herstellers Shimano ausgewählt. Gegenüber einer typischen Fahrradbremsanlage entfällt der Handgriff, da die Bremse gemäß Gesamtfahrzeugkonzept mit dem Joystick angesteuert werden soll [1, p. 82]. Das Gewicht der Bremse wird sich somit um das Gewicht von Aktuatoren erhöhen, die die Aufgabe des Handgriffs übernehmen und mithilfe des Joysticks elektrisch angesteuert werden können. Aufgrund der fehlenden Konzeptreife werden keine Aktuatoren vorausgewählt.

Tabelle 9: Komponenten einer hydraulischen Scheibenbremse

Komponente	Modellbezeichnung	Masse [kg]
Bremsscheibe	SHIMANO Bremsscheibe Center Lock RT-MT800	0,161 [33]
Bremssattel	SHIMANO Deore XT BR-M8100 Bremssattel	0,136 [34]
Bremsbeläge	SHIMANO Bremsbeläge Ice Tech J03A Resin mit Kühlrippen	0,022 [35]
Bremsleitungen	SHIMANO Bremsleitung SM-BH90-SBM-A	0,026 [36]

Masse pro Bremsanlage 0,345

### Bestimmung der Schwerpunktlage

Die eigentliche Bestimmung der Schwerpunktlage erfolgt durch die Anordnung der beschriebenen Komponenten im Bauraum, also dem innerhalb des Masterprojekts entworfenem Rahmen mit Radträgern und Hebemechanismus. Die Aufbauvarianten mit Hubzylinder und Scherenheber werden getrennt voneinander untersucht. Maßgebend für beide Aufbauvarianten ist eine komfortable Positionierung des Menschen, weshalb dieser zuerst platziert wird. Bei der Platzierung des Menschen, ist die Sitzhöhe entscheidend. Aus Kapitel 3 ist bekannt, dass Tischunterkanten mit der Höhe  $\geq 670$  mm unterfahrbar sein müssen. Eine Sitzhöhe von 520 mm dient als Richtwert, da diese der Sitzhöhe eines Standardrollstuhls entspricht. Aus Kapitel 4.2.1 lässt sich der Bedarf einer möglichst geringen Sitzhöhe schlussfolgern, um den Schwerpunkt niedrig zu halten und so die Fahreigenschaften zu verbessern. Aufgrund des Größenunterschieds unterscheiden sich die Räume, in denen die 5% Frau und der 95% Mann positioniert werden können, signifikant.

Zunächst wird die Lage der Perzentile in der Aufbauvariante Hubzylinder definiert. Bei der ersten Sitzposition ist für beide Perzentile eine Sitzhöhe von 520 mm eingestellt. Die Ausrichtung in x-Richtung wird durch den Hebemechanismus und den Hauptrahmen bestimmt, da eine Kollision der Füße mit den beiden Baugruppen auszuschließen ist. In y-Richtung werden die Manikins mittig ausgerichtet. Bei beiden Perzentilen ist die Sitzhöhe zu groß, um

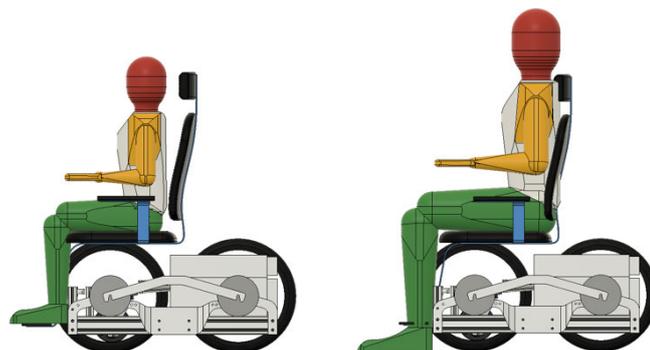


Abbildung 17: Sitzposition eins in der Aufbauvariante mit Hebemechanismus Hubzylinder

Tischunterkanten mit 670 mm Höhe zu unterfahren. Die Länge der Beine führt beim 95% Mann zusätzlich dazu, dass die Füße auf dem Boden aufliegen. In der Realität müsste ein Mensch mit vergleichbar langen Beinen, die Beine anders anwinkeln und könnte nicht wie die Manikins mit 90° angewinkelten Beinen auf dem Rollstuhl sitzen. Der Komfort des 95% Manns wird durch diese Einschränkung geschmälert. Zudem führt die veränderte Körperhaltung zu einer Gewichtsverlagerung und damit zu einer Schwerpunktverschiebung.

Bei der zweiten Sitzposition (vgl. Abbildung 18) ist die Sitzhöhe so gewählt, dass die Fußstütze des Sitzes bündig mit der Unterkante des Rahmens abschließt. Gegenüber der Sitzposition eins sitzt die 5% Frau 33 mm tiefer, während sich die Sitzhöhe des 95% Manns um 106 mm vergrößert. Die geringe Sitzhöhe erlaubt der 5% Frau Tischunterkanten mit 670 mm Höhe zu

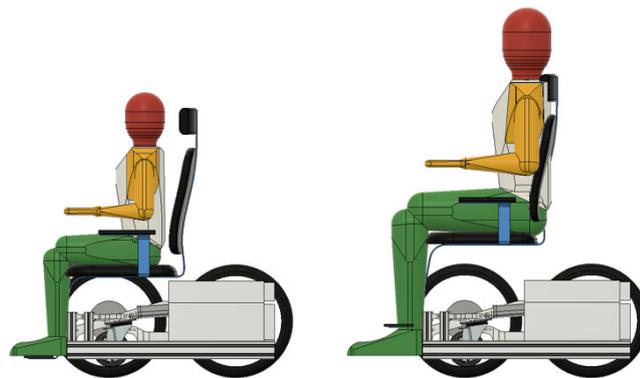


Abbildung 18: Sitzposition zwei in der Aufbauvariante mit Hebemechanismus Hubzylinder

unterfahren.

Bei der dritten Sitzposition (vgl. Abbildung 19) ist die Sitzhöhe des 95% Manns so gewählt, dass auch dieser eine Tischunterkante mit 670 mm Höhe unterfahren kann. Dazu sitzt der 95% Mann auf einer Sitzhöhe von ca. 450 mm. Die geringe Sitzhöhe verstärkt die bei Sitzposition eins identifizierte Problematik mit der Beinlänge. Die Füße ragen bei dieser Sitzhöhe in den Boden.

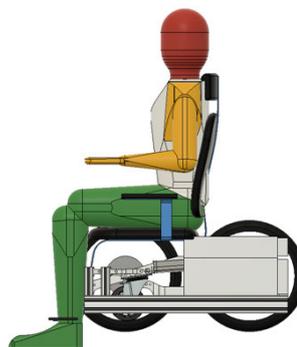


Abbildung 19: Sitzposition drei in der Aufbauvariante Hebemechanismus mit Hubzylinder

Neben Vorgaben bezüglich der Sitzhöhe gibt es Anforderungen der Deutschen Bahn die Rollstuhllänge betreffend. Diese darf inklusive der Füße maximal 1250 mm betragen. [17, p. 5] Sitzt die 5% Frau auf dem Rollstuhl wird die Anforderung erfüllt. Der 95% Mann hat jedoch so lange Füße, dass sich die Gesamtlänge auf Werte zwischen 1289 und 1336 mm beläuft. Ein

möglicher Lösungsansatz besteht darin, die Manikins so auszurichten, dass die Füße auf dem Rahmen und nicht wie zuvor vor dem Rahmen positioniert sind (Sitzposition vier; vgl. Abbildung 20). Diese Sitzposition führt jedoch zu einer Erhöhung der Sitzhöhe. Zusätzlich verkürzt sich die Gesamtlänge beim 95% Mann nicht um das geforderte Maß, da eine Kollision der Füße mit den Hebeln des Hebemechanismus auszuschließen ist.

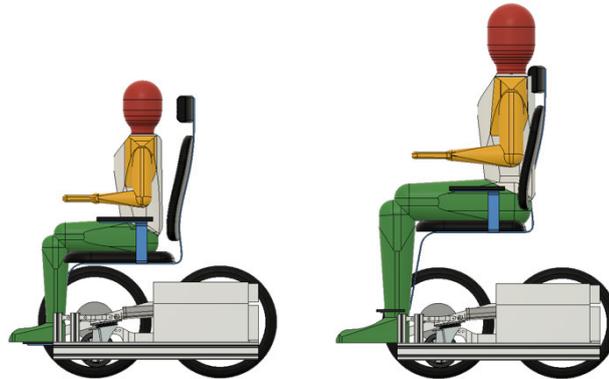


Abbildung 20: Sitzposition vier in der Aufbauvariante Hebemechanismus mit Hubzylinder

Die Akkus sind möglichst tief und in Fahrzeuginnenrichtung hinten angeordnet, um als Gegengewicht zur Masse des Menschen zu fungieren. Zwei Akkus liegen auf dem Hauptrahmen auf. Bei der Positionierung der beiden unteren Akkus ist darauf zu achten, dass der in Fahrtrichtung rechte Akku nicht mit dem Motor des Hubzylinders kollidiert. Zudem muss ausreichend Freigang zwischen den Akkus und den Radträgern eingeplant werden, damit bspw. die Achse eingehängt und mit Muttern fixiert werden kann. Die oberen beiden Akkus sind flach angeordnet, da in Breitenrichtung ausreichend Platz zur Verfügung steht. Die Entnahme der Akkus über das Fahrzeugheck ist nachteilig, da im Gesamtfahrzeugkonzept vorgesehen ist, dass der Rollstuhl je nach Fahrstreckenlänge mit bis zu vier Akkus bestückt werden soll. Aufgrund der Ausrichtung der Akkus ist es für Nutzer\*innen jedoch nicht möglich diese im Sitzen auszutauschen.

In Abbildung 21 sind die untersuchten Sitzpositionen und die davon abgeleiteten Schwerpunktlagen in einem Diagramm analog der Abbildung 14 dargestellt. Um die Position der ermittelten Schwerpunkte einzuordnen, sind fünf aus Abbildung 14 bekannte Grenzkurven abgebildet. Alle Schwerpunkte mit dem 95% Mann liegen oberhalb der Grenzkurve Ebene Fahrt mit maximaler Beschleunigung ( $\alpha = 0^\circ$ ,  $a = 7 \text{ m/s}^2$ ) sowie Bremsen mit  $1,5 \text{ m/s}^2$  bei  $20^\circ$  Gefälle ( $\alpha = -20^\circ$ ,  $a = -1,5 \text{ m/s}^2$ ). Das bedeutet, dass diese beiden Fahrmanöver mit dem aktuellen Aufbau nicht realisierbar sind, da LIAM kippen würde. Besonders kritisch ist die Nähe der Schwerpunkte mit 95% Mann zur Grenzkurve ungebremste Gefällefahrt ( $\alpha = -20^\circ$ ,  $a = 0$ ). Die Sitzposition zwei des 95% Manns bewirkt einen Schwerpunkt außerhalb der Grenzkurve und ist somit nicht zulässig. Mit den drei anderen Sitzpositionen des 95% Manns ergeben sich zwar Schwerpunkte unterhalb der Grenzkurve, allerdings muss auch bei der Gefällefahrt eine Bremsung und somit ein Mindestmaß an negativer Beschleunigung möglich sein.

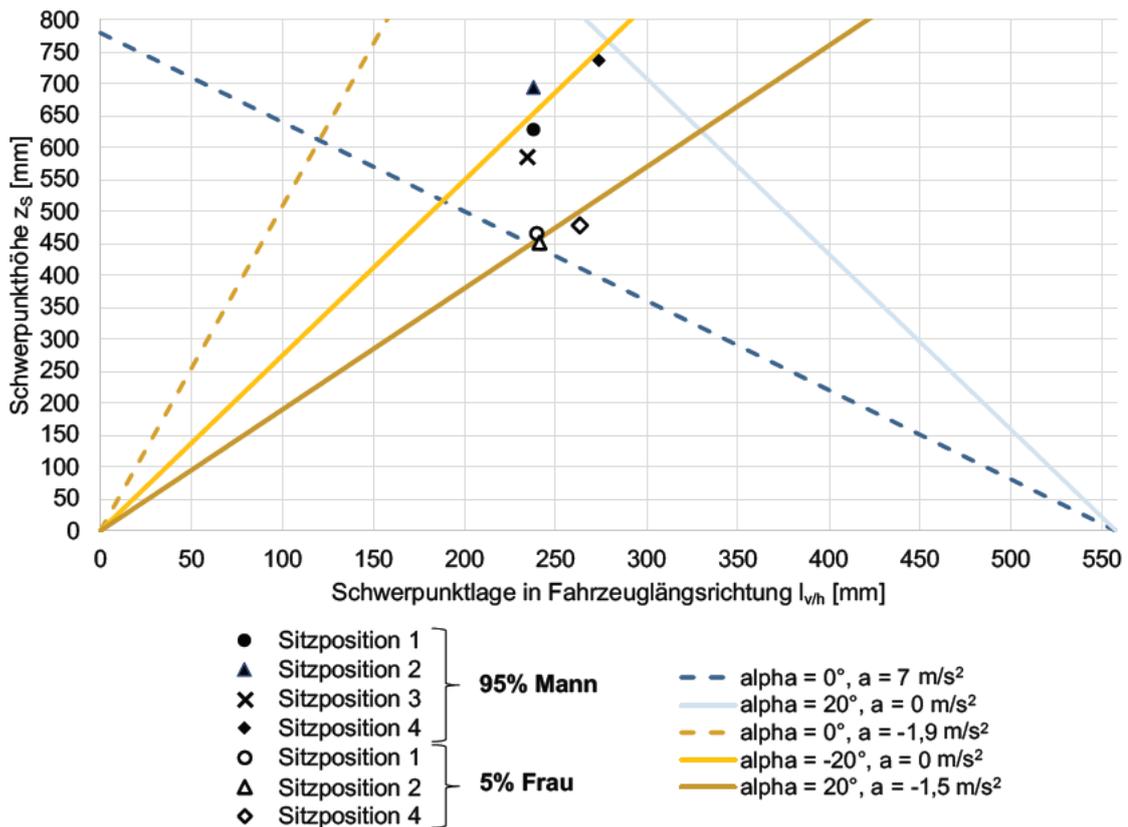


Abbildung 21: Schwerpunkte mit 5% Frau und 95% Mann in der Aufbauvariante Hebemechanismus mit Hubzylinder

Durch die geringere Schwerpunkthöhe liegen die Schwerpunkte mit der 5% Frau generell vorteilhafter als die Schwerpunkte mit dem 95% Mann. Zudem ist die Streuung der Schwerpunkte mit dem 95% Mann größer. Das ist nicht verwunderlich, da der 95% Mann einen größeren Anteil an der Gesamtmasse besitzt und sich daher eine Umpositionierung signifikant auf die globale Schwerpunktlage auswirkt. Darüber hinaus besitzt er größere Körperteile, weshalb die Sitzhöhendifferenz zwischen den verschiedenen Sitzpositionen größer ist als bei der 5% Frau.

Die Arbeitsschritte zur Ermittlung der Schwerpunktlagen für die Aufbauvariante Scherenheber entsprechen dem vorherigen Vorgehen. Nur die Sitzposition vier fehlt, da sie sich aufgrund der geometrischen Gegebenheiten nicht anbietet. Anders als beim Hebemechanismus Hubzylinder bietet der Scherenheber keinen Platz um die Füße auf dem Hauptrahmen zu positionieren. Generell sorgt der Aufbau des Scherenhebers dafür, dass wenig Platz für die Beine und Füße der Nutzer\*innen zur Verfügung steht. Das führt dazu, dass die zulässige Gesamtlänge bei jeder Sitzposition der beiden Perzentile überschritten wird. Die Akkus sind hinter dem Scherenheber nebeneinander angeordnet. In Abbildung 22 sind wie in Abbildung 21 die Schwerpunktlagen in Abhängigkeit der Sitzpositionen der 5% Frau und des 95% Manns dargestellt. Gegenüber den Schwerpunkten in der Aufbauvariante Hebemechanismus mit Hubzylinder liegen die Schwerpunkte hier etwas tiefer und in Fahrzeuginnenrichtung weiter vorne. Dadurch verschärft sich die Problematik mit der Gefällefahrt. Nur bei der Sitzposition drei des 95% Manns liegt der Schwerpunkt unterhalb der Grenzkurve ungebremste Gefällefahrt. Da dieser

Schwerpunkt durch die unrealistische Positionierung der Beine und Füße den größten Fehler aufweist und die tatsächliche Schwerpunkthöhe vermutlich größer ist, sind die Sitzpositionen des 95% Manns bei dieser Aufbauvariante unzulässig.

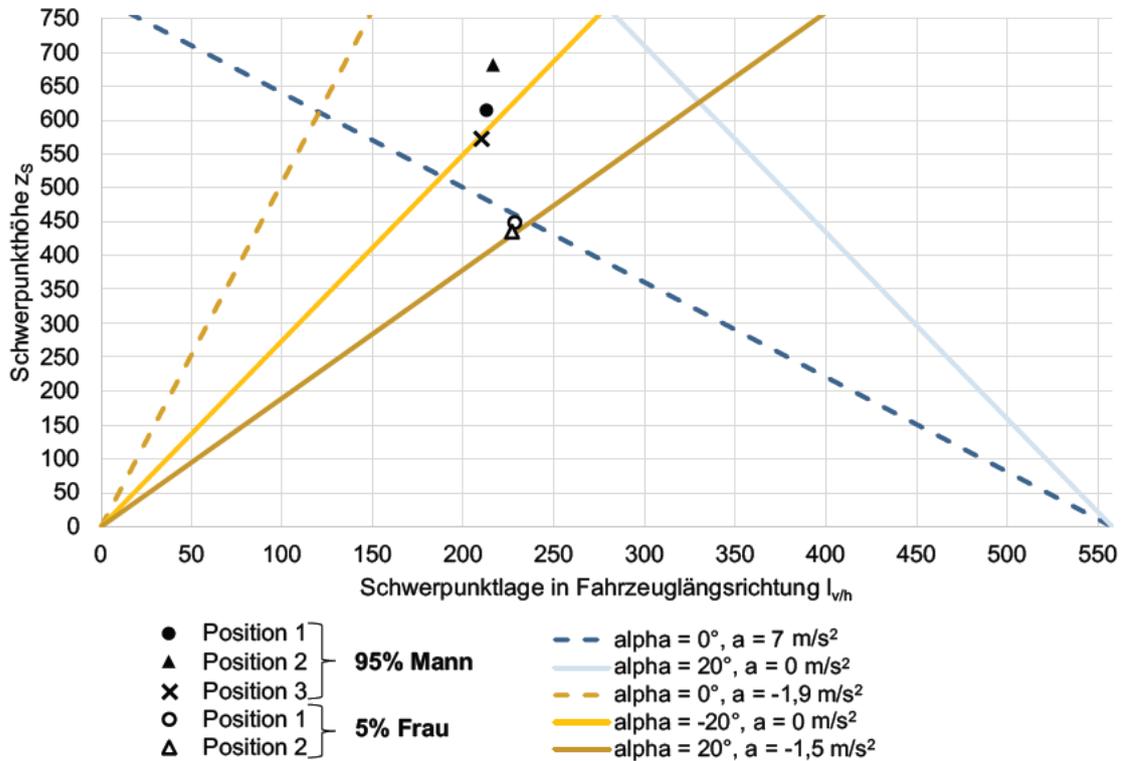


Abbildung 22: Schwerpunkte mit 5% Frau und 95% Mann in der Aufbauvariante Scherenheber

Je nachdem welche Fahreigenschaften erwünscht sind, kann es vorteilhaft sein den Schwerpunkt in Fahrzeuginnenrichtung weiter nach hinten zu legen und dafür einen höheren Schwerpunkt in Kauf zu nehmen, um bspw. das Bremsen im Gefälle zu verbessern. Dieser Zusammenhang zeigt sich im Vergleich der Abbildung 21 und Abbildung 22. Die Schwerpunkte bei der Aufbauvariante Hubzylinder sind höher, liegen jedoch in Fahrzeuginnenrichtung weiter hinten und befinden sich damit abgesehen von Sitzposition zwei unterhalb der Grenzkurve ungebremste Gefällefahrt. Bei gleicher Höhe führt die Verlagerung des Schwerpunkts in Richtung der Hinterachse zu einer Steigerung der Bremsfähigkeit. In dem Maße, in dem die Bremsfähigkeit gesteigert wird, verringert sich jedoch die Beschleunigungsfähigkeit. In der Feinabstimmung mit anderen Gewerken, wie bspw. der Brems- oder Antriebstechnik, muss entschieden werden, ob der Fokus auf einer sehr guten Bremswirkung oder einer hohen Beschleunigungsfähigkeit liegt.

Zusammenfassend lässt sich feststellen, dass die Positionierung des 95% Manns herausfordernder ist als die Positionierung der 5% Frau. Daher ist die Sitzposition des 95% Manns und die damit einhergehende Schwerpunktlage von besonderem Interesse. Die Aufbauvariante mit Scherenheber ist in der aktuellen Konfiguration nicht praktikabel, da LIAM droht über die Vorderachse umzukippen. In der weiteren Auslegung des Rahmens sollte die Verringerung der Schwerpunkthöhe z.B. durch eine möglichst niedrige Sitzhöhe der Nutzer\*innen fokussiert

werden. Da einige Bauteile wie z.B. die Bremse, die Steuerungseinheit oder Verbindungsteile wie Schrauben, Muttern etc. noch nicht berücksichtigt sind, werden sich die Masse und die Massenverteilung ändern. Unter Umständen ist die Änderung so groß, dass sich einige Sitzpositionen doch umsetzen lassen. Andernfalls ist es auch denkbar Ausgleichsmassen anzubringen, um eine gewisse Schwerpunktlage zu provozieren. Die Aufbauvariante Scherenheber ist etwas schwerer und wiegt mit dem 95% Mann ca. 206 kg. Gemäß Gesamtfahrzeugkonzept darf die Gesamtmasse bis zu 250 kg betragen, wodurch ein Handlungsspielraum für Auflastungen bleibt.

### 4.3 Festlegung auslegungsrelevanter Lasten

Zum Abschluss des 5. Kapitels werden die Erkenntnisse zusammengeführt und konkrete Lasten auf Grundlage bestimmter Schwerpunkte abgeleitet. Berücksichtigt werden die Schwerpunkte, die aus den Sitzpositionen eins und vier hervorgehen. Die Sitzposition zwei entfällt aufgrund des zu hohen Schwerpunkts, der keine Gefällefahrt zulässt. Ebenfalls nicht einbezogen wird die Sitzposition drei, da die Sitzhöhe nicht kompatibel mit der Beinlänge des 95% Manns ist. Gleiches gilt prinzipiell für die Sitzposition eins, wobei der 95% Mann knapp 65 mm höher sitzt als bei Sitzposition drei und daher die Körperhaltung nicht im gleichen Maße angepasst werden muss. Durch den kleineren Änderungsbedarf ist davon auszugehen, dass sich die Verlagerung der Bein- und Fußmasse weniger negativ auf die Schwerpunktlage auswirkt. Zusätzlich beschränken sich die nachfolgenden Überlegungen auf die Schwerpunkte, die für die Aufbauvariante Hebemechanismus mit Hubzylinder ermittelt wurden.

In Tabelle 10 bis Tabelle 12 sind die zu diesen Schwerpunkten errechneten Achslasten für die Fälle beschleunigte Fahrt in der Ebene sowie beschleunigte Steigungsfahrt zusammengefasst. Zur Berechnung der Achslasten wird zunächst die für diesen Fall maximal zulässige Beschleunigung nach Gleichung (26) und (27) bestimmt. Also jene Beschleunigung, bei der entweder die Vorder- oder Hinterachse entlastet ist. Infolge der Abhängigkeit zwischen der Beschleunigung und der Schwerpunktlage in x- und z-Richtung ergibt sich für jeden Schwerpunkt eine individuelle Beschleunigung, mit der auf Basis der Gleichungen (1) oder (2) die vertikale Achslast berechnet wird. An der unbelasteten Achse werden keine Radumfangskräfte übertragen, weshalb die zugehörige Achslastkomponente in x-Richtung ebenfalls null ist. Die in Gleichung (3) beschriebene Berechnung der horizontalen Achslasten vereinfacht sich somit auf den Ausdruck:

$$\left. \begin{array}{l} F_{xv} \\ F_{xh} \end{array} \right\} = m\ddot{x} + F_G \sin(\alpha). \quad (42)$$

Da das Ziel dieser Untersuchung die Bestimmung von Maximallasten ist, werden nicht die in 4.2.2 ermittelten Massen, sondern das zulässige Maximalgewicht zur Berechnung der Achslasten genutzt. Dieses Vorgehen ist potentiell fehlerbehaftet, da sich durch den Eintrag zusätzlicher Massen aller Wahrscheinlichkeit nach die Schwerpunktlage ändert, diese Änderung

jedoch nicht berücksichtigt wird. Dennoch ist es nicht zweckmäßig mit den tatsächlichen Massen zu rechnen, die insbesondere mit der 5% Frau signifikant kleiner sind als die Gesamtmasse und so zu einem geringen Lastniveau führen. Die Anpassung der Schwerpunktlage ist, aufgrund der Willkürlichkeit ebenfalls eine schlechte Alternative. Zum jetzigen Projektzeitpunkt sind viele Baugruppen nicht hinreichend beschrieben, weshalb an vielen Stellen Annahmen getroffen werden. Mit steigendem Detaillierungsgrad können immer bessere Vorhersagen erzielt und so die Schwerpunktlage mithilfe der in 4.2.2 beschriebenen Systematik schrittweise verfeinert werden.

Erwartungsgemäß treten die höchsten Lasten mit der 5% Frau auf, da der niedrige Schwerpunkt eine hohe Beschleunigung des Fahrzeugs begünstigt (vgl. Tabellen Tabelle 10 bis Tabelle 12). Den Unterkapiteln 4.1.1 bis 4.1.3 ist zu entnehmen, dass sich die Beschleunigungen bei einer belasteten Achse auf die Werte:

- 3,46 m/s<sup>2</sup> (beschleunigte ebene Fahrt)
- 0,11 m/s<sup>2</sup> (beschleunigte Bergauffahrt)
- und -0,34 m/s<sup>2</sup> (gebremste Bergabfahrt)

reduzieren. Bei den Lastfällen beschleunigte ebene und beschleunigte Bergauffahrt liegen alle berechneten kippkritischen Beschleunigungen ( $\ddot{x}_{Kipp}$ ) oberhalb der technisch möglichen Beschleunigungen (vgl. Tabelle 10 und Tabelle 11). Das heißt, dass die antriebsseitig realisierbaren Beschleunigungen bei den untersuchten Schwerpunktlagen nicht ausreichen, um ein Kippen auszulösen. Gleiches gilt für die ebenfalls in Tabelle 10 dargestellte Bremsung in der Ebene, deren kippkritische Verzögerung signifikant größer ist als die gemäß DIN 12184 erforderliche Verzögerung (vgl. 4.1.1). Bei der gebremsten Bergabfahrt liegt die kippkritische Verzögerung bei den Schwerpunkten mit 95% Mann unterhalb der technisch möglichen Verzögerung. Hier besteht somit Kippgefahr.

Die in den Tabellen hellgrau hinterlegten Zeilen stellen die Schwerpunktlage mit kippkritischer Beschleunigung dar, die am nächsten an der technisch möglichen Beschleunigung für den jeweiligen Lastfall liegt. Damit erfüllen sie die Bedingung der höchsten möglichen Maximallasten. Die Auslegung von Rahmen und Radträger erfolgt ausgehend von diesen Werten. Bei der gebremsten Bergabfahrt wird ein Lastfall gewählt, dessen kippkritische Beschleunigung deutlich oberhalb der technisch möglichen Beschleunigung liegt. Das hat zwei Gründe: Zum einen ist die der technisch möglichen Bremsbeschleunigung zugrunde liegende Bremskraft für Fahrräder mit einem manuell zu betätigenden Handgriff ermittelt worden (vgl. 4.1.3). Dabei muss in Betracht gezogen werden, dass Fahrradscheibenbremsen bei einem höheren Bremsdruck auch eine höhere Bremskraft erwirken. Schließlich ist kein manuell zu betätigender Handgriff, sondern eine elektromotorische Steuerung des Bremsvorgangs vorgesehen. Darüber hinaus sind richtig dimensionierte Bremsen elementar für einen sicheren Fahrbetrieb, weshalb an dieser Stelle eine Sicherheit eingeplant wird. Soll tatsächlich eine derart hohe Verzögerung bei

Bergabfahrt ermöglicht werden, ergibt sich daraus jedoch ein hoher Überarbeitungsbedarf für die Masseverteilung mit 95% Mann an Bord.

Tabelle 10: Lasten beim Beschleunigen und Bremsen in der Ebene

Perzentil	Sitzpo- sition	Schwerpunkt			Beschleunigung	Achslast			
		[mm]			[m/s <sup>2</sup> ]	[N]			
		x <sub>s</sub>	y <sub>s</sub>	z <sub>s</sub>	$\ddot{x}_{\text{Kipp}}$	F <sub>zv</sub>	F <sub>zh</sub>	F <sub>xv</sub>	F <sub>xh</sub>
95% Mann	1	238	0	629	5,0	0	2453	0	1249
95% Mann	4	273	0	737	3,8	0	2453	0	946
5% Frau	1	240	0	466	6,7	0	2453	0	1673
5% Frau	4	263	0	479	6,0	0	2453	0	1509
95% Mann	1	238	0	629	-3,7	2453	0	926	0
95% Mann	4	273	0	737	-3,6	2453	0	909	0
5% Frau	1	240	0	466	-5,1	2453	0	1263	0
5% Frau	4	263	0	479	-5,4	2453	0	1348	0

Tabelle 11: Lasten bei beschleunigter Bergauffahrt ( $\alpha = 20^\circ$ )

Perzentil	Sitzpo- sition	Schwerpunkt			Beschleunigung	Achslast			
		[mm]			[m/s <sup>2</sup> ]	[N]			
		x <sub>s</sub>	y <sub>s</sub>	z <sub>s</sub>	$\ddot{x}_{\text{Kipp}}$	F <sub>zv</sub>	F <sub>zh</sub>	F <sub>xv</sub>	F <sub>xh</sub>
95% Mann	1	238	0	629	1,3	0	2305	0	1173
95% Mann	4	273	0	737	0,2	0	2305	0	889
5% Frau	1	240	0	466	2,9	0	2305	0	1572
5% Frau	4	263	0	479	2,3	0	2305	0	1418

Tabelle 12: Lasten bei gebremster Bergabfahrt ( $\alpha = -20^\circ$ )

Perzentil	Sitzpo- sition	Schwerpunkt			Beschleunigung	Achslast			
		[mm]			[m/s <sup>2</sup> ]	[N]			
		$x_s$	$y_s$	$z_s$	$\ddot{x}_{\text{Kipp}}$	$F_{zv}$	$F_{zh}$	$F_{xv}$	$F_{xh}$
95% Mann	1	238	0	629	-0,13	2305	0	870	0
95% Mann	4	273	0	737	-0,06	2305	0	854	0
5% Frau	1	240	0	466	-1,39	2305	0	1187	0
5% Frau	4	263	0	479	-1,71	2305	0	1267	0

Um Maximallasten für die Kurvenfahrt zu bestimmen, werden für die vier ausgewählten Schwerpunkte analog zu 4.1.4 die Querbeschleunigungen gesucht, bei denen die Summe der Reifenseitenkräfte den Fliehkräften entsprechen. Analysiert werden dabei die Kurvenradien 0,554 m und 1 m. Die Ergebnisse sind in Tabelle 13 zusammengefasst.

Die höchsten Querbeschleunigungen sind bei den Schwerpunkten mit 5% Frau möglich. Allerdings treten sowohl bei einem Kurvenradius von 0,554 m als auch bei einem Kurvenradius von 1 m die höchsten Radlasten und Reifenseitenkräfte bei der durch den 95% Mann in Sitzposition vier induzierten Schwerpunktlage auf. Der Radträger und der Rahmen werden auf Basis dieser Lasten ausgelegt.

Tabelle 13: Lasten bei Kurvenfahrt

Perzentil	Sitz- pos.	Schwerpunkt			Kurvenr.	Geschw.	Querbeschl.	Radlast				Reifenseitenkraft				Fliehkraft
		[mm]			[m]	[m/s]	[m/s <sup>2</sup> ]	[N]				[N]				[N]
		x <sub>s</sub>	y <sub>s</sub>	z <sub>s</sub>	R	v	ÿ	F <sub>zva</sub>	F <sub>zvi</sub>	F <sub>zha</sub>	F <sub>zhi</sub>	F <sub>yva</sub>	F <sub>yvi</sub>	F <sub>yha</sub>	F <sub>yhi</sub>	mÿ
95% Mann	1	238	0	629	0,554	1,31	3,09	1151	101	1103	97	330	65	316	62	772
95% Mann	1	238	0	629	1	1,47	2,15	992	261	950	250	191	84	183	81	538
95% Mann	4	273	0	737	0,554	1,34	3,24	1231	176	915	131	353	112	262	83	810
95% Mann	4	273	0	737	1	1,48	2,20	1061	345	789	257	204	112	152	83	550
5% Frau	1	240	0	466	0,554	1,39	3,50	1118	279	844	211	320	178	242	135	875
5% Frau	1	240	0	466	1	1,51	2,28	972	426	734	321	187	138	141	104	570
5% Frau	4	263	0	479	0,554	1,39	3,48	1046	251	932	224	300	160	267	143	870
5% Frau	4	263	0	479	1	1,51	2,27	908	389	809	347	174	126	155	112	568

## 5 DISKUSSION ÜBER DIE NOTWENDIGKEIT EINER ANTIKIPPVORRICHTUNG

Für die im vorangegangenen Kapitel untersuchten dynamischen Fahrmanöver kann - abgesehen von der gebremsten Bergabfahrt - mit den derzeitigen Schwerpunktlagen die Kippstabilität sichergestellt werden, da die kippkritische Beschleunigung größer als die technisch mögliche Beschleunigung ist. Unter der Annahme, dass die in 4.2.2 ermittelten Schwerpunktlagen durch konstruktive Anpassungen weiter verbessert werden, besteht aus diesen Betrachtungen heraus keine Notwendigkeit Stützräder zu verbauen. Um die Aussagekraft zu erhöhen, werden drei weitere kippkritische Fahrmanöver untersucht. Diese sind die querbeschleunigte Fahrt auf seitlich geneigter Ebene, das abrupte Abbremsen der Vorderräder und die Fahrt über ein Hindernis im dreirädrigen Fahrmodus.

Die querbeschleunigte Fahrt auf schiefer Ebene tritt bspw. auf, wenn bei Steigungsfahrt gewendet wird. Problematisch an dem Fahrmanöver ist, dass die Wirkung der Fliehkraft und die damit einhergehende Radlastverschiebung auf die kurvenäußeren Räder durch die Schrägstellung des Fahrzeugs verstärkt wird. Dieser Zusammenhang ist in Abbildung 23 dargestellt.

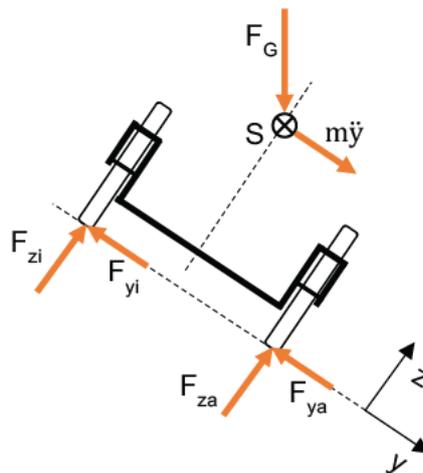


Abbildung 23: Querbeschleunigte Fahrt auf seitlich geneigter Ebene

Ausgehend von den Gleichgewichtsbedingungen lässt sich die Querbeschleunigung ermitteln, bei der die kurveninneren Räder unbelastet sind und ohne Fahrkorrektur Kippgefahr besteht. Unter der Bedingung, dass  $F_{zi}$  und  $F_{yi}$  null sind, resultieren folgende Gleichgewichtsbedingungen.

$$\sum F_{iz}: 0 = -F_G \cos(\alpha) + F_{za} \quad (43)$$

$$\sum F_{iy}: 0 = F_G \sin(\alpha) - F_{ya} + m\ddot{y} \quad (44)$$

$$\sum M_{ix}^S: 0 = F_{za} \frac{b}{2} - F_{ya} z_S \quad (45)$$

Durch Umstellen der Gleichungen (43) bis (45) ergibt sich der in Gleichung (46) dargelegte Formelzusammenhang für die Querbeschleunigung. Da sich der Hebelarm der Querbeschleunigung mit zunehmender Schwerpunkthöhe vergrößert, wird zur Berechnung der Querbeschleunigung die höchste in Unterkapitel 4.3 festgelegte Schwerpunkthöhe (LIAM mit 95% Mann in Sitzposition vier) gewählt.

$$\ddot{y} = \frac{F_G}{2m} \cos(\alpha) \frac{b}{z_S} - \frac{F_G}{m} \sin(\alpha) \quad (46)$$

$$\ddot{y} = \frac{2452,5 \text{ N}}{2 \cdot 250 \text{ kg}} \cos(20^\circ) \frac{554 \text{ mm}}{737 \text{ mm}} - \frac{2452,5 \text{ N}}{250 \text{ kg}} \sin(20^\circ) = 0,11 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

Bei 20° seitlicher Neigung, darf die Querbeschleunigung einen Wert von 0,11 m/s<sup>2</sup> nicht überschreiten. Da der Einsatz seitlich angebrachter Stützräder unüblich und viele Nachteile wie bspw. eine Verbreiterung des Rollstuhls mit sich bringt, besteht bei querbeschleunigter Fahrt auf seitlich geneigter Ebene der Bedarf die Querbeschleunigung zu begrenzen.

Der zweite Fall – abruptes Abbremsen der Vorderräder – kann bspw. durch die Fahrt gegen ein Hindernis ausgelöst werden. Im Standardfahrmodus sorgen hohe Geschwindigkeiten für eine Kritikalität des Fahrmanövers. Bei dreirädriger Fahrt sind die Fahrgeschwindigkeiten zwar geringer, allerdings können aufgrund des geringeren Raddurchmessers der Lenkrolle bereits kleine Unebenheiten ein abruptes Abbremsen der Vorderräder auslösen. In Bielmeyer wird ein Ansatz geliefert, mit dem eine kritische Fahrgeschwindigkeit für Fahrräder berechnet werden kann, ab der bei einer Blockade der Vorderräder ein Vorderlenkersturz eintritt. Bielmeyer geht in seiner Analyse von einem zu starken Bremsen an den Vorderrädern aus. Die Berechnung erfolgt auf Grundlage des Energieerhaltungssatzes und ist auf ein drei- oder vierrädriges Fahrzeug übertragbar. In Abbildung 24 ist die Fahrsituation visualisiert. Der Rollstuhl fährt gegen ein Hindernis, wodurch es zu einer plötzlichen Abbremsung der Vorderräder und einer damit verbundenen Drehbewegung des Rollstuhls um die y-Achse kommt. Der Winkel  $\beta$  beschreibt den Kippwinkel. Der maximale Kippwinkel ist der Winkel, bei dem das Fahrzeug ohne äußere Einwirkung kippt. Befährt der Rollstuhl wie hier gezeigt ein Gefälle mit dem Winkel  $\alpha$ , verstärkt dies die Kippgefahr. Die kritische Fahrgeschwindigkeit berechnet sich nach Bielmeyer auf Basis der Gleichungen (47) und (48). [37, p. 21 ff.] Zur Ermittlung der kippkritischen Geschwindigkeit wird die gleiche Schwerpunktlage wie in der Berechnung zuvor genutzt.

$$\gamma = \arctan \left( \frac{z_S}{l_V} \right) \quad (47)$$

$$\gamma = \arctan \left( \frac{737 \text{ mm}}{273 \text{ mm}} \right) = 69,7^\circ$$

$$v = \sqrt{2g \cdot \sqrt{l_V^2 + z_S^2} \cdot (1 - \sin(-\alpha + \gamma))} \quad (48)$$

$$v = \sqrt{2 \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \sqrt{737^2 \text{mm}^2 + 273^2 \text{mm}^2} \cdot (1 - \sin(20^\circ + 69,7^\circ))} = 0,06 \frac{\text{km}}{\text{h}}$$

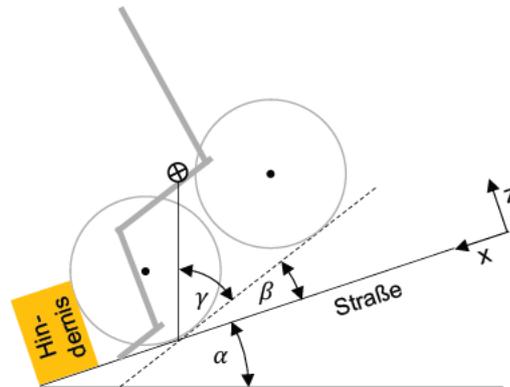


Abbildung 24: Abruptes Abbremsen der Vorderräder

Bei dieser Schwerpunktlage und einem Gefälle von  $20^\circ$  führt das abrupte Abbremsen der Vorderräder bereits bei einer Fahrgeschwindigkeit von ca.  $0,06 \text{ km/h}$  zu einem Kippen über die vorderen Aufstandspunkte. In der Ebene vergrößert sich die kritische Fahrgeschwindigkeit auf  $3,5 \text{ km/h}$ . Das zeigt, dass die Gefahr eines Überschlags bei dieser Schwerpunktlage sehr groß ist und bereits bei kleinen Fahrgeschwindigkeiten ausgelöst werden kann. Bei der dreirädrigen Fahrt ist der Rollstuhl um ca.  $5^\circ$  nach hinten verkippt, was prinzipiell zu einer Entschärfung der Fahrsituation führt. Zu beachten ist jedoch die bereits beschriebene höhere Wahrscheinlichkeit des Auftretens dieser Fahrsituation bei der Nutzung der kleinen Lenkrolle.

Die Fahrt über ein Hindernis im dreirädrigen Fahrmodus ist wegen der Größe und dem Antrieb der Hinterräder kippkritisch. In Kraft et. al wird dies mit der Gravitationslinie begründet, die beim Erklimmen des Hindernisses außerhalb der Radaufstandspunkte liegt. Durch den Antrieb der Hinterräder entsteht ein zusätzliches Kippmoment. [2, p. 230] Um diesen Zusammenhang zu prüfen, wird in CAD eine Skizze mit geometrischen Informationen zu Radstand und Schwerpunktlage erstellt. Es wird der gleiche Schwerpunkt analysiert wie zuvor. Als Hindernishöhe werden  $130 \text{ mm}$  angenommen. Das entspricht nach Kraft et. al einer gängigen Bordsteinkantenhöhe. [2, p. 229] Das Ergebnis der Untersuchung ist in Abbildung 25 dargestellt. Wie in Kraft et. al beschrieben, führt dieses Fahrmanöver auch bei LIAM zu einem Kippen, da die Gravitationslinie außerhalb der Radaufstandspunkte liegt, sobald das Hinterrad über das Hindernis fährt. Erst ab einer maximalen Hindernishöhe von ca.  $70 \text{ mm}$  kann ein Hindernis bei dieser Schwerpunktlage ohne Kippgefahr im dreirädrigen Fahrmodus überwunden werden.

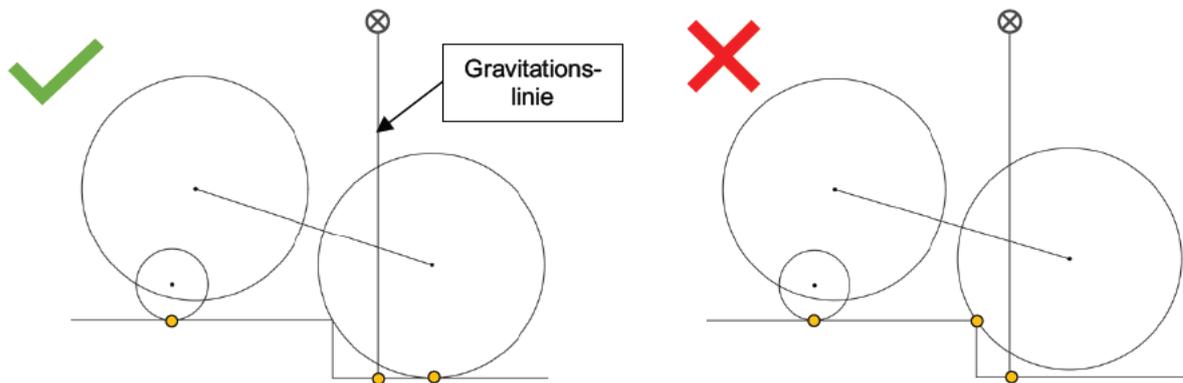


Abbildung 25: Untersuchung der Kippkritikalität beim Erklimmen eines Hindernisses im dreirädrigen Fahrmodus

Wird die Lenkrolle wie im Gesamtfahrzeugkonzept vorgeschlagen nur zum Anheben der Vorderräder bei besonders hohen Hindernissen genutzt, besteht keine Kippgefahr (vgl. [1, p. 77 f.]). Bei entsprechend großer Bodenfreiheit sind theoretisch Hindernishöhen bis 254 mm überwindbar.

Zusammenfassend ist festzustellen, dass bei allen drei Fahrsituationen ein Kippen nicht ausgeschlossen werden kann. Am kritischsten ist die von der zweiten Fahrsituation ausgehende Kippgefahr einzuschätzen. Ein abruptes Abbremsen der Vorderräder ist nahezu unvermeidbar, da LIAM auch in unwegsamem Gelände genutzt werden soll. Das plötzliche Einsinken in Sand hat einen ähnlichen Effekt wie die Fahrt gegen ein unüberwindbares Hindernis.

Das dritte Fahrmanöver ist weniger kritisch. Der dreirädrige Fahrmodus ist für wendige Fahrten in Innenräumen vorgesehen. Sollten hier Hindernisse überwunden werden, die höher als 70 mm sind, kann das Hindernis im dreirädrigen Fahrmodus angefahren und durch Umschalten in den vierrädrigen Fahrmodus überfahren werden.

Auf Basis der untersuchten Schwerpunktlage ist der Verbau von vorderen Stützrädern empfehlenswert. Gelingt es durch Konstruktionsanpassungen den Schwerpunkt weiter nach hinten und unten zu verlagern, kann unter Umständen von der Nutzung von Stützrädern abgesehen werden. Die Kippstabilität bei seitlich geneigter Ebene und querbeschleunigter Fahrt muss durch entsprechende Steuerungs- und Regelungstechnik sichergestellt werden.

## 6 ENTWICKLUNG UND KONSTRUKTION EINES RAHMENS MIT FAHRWERK

### 6.1 Konstruktionsprinzip und -methodik

Zur Konstruktion und Simulation der Bauteile wird das CAD-Programm Fusion 360 der Firma Autodesk verwendet. Studierende der HAW Hamburg erhalten eine kostenlose Vollversion. Diese bietet gegenüber anderen CAD-Programmen z.B. den Vorteil einer guten Kompatibilität, was das Einbinden von Norm- und Zukaufteilen vereinfacht. Da LIAM zur Kostensenkung mit vielen Zukaufteilen aufgebaut werden soll, ist diese Eigenschaft relevant.

Die Konstruktion orientiert sich an der Bottom-Up-Methodik. Das bedeutet, dass jedes Bauteil einzeln konstruiert und dann in Baugruppen zusammengefügt wird. Durch das Vorgehen soll die Updatestabilität gegenüber den CAD-Daten aus dem Masterprojekt verbessert und die Nutzung der CAD-Daten in anschließenden studentischen Arbeiten vereinfacht werden.

### 6.2 Entwicklungsziele

Aus dem Masterprojekt liegen die in Unterkapitel 2.2.2 beschriebenen grundsätzlichen Entwürfe des Rahmens und Radträgers vor. Bevor diese im Abschnitt 6.3 detailliert werden, sollen zunächst Erkenntnisse aus den letzten Kapiteln zusammengeführt und Entwicklungsziele z.B. in Form von Anforderungen für den Rahmen und den Radträger definiert werden. Die in Kapitel 4 erarbeiteten Lasten sind maßgebend für die Auslegung des Hauptrahmens und der Radträger.

#### Rahmen

Der generelle Aufbau des Rahmens wird beibehalten. Es wird jedoch überprüft, ob bspw. durch die Verwendung kleinerer ITEM-Profile Gewicht eingespart werden kann. Da die im Gesamtfahrzeugkonzept vorgegebene Spurweite zu einer Überschreitung der zulässigen Gesamtbreite führt (vgl. 2.2.1), wird die Spurweite auf das Maß 554 mm verkleinert. [16, p. 12] Die Gesamtbreite reduziert sich durch diese Maßnahme auf 699,2 mm. Zur Umsetzung wird die Länge der Rahmenquerstreben angepasst.

Das vorangegangene Kapitel stellt den Bedarf dar, die Sitzhöhe der Nutzer\*innen zu reduzieren und eine weiter hinten liegende Sitzposition zu ermöglichen. Dazu wird die Bodenfreiheit des Rahmens verringert. Die DIN 12184 gibt je nach Rollstuhlklasse drei unterschiedliche Bodenfreiheiten vor. Die Mindestbodenfreiheit muss bei Rollstühlen der Klasse A 30 mm, bei Rollstühlen der Klasse B 60 mm und bei Rollstühlen der Klasse C 80 mm betragen (vgl. [18, p. 48]). Für LIAM besteht bisher keine Einordnung in eine Rollstuhlklasse. Aufgrund des Eigenschaftsprofils lässt sich LIAM sowohl der Rollstuhlklasse B als auch der Rollstuhlklasse C zuordnen. Da auch im Gesamtfahrzeugkonzept keine Anforderung hinsichtlich der Bodenfreiheit definiert ist, ist die Zielvorgabe ungeklärt.

Um trotzdem eine Mindestbodenfreiheit zu definieren, werden die aus dem Automobilbau bekannten Rampen- und Böschungswinkel bestimmt und aus der vorgegebenen Nennsteigung von  $20^\circ$  eine Anforderung für die Bodenfreiheit abgeleitet. Der Rampenwinkel ist der Winkel zwischen der xy-Ebene und einer Ebene, die tangential die Vorder- oder Hinterräder berührt und an der Mittelebene in Längsrichtung den tiefsten Punkt des Fahrzeugs schneidet. Der Böschungswinkel oder auch Überhangwinkel bemisst sich durch den Winkel zwischen der xy-Ebene und einer Ebene die tangential an die Vorder- bzw. Hinterräder angelegt und vor der Vorder- bzw. hinter der Hinterachse mit dem tiefsten Punkt des Rollstuhls zum Schnitt gebracht wird. [38, pp. 35-36] Beide Winkel sind in Abbildung 26 dargestellt.

Damit Steigungen bis  $20^\circ$  befahrbar sind, müssen der vordere und hintere Böschungswinkel größer sein als die Nennsteigung (es gilt: Böschungswinkel  $\geq \alpha = 20^\circ$ ). Ist der Überhang des Rahmens (wie in Abbildung 26) klein, wird der Böschungswinkel durch die Füße der Nutzer\*innen begrenzt. Je weiter vorne die Füße abgestellt werden, desto größer ist der notwendige Abstand zwischen Boden und Fußunterseite. Aus der zulässigen Gesamtlänge, die inklusive der Füße 1250 mm beträgt, lässt sich die vorderste mögliche Lage der Füße ableiten. In dieser Lage ist der erforderliche Abstand zwischen der Fußunterseite und dem Boden maximal und müsste größer als 143 mm sein.

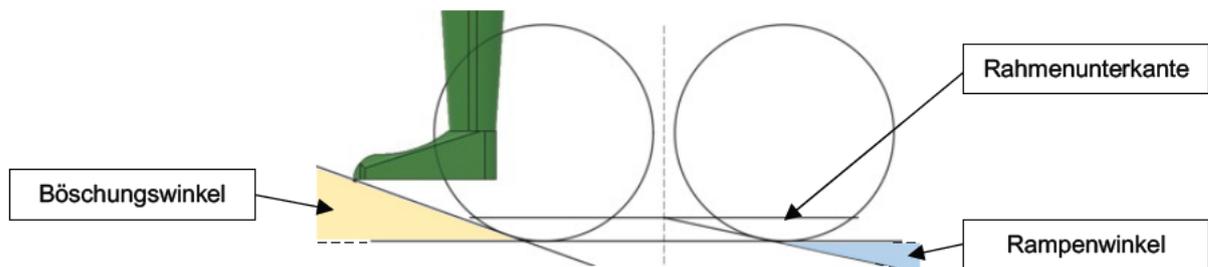


Abbildung 26: Prinzipdarstellung des Rampen- und Böschungswinkels

Soll LIAM wie in Abbildung 27 dargestellt von einer Ebene aus ein Gelände mit  $20^\circ$  Steigung befahren, ist im vierrädrigen Fahrmodus eine Bodenfreiheit von 45,3 mm erforderlich. Im dreirädrigen Fahrmodus reduziert sich die erforderliche Bodenfreiheit auf 19,6 mm.

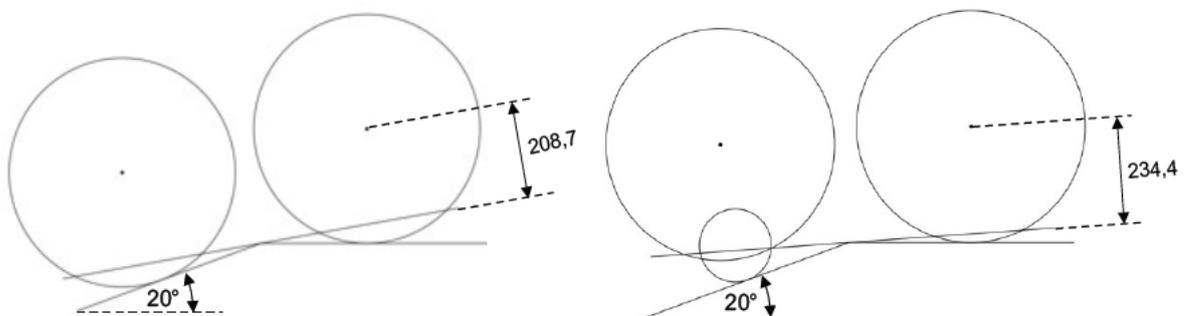


Abbildung 27: Erforderliche Bodenfreiheit bei einfach geneigtem Boden

Wird angestrebt, dass LIAM einen doppelt geneigten Boden mit  $20^\circ$  Steigung überwinden kann, erhöht sich die erforderliche Bodenfreiheit des Rahmens auf 85,2 mm bzw. 65,2 mm (vgl. Abbildung 28).

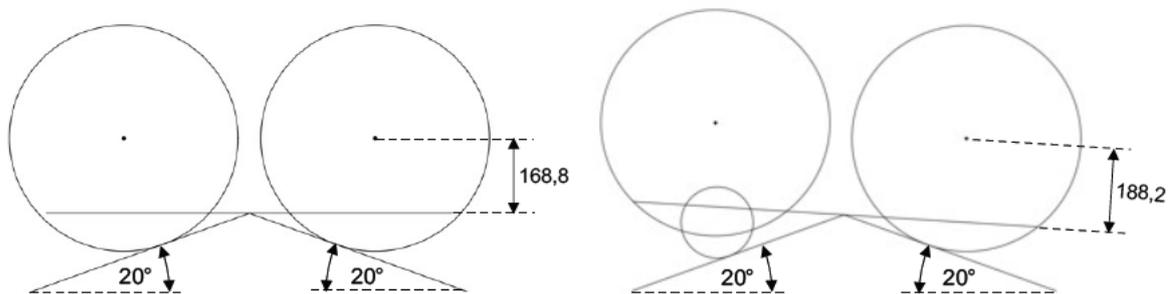


Abbildung 28: Erforderliche Bodenfreiheit bei doppelt geneigtem Boden

Neben einer Mindestbodenfreiheit werden in der DIN 12184 überwindbare Hindernishöhen angegeben. Rollstühle der Klasse B oder C sollen demnach Hindernishöhen von 50 bzw. 100 mm überwinden können [18, p. 40]. Um derartige Hindernisse im dreirädrigen Fahrmodus zu überwinden, muss die Bodenfreiheit des Rahmens 26,5 mm bei 50 mm Hindernishöhe und 52,5 mm bei 100 mm Hindernishöhe betragen.

Für die Lastverteilung und zur Einhaltung der zulässigen Gesamtlänge ist ein niedriger Aufbau elementar. Aus diesem Grund wird die Fahrt über doppelt geneigten Boden in der Auslegung nicht berücksichtigt. Für die Bodenfreiheit des Rahmens werden 60 mm festgelegt. Mit dieser Bodenfreiheit können ein einfach geneigter Boden mit  $20^\circ$  Steigung im drei- und vierrädrigen Fahrmodus, sowie ein Hindernis mit 100 mm Höhe überwunden werden. Es ist zu beachten, dass sich die Reifen infolge der Belastung verformen und somit die Bodenfreiheit abnimmt. Je nach Größe der Verformung sind noch größere Bodenfreiheiten notwendig. Weiterhin sei hier auf die Ergebnisse in Kapitel 5 hingewiesen. Diese machen deutlich, dass ohne Verbesserung der Schwerpunktlage das Überwinden von Hindernissen im dreirädrigen Fahrmodus nur begrenzt möglich ist.

### Radträger

Der Radträger bleibt in seiner grundsätzlichen Form erhalten, allerdings wird der Funktionsumfang vergrößert. Besonders wichtig ist eine kompakte Bauweise des Radträgers in y-Richtung, damit ausreichend Platz für die Nutzer\*innen und für die Akkus verbleibt. Die Maße in z-Richtung werden angepasst, um die verringerte Bodenfreiheit des Hauptrahmens umzusetzen. Die Radträgerbleche werden durch eine steife und möglichst leichte Konstruktion substituiert. Die Höhe der Anschlussstellen für den Sitzrahmen wird auf 412,5 mm festgelegt (gemessen vom Boden). Auf diese Weise verbleibt unterhalb des Sitzes ausreichend Platz für Komponenten wie den Hebemechanismus und die Akkus. Gleichzeitig können niedrige Sitzhöhen für die Nutzer\*innen realisiert werden.

Die Komponente Motorhalter entfällt aus Gewichtsründen. Stattdessen wird im Sinne des funktionsintegrierten Leichtbaus der Radträger um Aufnahmen für die Drehmomentstütze des Motors ergänzt. Die Geometrie der Aufnahme wird, durch die am Motor montierte Drehmomentstütze vorgegeben.

Darüber hinaus werden Aufnahmen für die Bremssättel der Scheibenbremsen hinzugefügt. Die Aufnahmen für die Bremssättel sind standardisiert. Die Radträger erhalten eine Post-mount-Aufnahme (PM-Aufnahme), da dieser Standard besonders bei modernen Fahrrädern verbreitet ist. Je nach Scheibengröße unterscheiden sich die Lagen der Bremssättel, weshalb es verschiedene PM-Größen gibt. Gebräuchlich sind die PM-Größen 6“ für Bremsscheiben mit 160 mm Durchmesser, 7“ für Bremsscheiben mit 180 mm Durchmesser sowie 8“ für Bremsscheiben mit 203 mm Durchmesser [39]. An den Radträgern wird eine 7“ PM-Aufnahme verbaut, wobei die Möglichkeit besteht mit Adaptern auch größere Bremsscheiben einzusetzen. Im Anhang befindet sich eine technische Zeichnung zur 7“-PM-Aufnahme, von der sich die Maße der Bremssattelaufnahme in der Konstruktion ableiten (vgl. B.1).

### **Hebemechanismus**

Im Rahmen dieser Arbeit wird der Hebemechanismus mit Hubzylinder detailliert und damit an die Arbeit von Sokoll et. al angeknüpft. Die Entscheidung für das Konzept Hebemechanismus mit Hubzylinder wird im Abschnitt 6.4.1 begründet.

## **6.3 Entwicklung des Rahmens und des Radträgers**

### **6.3.1 Konstruktion des Rahmens und Radträgers**

Die Konstruktion des Rahmens und des Radträgers orientiert sich an den in 6.2 definierten Entwicklungszielen. Während der Rahmen weitestgehend erhalten bleibt, wird der Radträger, aufgrund des erweiterten Funktionsumfangs und der Forderung die Radträgerbleche zu ersetzen, neu konstruiert.

### **Rahmenoptimierung**

Die im Masterprojekt genutzten Konstruktionsprofile des Rahmens werden gegen kleinere und leichtere Konstruktionsprofile ersetzt (vgl. Abbildung 38). Darüber hinaus werden die Maße der Längs- und Querstreben angepasst. In der neuen Konfiguration hat der Rahmen die Maße 955 mal 442,2 mm bei einem Gewicht von 4,2 kg.

### **Lasten für die Radträgeroptimierung**

Um eine lastgerechte bzw. für die Lasten optimierte Konstruktion sicherzustellen, wird für den Radträger eine Topologieoptimierung durchgeführt. Für die Topologieoptimierung ist die realitätsnahe Einleitung der Lasten ausschlaggebend. Die Grundlage bilden die in 4.3 definierten Lastfälle, wobei bisher nur die Achs- bzw. Radlasten berechnet sind, weshalb weitere Kräfte

zur Vervollständigung der Lastfälle bestimmt werden. Diese sind die Lasten, die durch den Passagier, den Motor und die Bremse in den Radträger eingeleitet werden.

Da das Sitzmodul auf den Radträgern montiert wird, wirken hierauf die Gewichtskraft und die Fliehkraft des Passagiers inklusive Sitzmodul. Die Fliehkraft erzeugt am Radträger zusätzlich ein Moment um die y-Achse. Der Hebel dieser Fliehkraft lässt sich durch die Bestimmung der Schwerpunktlage von Passagier und Sitzmodul berechnen. Zur Vereinfachung wird angenommen, dass die Fliehkraft des Passagiers mit Sitzmodul im globalen Schwerpunkt wirkt. Der Hebelarm ist somit die Differenz aus  $z_s$  und der Höhe des Radträgers (= 400 mm).

Die in 4.3 definierten Lastfälle zeichnet aus, dass an einer Achse das maximale Drehmoment des Motors abgerufen wird. Die vom Motor in den Radträger eingeleitete Last ist somit das Verhältnis aus maximalem Motordrehmoment dividiert durch die Hebellänge der Drehmomentstütze (vgl. (49)). Die Länge der Drehmomentstütze wird in CAD ermittelt. Dazu wird der Abstand zwischen der Achse und der am nächsten zur Achse liegenden, sowie der am weitesten von der Achse entfernten Bohrung in der Drehmomentstütze bestimmt und der Mittelwert gebildet. Die Länge des Hebelarmes beträgt 91,2 mm.

$$F_{\text{Motor}} = \frac{M_R}{l_D} = \frac{113 \text{ Nm}}{0,0912 \text{ m}} = 1239 \text{ N} \quad (49)$$

Bei maximalem Drehmoment leitet der Motor demnach 1239 N in den Radträger ein. Die Bestimmung der Lasteinleitung durch die Bremsättel erfolgt analog. Aus Abschnitt 4.1.3 ist bekannt, dass die Bremskraft am Radaufstandspunkt 450 N beträgt. Diese Bremskraft multipliziert mit dem Radradius ergibt das Bremsmoment (vgl. (50)).

$$M_{\text{Br}} = F_{\text{Br, Rad}} \cdot r_{\text{Rad}} = 450 \text{ N} \cdot 0,254 \text{ m} = 114,3 \text{ Nm} \quad (50)$$

Aus dem Bremsmoment dividiert durch den Brems scheibenradius leitet sich die Kraffteinleitung des Brems sattels am Radträger ab (vgl. (51)). Die Länge des Hebelarms entspricht nicht dem Brems scheibenradius, sondern dem Abstand mit dem der Brems sattel auf der Brems scheibe verläuft. Da die genaue Lage des Brems sattels auf der Brems scheibe nicht bekannt ist, ist die Verwendung des Brems scheibenradius vorerst ausreichend genau. In der Berechnung wird eine Brems scheibe mit 180 mm Durchmesser angenommen.

$$F_{\text{Br, Sattel}} = \frac{M_{\text{Br}}}{r_{\text{Br}}} = \frac{114,3 \text{ Nm}}{0,09 \text{ m}} = 1270 \text{ N} \quad (51)$$

Bei 450 N Bremskraft am Radaufstandspunkt leitet der Brems sattel bei einer Brems scheibe mit 180 mm Durchmesser, somit 1270 N in den Radträger ein.

Beim Lastfall gebremste Bergabfahrt wird eine höhere Bremskraft angenommen (vgl. 4.3). Um die Bremskraft zu ermitteln, wird zunächst mithilfe der Verzögerung und Gleichung (23) die Bremskraft am Radaufstandspunkt berechnet:

$$F_{\text{Br,Rad}} = \frac{250 \text{ kg} \cdot \left(0,01 \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} - 1,39 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} + 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \cdot \sin(-20^\circ)\right)}{2} = -580,9 \text{ N} \quad (52)$$

Ausgehend von Gleichung (50) und (51) wird nun erneut die Kraft, die der Bremsattel in den Radträger einleitet, bestimmt.

$$F_{\text{Br,Sattel}} = \frac{F_{\text{Br,Rad}} \cdot r_{\text{Rad}}}{r_{\text{Br}}} = \frac{|-580,9 \text{ N}| \cdot 0,254 \text{ m}}{0,09 \text{ m}} = 1639,4 \text{ N} \quad (53)$$

Mit  $1,39 \text{ m/s}^2$  Verzögerung bei Bergabfahrt leitet der Bremsattel  $1639,4 \text{ N}$  in den Radträger ein.

In Tabelle 14 sind die Lasten, die für die Radträgeroptimierung verwendet werden, zusammengefasst. Die dargestellten Achslasten sind aus Tabelle 10, Tabelle 11 und Tabelle 12 übernommen.

Tabelle 14: Lasten Radträgeroptimierung Längsdynamik

Fahrmanöver	Achslast				Passagier		Motor	Bremse	
	$F_{zv}$ [N]	$F_{zh}$ [N]	$F_{xv}$ [N]	$F_{xh}$ [N]	$F_{xP}$ [N]	$F_{zP}$ [N]	$M_{yP}$ [Nm]	$F_{\text{Motor}}$ [N]	$F_{\text{Br,Sattel}}$ [N]
<b>Beschleunigen Ebene (3,8 m/s<sup>2</sup>)</b>	-	2453	-	946	483	1246	163	1239	-
<b>Bremsen Ebene (-3,7 m/s<sup>2</sup>)</b>	2453	-	926	-	470	1246	108	-	1270
<b>Beschleunigte Bergauffahrt (0,2 m/s<sup>2</sup>)</b>	-	2305	-	889	452	1171	152	1239	-
<b>Gebremste Bergabfahrt (-1,4 m/s<sup>2</sup>)</b>	2305	-	1187	-	603	1171	40	-	1639

Für die Kurvenfahrt sind in Abschnitt 4.3 zwei Lastfälle vorausgewählt. Diese werden ebenfalls um die Kraftereinleitung durch den Passagier ergänzt. Die Belastung durch den Motor bleibt bei den Lastfällen außen vor, da es nicht gelungen ist plausible Motordrehmomente für die Kurvenfahrt zu ermitteln. Der Lasteintrag durch den Passagier ähnelt dem vorherigen, allerdings bewirkt die Querschleunigung eine Trägheitskraft in y-Richtung und ein Moment um die x-Achse. Die Lasten für die Radträgeroptimierung sind in Tabelle 15 zusammengefasst, wobei die Radlasten und Reifenseitenkräfte aus Tabelle 13 übernommen sind.

Tabelle 15: Lasten Radträgeroptimierung Querdynamik

		<b>R = 0,554 m; v = 1,3 m/s</b>	<b>R = 1 m; v = 1,5 m/s</b>
<b>Radlast in [N]</b>	$F_{zva}$	1231	1061
	$F_{zvi}$	176	345
	$F_{zha}$	915	789
	$F_{zhi}$	131	257
<b>Reifenseitenkraft in [N]</b>	$F_{yva}$	353	204
	$F_{yvi}$	112	112
	$F_{yha}$	262	152
	$F_{yhi}$	83	83
<b>Kräfte Passagier in [N], [Nm]</b>	$F_{yP}$	412	280
	$F_{zP}$	1246	1246
	$M_{xP}$	94	64

### Topologieoptimierung des Radträgers

Die Topologieoptimierung des Radträgers erfolgt schrittweise mit zwei Modellen. Das erste Modell wird zu einem Zeitpunkt aufgebaut, an dem weder die Entwicklungsziele (vgl. 6.2), noch die in Tabelle 14 und Tabelle 15 zusammengefassten Lasten vollumfänglich beschrieben sind. Da hieraus erste Erkenntnisse und Abschätzungen stammen, werden die Ergebnisse dennoch dargelegt.

Zu jeder Topologieoptimierung gehört zunächst die Definition des Bauraums. Dieser ist in Abbildung 29 dargestellt und besteht aus zwei je 20 mm dicken Blechen, die in der Mitte verbunden sind. Der Bauraum in der Mitte ist so definiert, dass beidseitig 15 mm Freiraum für die Räder verbleiben. Unterhalb der Ausfallenden befinden sich Aussparungen, um den notwendigen Freigang sicherstellen. Im Bereich der Ausfallenden und an den Anschraubpunkten zum Hauptrahmen ist die Blechstärke auf 5 mm reduziert. Die grün markierten Bereiche sind Non-Design-Spaces. Hier bleibt die Geometrie erhalten und wird nicht topologieoptimiert. Darüber hinaus ist in dem Modell eine Symmetrieebene parallel zur yz-Ebene vorgegeben. Das Modell wird mit den Lasten aus der beschleunigten Bergauffahrt und der Kurvenfahrt beaufschlagt. Nicht berücksichtigt ist die Lasteinleitung durch den Motor.

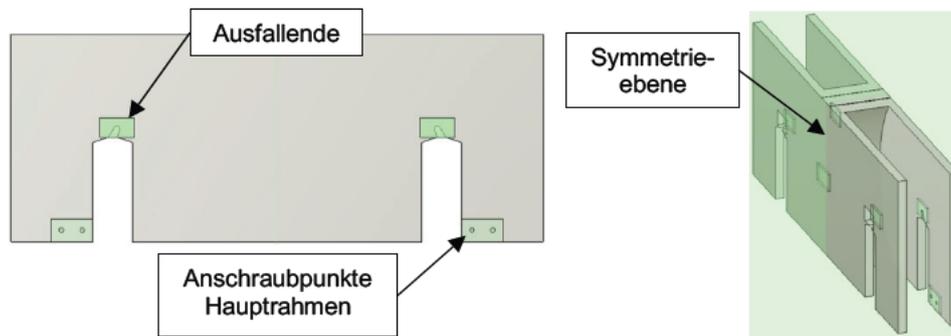


Abbildung 29: Bauraum für die Topologieoptimierung des Radträgers mit Symmetrieebene

Die Topologieoptimierung führt zu dem in Abbildung 31 gezeigten Ergebnis. Die Farben geben die Kritikalität des Lastpfades an. Rote Bereiche, bspw. an den Anschraubpunkten zum Hauptrahmen oder die Stützfläche für den Passagier sind besonders stark belastet.

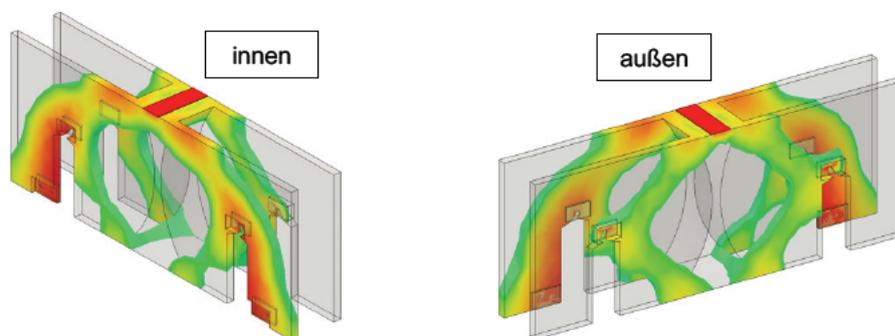


Abbildung 31: Ergebnisse der ersten Radträger-Topologieoptimierung

In Abbildung 30 ist der auf der Topologieoptimierung basierende auskonstruierte Radträger dargestellt. Dieser setzt sich aus 20 mm dicken Rundrohren mit 2 mm Wandstärke zusammen. Die Anordnung der Rundrohre orientiert sich an den Lastpfaden in der Topologieoptimierung. Die Konstruktion ist um Anschraubpunkte nach PM-Standard zur Befestigung des Bremssattels ergänzt. Zudem sind mittig zwischen den Rädern zwei weitere Anschraubpunkte zur Befestigung des Radträgers am Rahmen ergänzt. Diese sorgen für eine Versteifung des Radträgers und reduzieren die Lasten an den Ausfallenden. Der Radträger ist als Schweißkonstruktion konzipiert, wobei die Ausfallenden jeweils als Knotenpunkte fungieren. Auf den genauen Aufbau der Konstruktion wird beim verbesserten Modell eingegangen (vgl. Abbildung 34).

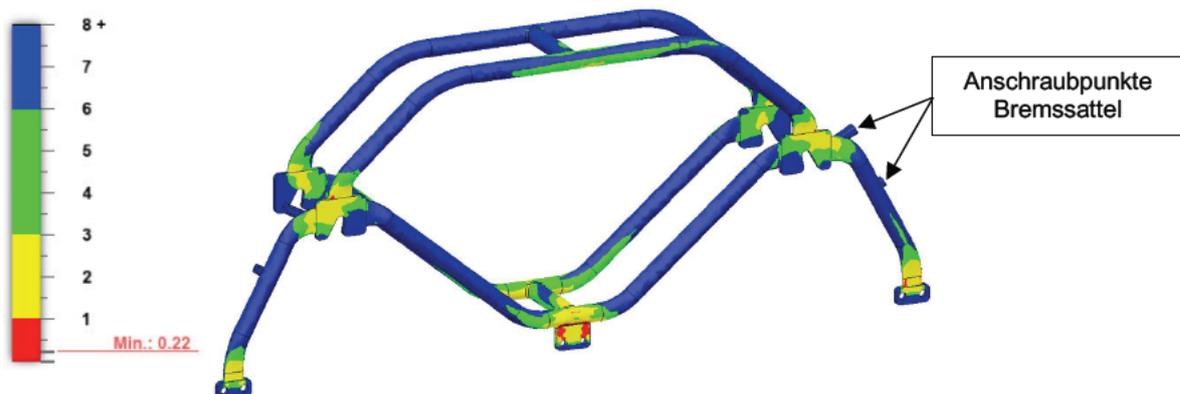


Abbildung 30: FEM-Berechnung am optimierten Radträger – Darstellung des Sicherheitsfaktors bei Kurvenfahrt

Zur Funktionsprüfung der Konstruktion werden FEM-Berechnungen durchgeführt. Für diese Berechnungen werden die in Tabelle 14 und Tabelle 15 dargestellten Lasten verwendet und gemäß den Abbildungen im Anhang eingeleitet (vgl. B.2). Bei allen Lastfällen treten die höchsten Kräfte an der mittigen Anbindung des Radträgers am Rahmen auf. Besonders bei der in Abbildung 30 gezeigten Kurvenfahrt ist die Anbindung hoch- bzw. überlastet. Weitere lastkritische Bereiche sind die Ausfallenden selbst und die Verbindung der Rohre an den Ausfallenden, sowie den Anschraubpunkten zum Hauptrahmen.

Aufbauend auf den Erkenntnissen und unter Berücksichtigung der Entwicklungsziele wird ein neuer Bauraum definiert. Dieser ist in Abbildung 32 dargestellt. Anders als zuvor wird auf den Freigang unterhalb der Ausfallenden verzichtet. Zudem sind mittige Anschraubpunkte zur Befestigung des Radträgers am Rahmen ergänzt. Weitere Anschraubpunkte finden sich für die Drehmomentstützen sowie die Bremssättel. Der y-Abstand der Ausfallenden misst 100 mm und wird durch die Radnabenmotoren vorgegeben. Die Wandstärken entsprechen dem Modell zuvor. Aufgrund laufend auftretender Fehlermeldungen ist es (abweichend zur ersten Topologieoptimierung) nicht möglich eine Symmetrieebene zu definieren.

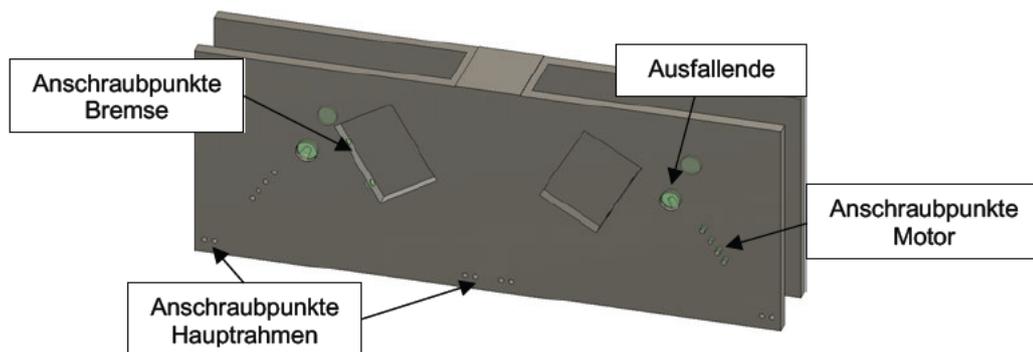


Abbildung 32: Bauraum für die Topologieoptimierung des Radträgers

Der Eintrag der Lasten erfolgt wie im Anhang dargestellt (vgl. B.2). In Abbildung 33 ist das Ergebnis der Topologieoptimierung abgebildet. Da der Radträger bei allen Lastfällen asymmetrisch belastet wird und zudem eine durch die Anwenderin vorgegebene Symmetrieebene fehlt, ist auch das Ergebnis nicht symmetrisch. Allerdings ist der generelle Verlauf der Lastpfade vergleichbar mit der zuvor erzielten, symmetrischen Topologieoptimierung. Die in dem Modell zusätzlich berücksichtigten Lasten von Bremse und Motor, sowie der detaillierte Lasteintrag durch den Passagier führen zu keinem grundlegend anderen Verlauf der Lastpfade. Der Materialeinsatz zwischen den Rädern ist durch die mittleren Anschraubpunkte zum Rahmen jedoch deutlich erhöht.

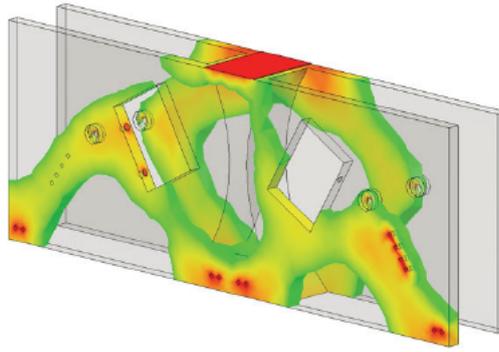


Abbildung 33: Topologieoptimierter Radträger

### Finaler Entwurf des Radträgers

In Abbildung 34 ist der finale Entwurf des Radträgers abgebildet. Die Anordnung der Rohre ist vergleichbar mit dem anfänglichen Entwurf. Um die Festigkeit und die Stabilität im Bereich der mittleren Anbindung des Radträgers an den Rahmen zu erhöhen, sind zwei Querverbindungen vorhanden. Darüber hinaus ist die Geometrie der inneren Radnabenaufnahme angepasst und ermöglicht nun die Montage der Bremssättel. Zur Anbindung der Rohre an die Radnabenaufnahmen ist eine Umformung der Rohrenden vorgesehen. Die Rohre verengen sich in y-Richtung auf 5 mm und können somit an die 5 mm dicken Radnabenaufnahmen geschweißt werden. Die Verengung der Rohrquerschnitte ist auch aus Platzgründen erforderlich. Im Bereich der Radnabenmotoren verbleibt nur wenig Raum in y-Richtung. Das mittlere Anbindungsblech zur Befestigung des Radträgers am Rahmen wird durch verschweißte Rippen verstärkt.

Wie in den Entwicklungszielen definiert, ist der Radträger als Bottom-Up Modell aufgebaut. Die Rohr-Einzelteile besitzen jeweils die Parameter ‚Rohrdicke‘ und ‚Wandstärke\_Rohr‘, um diese einfach anzupassen.

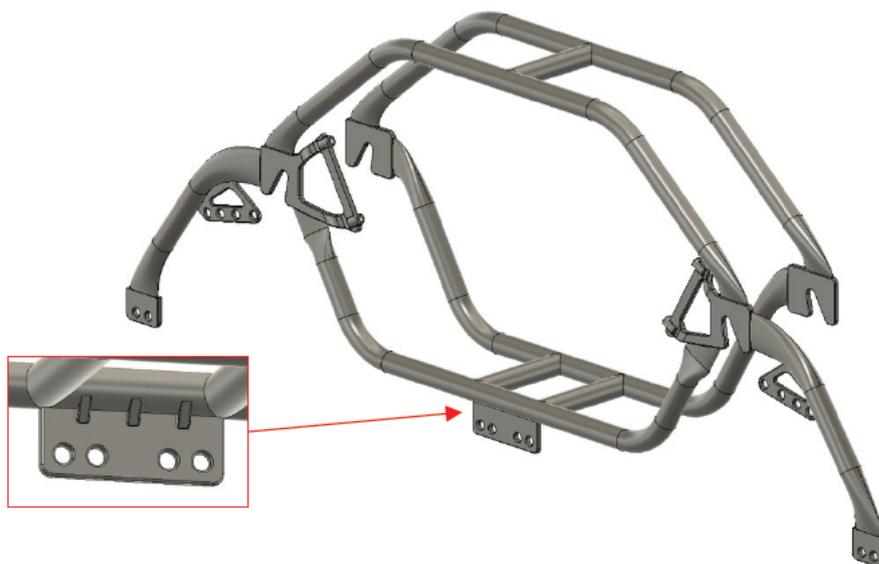


Abbildung 34: Finaler Entwurf des Radträgers

### 6.3.2 Materialwahl und Fertigungskonzept

Da die Auswahl eines passenden Materials abhängig vom Fertigungskonzept ist, werden die beiden Themen übergreifend behandelt. Einige Anforderungen an die zu verwendenden Werkstoffe besitzen jedoch allgemeine Gültigkeit und sind nicht an das Fertigungskonzept gebunden. Diese sind:

- Korrosionsbeständigkeit
- Ausreichende Steifigkeit und Festigkeit bei möglichst geringer Masse
- Gute Verfügbarkeit (keine Sondergüten)
- Möglichkeiten der Individualisierung, z.B. Lackierung
- (Recyclebarkeit)

Wie in Unterkapitel 6.2 beschrieben, soll der Rahmen aus ITEM-Konstruktionsprofilen aufgebaut werden. Diese sind aus eloxiertem Aluminium gefertigt (EN AW 6060). Der Werkstoff zeichnet sich durch eine hohe Korrosionsbeständigkeit aus. Darüber hinaus gehört Aluminium zur Gruppe der Leichtmetalle. Da es sich um Zukaufteile handelt, die direkt vom Hersteller bezogen werden können, ist zudem eine gute Verfügbarkeit gegeben. Die Möglichkeiten der Individualisierung haben in Bezug auf den Rahmen keinen hohen Stellenwert, da dieser im eingebauten Zustand nicht sichtbar ist. Werden die Längs- und Querträger als Zuschnitte eingekauft, reduziert sich der Fertigungsaufwand des Rahmens auf die Montage mittels Schraubverbindungen. Aus dem Fertigungskonzept lassen sich somit keine weiteren Anforderungen ableiten.

Der Radträger setzt sich im Gegensatz zum Rahmen nicht aus Zukaufteilen zusammen, allerdings ist er so konzipiert, dass er sich mit möglichst geringem Aufwand auch in kleiner Stückzahl fertigen lässt. Als Halbzeuge werden Rundrohre und Bleche eingesetzt. Bei allen Rundrohrkomponenten fallen als Fertigungsschritte das Umformen und Zuschneiden an. Die Blechkomponenten wie bspw. die Radnabenaufnahmen oder der Drehmomenthalter werden trennend bearbeitet. Die inneren Radnabenaufnahmen können entweder als Blechteil oder als Frästeil gefertigt werden. Um die inneren Radnabenaufnahmen als Blechteil zu fertigen, wird das Blech zunächst zugeschnitten und umgeformt. Die Gewindebuchsen zur Verschraubung der Bremssättel werden angeschweißt. Die Rohr- und Blech- bzw. Frästeile werden mittels Schweißen gefügt. Die Anbindung des Radträgers an den Rahmen erfolgt wiederum durch Schraubverbindungen. Ausgehend vom Fertigungskonzept ergeben sich weitere Anforderungen an den Werkstoff:

- Schweißbar
- Trennend und umformend bearbeitbar
- Rundrohre und Bleche (oder Platten) als Halbzeuge verfügbar
- Keine Neigung zu Kontaktkorrosion mit Aluminium

Um Kontaktkorrosion zwischen dem Rahmen und dem Radträger zu vermeiden und einen leichten Radträger sicherzustellen, ist die Verwendung von Aluminium zur Fertigung des Radträgers naheliegend. Besonders verbreitet sind Aluminiumrundrohre der Güte EN AW-6060 T66. Neben seiner bereits erwähnten Korrosionsbeständigkeit zeichnet sich dieser Aluminiumwerkstoff durch eine gute Kaltumformbarkeit, Zerspanbarkeit und Schweißbarkeit aus. Bleche und Platten dieser Aluminiumlegierung sind ebenfalls verfügbar. Ebenso werden Aluminiumrundrohre der Güte EN AW-6082 T6 angeboten. Dieser Aluminiumwerkstoff hat ähnliche technologische und bessere mechanische Eigenschaften (vgl. Tabelle 16).

Tabelle 16: Mechanische Eigenschaften von EN AW-6060 und EN AW-6082 [40]

Werkstoff	Zugfestigkeit [N/mm <sup>2</sup> ]	Dehngrenze [N/mm <sup>2</sup> ]
EN AW-6060 T66	215	160
EN AW-6082 T6	310	255

### 6.3.3 Simulation des Rahmens und Radträgers

Um für den Radträger eine Materialauswahl zu treffen und die Konstruktion abzusichern, werden FEM-Berechnungen am finalen Entwurf des Radträgers durchgeführt. Die Lastfälle sind wie in Kapitel 6.3.1 definiert. In Abbildung 35 ist die FEM-Berechnung des Radträgers mit dem Aluminiumwerkstoff EN AW-6060 dargestellt. Zu sehen ist der Verlauf des Sicherheitsfaktors. Besonders beim Lastfall Kurvenfahrt, ist der Radträger stark belastet und würde mit diesem Aufbau und dem gewählten Werkstoff der Belastung nicht standhalten.

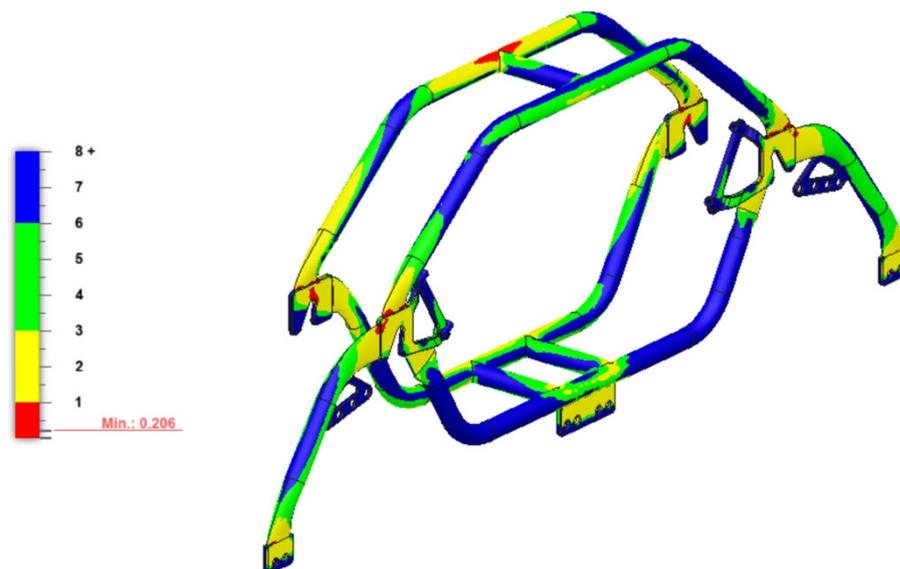


Abbildung 35: Radträgerberechnung mit EN AW-6060

Besser geeignet ist der Aluminiumwerkstoff EN AW-6082. In Abbildung 36 ist erneut der Verlauf des Sicherheitsfaktors bei Kurvenfahrt zu sehen. Die in Rot und Gelb gekennzeichneten hochbelasteten Bereiche haben sich verkleinert. Allerdings sind die Belastungen an den

Radnabenaufnahmen und an den Knotenpunkten, weiterhin zu hoch. Ein Grund für die Lastspitzen an den Knotenpunkten sind die fehlenden Schweißnähte zwischen den Rohren und den Radnabenaufnahmen. Diese lassen sich in Autodesk Fusion nicht als solche definieren, weshalb die Radnabenaufnahmen und die Rohre lediglich mit Booleschen Operationen verbunden sind. An den scharfkantigen Übergängen führt die damit verbundene Kerbwirkung zu hohen Lasten. Am geschweißten Real-Bauteil werden diese Kerbwirkungen vermindert. Die Belastungen an den Radnabenaufnahmen lassen sich durch die Vergrößerung der Wandstärke ( $t = 7 \text{ mm}$ ) auf ein erträgliches Maß verringern.

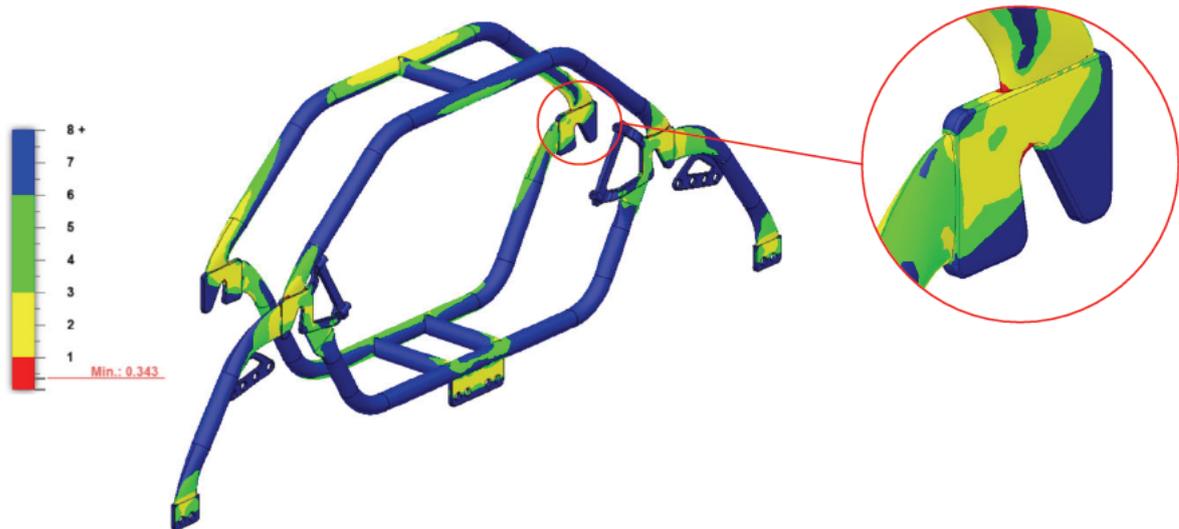


Abbildung 36: Radträgerberechnung mit EN AW-6082

## 6.4 Entwicklung des Hebemechanismus

### 6.4.1 Konzeptentscheid

Ziel dieses Kapitels ist die Weiterentwicklung des Hebemechanismus. Um aus den in Unterkapitel 2.2.2. dargestellten Hebemechanismen den geeigneteren zu identifizieren, wird zunächst ein Konzeptentscheid durchgeführt.

Für den Konzeptentscheid werden im ersten Schritt Bewertungskriterien formuliert. Einige Bewertungskriterien, wie der Anteil an Zukaufteilen, die Modularität und die Masse ergeben sich aus den in der Zielsetzung formulierten übergeordneten Zielen der Entwicklung (vgl. 1.1). Da der Fokus dieser Arbeit auf der technischen Konzeptionierung und Umsetzung liegt, wird die Kostenbewertung der beiden Hebemechanismen außen vorgelassen. Aus Unterkapitel 4.2.2 ist bekannt, dass die Hebemechanismen durch ihre Lage und ihre Größe einen erheblichen Einfluss auf die Positionierung des Passagiers nehmen. Aus diesem Grund wird als weiteres Bewertungskriterien der Platzbedarf der Hebemechanismen im verbauten Zustand hinzugezogen. Um eine praktikable Nutzung des Rollstuhls sicherzustellen, muss das System Hebemechanismus möglichst ausfallsicher sein. Das setzt eine hohe Robustheit der

Hebemechanismen voraus. Zusätzlich ist eine möglichst geringe Komplexität anzustreben. Je weniger komplex ein System ist, desto einfacher können Fehler behoben bzw. vorgebeugt werden.

Da nicht jedes Bewertungskriterium den gleichen Stellenwert hat, werden diese mithilfe eines paarweisen Vergleichs gewichtet. Bei dieser Methode werden jeweils zwei Kriterien einander gegenübergestellt und Punkte vergeben. Ist das zu bewertende Kriterium wichtiger als der Vergleichspartner erhält es zwei Punkte. Sind beide Kriterien gleich wichtig wird ein Punkt vergeben. Stellt sich heraus, dass der Vergleichspartner wichtiger ist, wird das Kriterium mit null bepunktet. Die aufsummierten und miteinander ins Verhältnis gesetzten Punkte ergeben die Gewichtung der Bewertungskriterien. Dargestellt ist der paarweise Vergleich in Tabelle 17. Mit einem Anteil von 25% ist der Platzbedarf das wichtigste Bewertungskriterium. An zweiter und dritter Stelle liegen die Robustheit und die Masse. Am wenigsten relevant ist die Modularität der Hebemechanismen.

Tabelle 17: Paarweiser Vergleich der Bewertungskriterien

<b>Punkte:</b> 2 = wichtiger 1 = gleich wichtig 0 = weniger wichtig	<b>Anteil an Zukaufteilen</b>	<b>Modularität</b>	<b>Masse</b>	<b>Platzbedarf</b>	<b>Robustheit</b>	<b>Komplexität</b>	<b>Summe</b>	<b>Gewichtung [%]</b>
	<b>Anteil an Zukaufteilen</b>	1	2	1	0	0	1	5
<b>Modularität</b>	0	1	0	0	0	1	2	6
<b>Masse</b>	1	2	1	0	1	2	7	20
<b>Platzbedarf</b>	2	2	2	1	1	2	10	29
<b>Robustheit</b>	1	2	1	1	1	2	8	23
<b>Komplexität</b>	1	1	0	0	0	1	3	9

Ausgehend von den gewichteten Kriterien, kann die eigentlich Bewertung der Hebemechanismen erfolgen. Die Hebemechanismen erhalten zu jedem Bewertungskriterium eine Note zwischen eins und sechs mit einer eins als Bestnote. Die Bewertung ist in Tabelle 18 dargestellt und wird wie folgt begründet.

Der Platzbedarf wird beim Hebemechanismus Scherenheber deutlich schlechter eingeschätzt als beim Hebemechanismus Hubzylinder. Das liegt daran, dass der Scherenheber mittig hoch aufbaut und dadurch wichtiger Platz für die Nutzer\*innen verloren geht. Der Platzbedarf des Hebemechanismus Hubzylinder ist zwar besser, allerdings sorgt auch dieser für eine Engstelle

im vorderen Bereich des Rollstuhls, wodurch Nutzer\*innen entweder eine sehr hohe oder weit vorn liegende Sitzposition einnehmen müssen.

Aufgrund der Zahnräder an den unteren Enden der Scheren-Arme ist die Robustheit des Hebemechanismus Scherenheber begrenzt. Durch ihre Lage können die Zahnräder leicht verdrecken und so den Betrieb des Hebemechanismus Scherenheber stören. Die Robustheit des Hebemechanismus Hubzylinder wird besser bewertet, allerdings besteht bei beiden Hebemechanismen das generelle Problem, dass die ordentliche Nutzung der Lenkrolle vom genauen Zusammenspiel der Hebemechanismus-Komponenten abhängt. Ist die Lenkrolle nicht parallel zum Boden ausgerichtet, führt dies zu einer erheblichen Beeinträchtigung des Lenkverhaltens, welches insbesondere für den Langsamfahrmodus elementar ist.

Mit 1,9 kg ist die Masse des Hebemechanismus Hubzylinder deutlich geringer als die Masse des Scherenhebers (je nach Motor zwischen 4,3 und 8,5 kg) und wird daher auch besser bewertet.

Der Anteil an Zukaufteilen wird bei beiden Hebemechanismen gleich bewertet. Infolge der Weiterentwicklung des Hebemechanismus Hubzylinder durch das TDAF-Team ist der Anteil an Zukaufteilen gegenüber dem ersten Entwurf des Hebemechanismus Hubzylinder deutlich gestiegen. Beim Hebemechanismus Hubzylinder sind nach aktuellem Konstruktionsstand sieben Bauteile selbst zu fertigen, beim Hebemechanismus Scherenheber sind es sechs Komponenten.

Obwohl die Komplexität des Hebemechanismus Hubzylinder durch die additiv zu fertigenden Hebel zugenommen hat, ist sie geringer als beim Hebemechanismus Scherenheber. Zum einen setzt sich der Hebemechanismus Hubzylinder aus weniger Komponenten zusammen. Zum anderen ist die Bewegung der Lenkrolle nur abhängig vom Hubweg. Etwaige Ungenauigkeiten (bspw. durch die Montage) können mithilfe eines angepassten Hubwegs ausgeglichen werden. Beim Hebemechanismus Scherenheber ist die Endlage der Lenkrolle von der Gewindestange und den am Ende der Scheren-Arme befindlichen Zahnräder abhängig.

Die Möglichkeiten der Modularität sind bei beiden Varianten stark eingeschränkt. Der Grund ist die Einhaltung von geometrischen Forderungen an Aufbau und Kinematik der Hebemechanismen, mit denen sowohl ein 50 mm großer Abstand zwischen gehobener Lenkrolle und Boden, sowie eine zum Boden parallele Ausrichtung der Lenkrolle ermöglicht werden. Ein Austausch von Komponenten (z.B. der Lenkrolle) oder die Vergrößerung der Bodenfreiheit ist so nicht ohne Weiteres möglich.

Mit einer Gesamtnote von 2,2 schneidet der Hebemechanismus Hubzylinder wesentlich besser ab als der Scherenheber und wird somit weiterentwickelt.

Tabelle 18: Bewertung der Hebemechanismen

		Scherenheber		Hubzylinder	
		Bewertung	Gewichtete Bewertung	Bewertung	Gewichtete Bewertung
25%	Platzbedarf	6	1,74	2	0,58
19%	Robustheit	3	0,69	2	0,46
17%	Masse	4	0,8	1	0,2
13%	Anteil an Zukaufteilen	3	0,42	3	0,42
8%	Komplexität	4	0,36	2	0,18
6%	Modularität	6	0,36	6	0,36
<b>Gesamtnote</b>			4,37		2,2

#### 6.4.2 Konstruktion ausgewählter Hebemechanismus-Komponenten

Da der Hebemechanismus bereits eine hohe Konzeptreife besitzt, wird der in Unterkapitel 2.2.2 beschriebene Entwurf beibehalten. Nur die für die additive Fertigung ausgelegten Drehhebel werden angepasst, da sich die Breite LIAMs durch die verringerte Spurweite reduziert. In Abbildung 37 ist der vordere Drehhebel dargestellt. Links im Bild ist der alte Konstruktionsstand zu sehen. Wie bei Topologieoptimierungen üblich, setzt sich der Drehhebel nicht aus Regelgeometrie, sondern aus diversen Freiformflächen zusammen. Da eine Geometrieanpassung an den Freiformflächen zu einem mangelbehafteten Ergebnis führt, wird der Drehhebel neu konstruiert. Dieser neue Drehhebel ist rechts im Bild dargestellt. Die Anzahl der Flächen ist deutlich reduziert, was zur Verringerung der Bauteilkomplexität beiträgt. Generell wird die von Sokoll et. al erarbeitete Form des Drehhebels jedoch beibehalten. Die Breite des vorderen Drehhebels reduziert sich von 354,2 mm auf 340,2 mm.

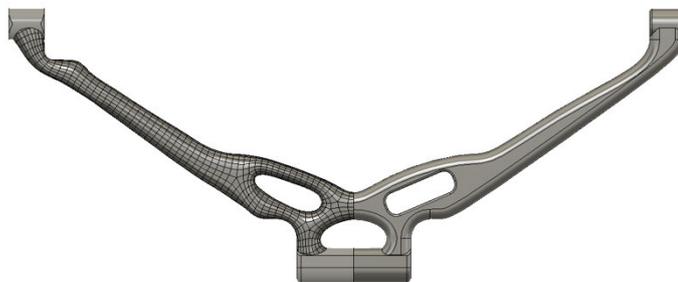


Abbildung 37: links: vorderer Drehhebel alter Konstruktionsstand; rechts: vorderer Drehhebel neuer Konstruktionsstand

Der hintere Drehhebel wird auf die gleiche Weise angepasst wie der vordere Drehhebel. Dabei wird die Breite des hinteren Drehhebels von 434,2 mm auf 420,2 mm reduziert.

## 6.5 Bewertung der Konstruktionsergebnisse und Ableitung von Handlungsempfehlungen

Innerhalb dieses Kapitels werden die Konstruktionsergebnisse bewertet und Handlungsempfehlungen für anschließende Arbeiten abgeleitet. Um einen Überblick zu erhalten, ist in Abbildung 38 der Zusammenbau aller im Rahmen dieser Arbeit entwickelten bzw. optimierten Bauteile zu sehen.

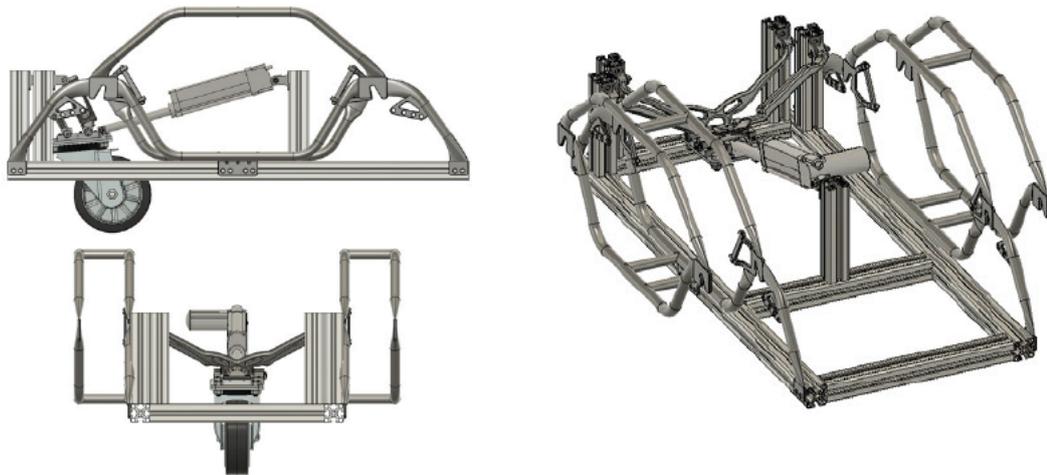


Abbildung 38: Zusammenbau der entwickelten Baugruppen

Wie in den Entwicklungszielen gefordert, erlaubt der aktualisierte Aufbau eine um ca. 65 mm tiefere Positionierung der Nutzer\*innen, da die Bodenfreiheit des Rahmens reduziert und die neuen ITEM-Konstruktionsprofile in z-Richtung weniger aufbauen. Die Einhaltung der Gesamtlänge ist weiterhin problematisch. Wird der 95% Mann unter Beachtung der zulässigen Gesamtlänge (1250 mm) positioniert, kollidieren die Füße und Beine mit dem Hebemechanismus (vgl. Abbildung 39).

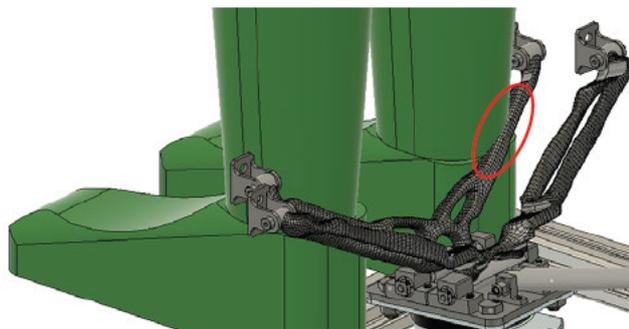


Abbildung 39: Kollision zwischen dem Hebemechanismus und dem Passagier

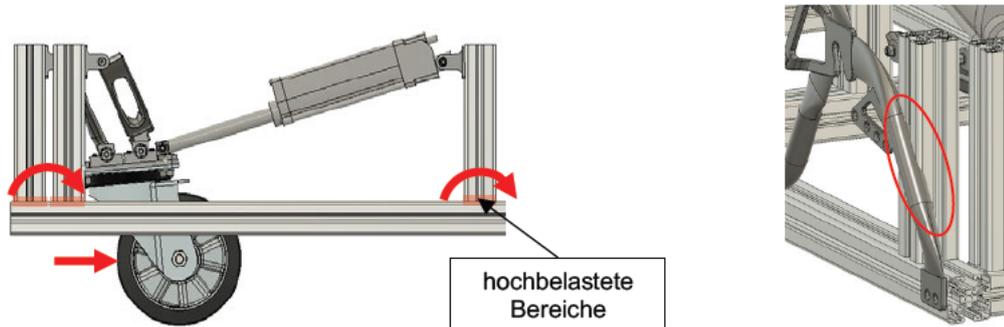
Zur Abhilfe könnte entweder der Hebemechanismus inklusive der Lenkrolle nach hinten verschoben werden, wodurch sich der Radstand reduziert und die Kippstabilität abnimmt oder die Lenkrolle zwischen den Hinterrädern angeordnet werden. In beiden Fällen entsteht für die Nutzer\*innen zusätzlicher Raum und die Möglichkeit die Füße wie in Abbildung 39 oberhalb

des Rahmens abzustellen. Mit den Erkenntnissen aus den Kapiteln 5 und 6.2 wird deutlich, dass der dreirädrige Fahrmodus zwar theoretisch das Potenzial hat die Hindernisüberwindung durch die vergrößerte Bodenfreiheit zu verbessern, gleichzeitig jedoch die Kippgefahr durch den Hinterradantrieb und das kleine Lenkrollenrad zunimmt. Mit diesem Wissen erübrigen sich die Vorteile einer zwischen den Vorderrädern positionierten Lenkrolle. Es wird daher empfohlen, den Aufbau umzudrehen und die Lenkrolle zwischen den Hinterrädern anzuordnen. Da die Drehhebel des Hebemechanismus nicht mehr an den Beinen der Nutzer\*innen vorbeigeführt werden müssen, können diese verkürzt werden. Die Verkürzung der Drehhebel bietet zusätzliches Leichtbaupotenzial und reduziert die Belastung an den Drehhebeln sowie den Aufnahmen.

In Kapitel 5 wird der Bedarf einer Antikippvorrichtung aufgezeigt. Wird die Lenkrolle zwischen den Hinterrädern angeordnet, sollte die Notwendigkeit erneut geprüft werden. Sofern eine Antikippvorrichtung benötigt wird, muss der Rahmen um Anschlussstellen für diese ergänzt werden.

Der erwünschte Hubweg des Hebemechanismus wurde zu einem frühen Projektzeitpunkt (eher) willkürlich festgelegt. Wie hoch die Vorder- oder Hinterräder bei ausgefahrener Lenkrolle angehoben sind, ist für das Lenkverhalten im dreirädrigen Fahrmodus jedoch irrelevant. Um insbesondere bei einer zwischen den Hinterrädern angeordneten Lenkrolle, den Sitzkomfort der Nutzer\*innen zu steigern, wird eine Reduzierung des Hubwegs der Lenkrolle empfohlen. Je weniger die Vorder- bzw. Hinterräder angehoben werden, desto kleiner ist die Sitzwinkeländerung des Passagiers. Diese ist bei einer zwischen den Hinterrädern angeordneten Lenkrolle besonders unangenehm, da der/ die Nutzer\*in nach vorne gekippt würde und so aus dem Sitz rutschen könnte. Der kleinere Hubweg bietet zusätzlich das Potenzial, die Größe des Hebemechanismus zu reduzieren, da bei kleinerem Hubweg auch kürzere Drehhebel und ein kürzerer Linearantrieb eingesetzt werden können.

Aus Zeitgründen ist es nicht gelungen, die Anbindung zwischen dem Hebemechanismus und dem Rahmen zu verbessern. In der aktuellen Konfiguration besteht jedoch insbesondere bei der Fahrt gegen ein Hindernis die Gefahr, dass die Halter knicken oder zu hohe Lasten auf den Schraubverbindungen wirken. Darüber hinaus überschneiden sich die Aufnahmen der hinteren Drehhebel mit dem Radträger. Eine Überarbeitung der Verbindung zwischen Rahmen und Hebemechanismus ist somit zwingend erforderlich.



*Abbildung 40: Verbesserungspotenziale an den Verbindungen zwischen dem Hebemechanismus und dem Rahmen*

Zur Vervollständigung des Radträgers ist die Auslegung der Schweißnähte notwendig. Darüber hinaus könnte eine Topologieoptimierung der Radnabenaufnahmen und der Anbindungsstellen an den Rahmen zu einer besseren Lastverteilung beitragen. Die Radnabenaufnahmen und die mittlere Anbindung an den Rahmen sind insbesondere bei Kurvenfahrt stark belastet. Alle angenommenen Lasten bauen auf theoretischen Überlegungen auf. Um die Qualität der entwickelten Bauteile zu bemessen, ist der Aufbau von Prototypen und eine Absicherung der Komponenten mit (Fahr-)Versuchen notwendig.

## 7 ZUSAMMENFASSUNG UND AUSBLICK

Diese Arbeit ordnet sich in das Forschungsprojekt LIAM der HAW Hamburg ein und befasst sich mit der Entwicklung eines Rahmens und Fahrwerks für einen schnellfahrenden elektrischen Rollstuhl, der über zwei elektromechanisch ansteuerbare Fahrmodi verfügt.

Die Basis der Entwicklung bilden valide Lastannahmen. Dazu wird zunächst ein Sitzkonzept ausgearbeitet anhand dessen die zu erwartende Masse und die Einleitung der Lasten in die tragende Struktur abgeschätzt wird. Anschließend werden lastkritische Fahrmanöver identifiziert und untersucht in welchen fahrdynamischen Grenzen LIAM betrieben werden kann. Die fahrdynamischen Grenzen ergeben sich zum einen aus den Leistungsgrenzen der Motoren sowie der Bremse und zum anderen aus der Forderung der Kippstabilität. Durch den kurzen Radstand und den hohen Schwerpunkt sind Rollstühle besonders kippgefährdet. Um bei typischen Fahrmanövern ein Kippen auszuschließen, wird die Wechselwirkung zwischen der Schwerpunktlage und fahrdynamischen Eigenschaften analysiert. Anschließend wird ein Vorgehen zur Bestimmung der Schwerpunktlage in CAD erarbeitet und Schwerpunktlagen mit unterschiedlich großen und schweren Nutzer\*innen abgeleitet. Mithilfe dieser Schwerpunkte werden Lasten für die Entwicklung des Rahmens und Fahrwerks definiert. Obwohl LIAM bei geeigneter Schwerpunktlage und begrenzten Beschleunigungswerten kippstabil ist, wird der Bedarf erkannt eine Antikippvorrichtung zu verbauen, um ein Kippen über die Vorderachse bei plötzlich abgebremsten Vorderrädern auszuschließen. Im letzten Teil Arbeit wird das eigentliche Ziel, nämlich die Entwicklung des Rahmens und Fahrwerks umgesetzt. Während der Rahmen und der Hebemechanismus, welcher das Umschalten zwischen den Fahrmodi ermöglicht, in ihrer Form erhalten bleiben und nur leicht konstruktiv angepasst werden, wird der Radträger neukonstruiert und um weitere Funktionen ergänzt. Zum Abschluss werden die Konstruktionen bewertet und Handlungsempfehlungen für sich anschließende studentische Projektarbeiten formuliert.

Die frühe Projektphase bedingt, dass innerhalb der Masterarbeit viele Untersuchungen auf Gesamtfahrzeugebene durchgeführt werden. Deshalb wird in den Konstruktionen (teilweise) nicht die in der Aufgabenstellung vereinbarte Entwicklungstiefe erreicht. Besonderer Handlungsbedarf besteht in der Auslegung der Verbindung zwischen dem Rahmen und dem Hebemechanismus.

Das Forschungsprojekt LIAM befindet sich noch in der Konzeptphase. Die in dieser Masterarbeit entwickelten Komponenten sind daher so gestaltet, dass sie mit geringem Aufwand gefertigt werden können und den Übergang in eine erste Hardwarephase ermöglichen. Parallel zum Aufbau erster Prototypen sollte die Anwender\*innen-orientierte Entwicklung stärker fokussiert und der Nutzen des entwickelten Fahrzeugkonzepts durch die Zielgruppe abgesichert werden.

## 8 LITERATURVERZEICHNIS

- [1] P. Craxton, „Konzeptentwicklung eines Hilfsmittels für Menschen mit Bewegungseinschränkungen unter besonderer Berücksichtigung der Möglichkeiten additiver Fertigungsverfahren und der Modularität,“ HAW Hamburg, 2021.
- [2] M. Kraft (Hrsg.) und C. Disselhorst-Klug, Biomedizinische Technik – Rehabilitationstechnik, Bd. 10, Berlin/ Boston: Walter de Gruyter, 2015.
- [3] M. Trzesniowski, Handbuch Rennwagentechnik, Bd. Gesamtfahrzeug, Wiesbaden: Springer Vieweg, 2017.
- [4] M. Sullivan, J. Pearlman, A. Mhatre, D. Martin und M. McCambridge, „Design Considerations for Wheelchairs used in Adverse Conditions,“ 2018. [Online]. Available: <http://wheelchairnet.org/iswp-library>. [Zugriff am 01.05.2022].
- [5] V. Geng, „Der-Querschnitt.de - das Informationsportal der Manfred Sauer Stiftung,“ 16.05.2013. [Online]. Available: <https://www.der-querschnitt.de/archive/6566>. [Zugriff am 10.05.2022].
- [6] M. Trzesniowski, Handbuch Rennwagentechnik, Bd. Fahrwerk, Wiesbaden: Springer Vieweg, 2019.
- [7] D. Adamski, Simulation in der Fahrwerktechnik, Wiesbaden: Springer Vieweg, 2014.
- [8] Sunrise Medical GmbH, „Leistungsstark für maximale Mobilität - Die Jive Elektrorollstühle,“ [Online]. Available: <https://www.sunrisedice.com/assetbank/assetfile/18335.pdf>. [Zugriff am 10.05.2022].
- [9] A. Koch, „Rollstuhlcheck - Fahrwerk,“ [Online]. Available: <https://www.rollstuhlcheck.net/beratung/rollstuhlauswahl-und-anpassung/elektrorollstuehle/fahrwerk>. [Zugriff am 10.05.2022].
- [10] Sunrise Medical GmbH, „Sunrise Medical - Elektrorollstühle,“ [Online]. Available: <https://www.sunrisemedical.de/elektrorollstuehle#uebersicht>. [Zugriff am 10.05.2022].
- [11] T. Konrad, „Der-Querschnitt.de - Das Informationsportal der Manfred-Sauer-Stiftung,“ 22.07.2013. [Online]. Available: <https://www.der-querschnitt.de/archive/8649>. [Zugriff am 11.05.2022].

- [12] A. Koch, „Rollstuhlcheck - Sitzsysteme,“ 23.03.2014. [Online]. Available: <https://www.rollstuhlcheck.net/beratung/rollstuhlauswahl-und-anpassung/elektrollstuehle/sitzsystem>. [Zugriff am 11.05.2022].
- [13] V. Sokoll, T. Schulz, K. Echzell und F. Gözüküçük, Additiv konstruierter Hebemechanismus im Chassis für das Projekt LIAM der HAW Hamburg, HAW Hamburg, 2022.
- [14] S. Breuer und A. Rohrbach-Kerl, Fahrzeugdynamik: Mechanik des bewegten Fahrzeugs, Wiesbaden: Springer Vieweg, 2015.
- [15] S. Pischinger und U. Seiffert, Vieweg Handbuch Kraftfahrzeugtechnik, Wiesbaden: Springer Vieweg, 2021.
- [16] J. Darboe, Entwicklung eines Rahmens und eines Fahrwerks für einen schnellfahrenden elektrischen Krankenfahrstuhl, HAW Hamburg, 2021.
- [17] DB Vertrieb GmbH, Leitfaden für die Mitnahme orthopädischer Hilfsmittel, 2021.
- [18] DIN EN 12184:2020-09, Elektrollstühle, Scooters und zugehörige Ladegeräte – Anforderungen und Prüfverfahren.
- [19] Sunrise Medical GmbH, „Einfach Effektiv Sitzen,“ [Online]. Available: <http://dokumente.sunrisemedical.de/Sunrise-Medical-Jay-Gesamt-Broschüre/files/assets/basic-html/page-57.html>. [Zugriff am 04.05.2022].
- [20] Sunrise Medical GmbH, „JAY Sitzplatte Bestellblatt,“ [Online]. Available: <https://www.sunrisedice.com/asset-bank/assetfile/11107.pdf>. [Zugriff am 04.05.2022].
- [21] M. Mitschke und H. Wallentowitz, Dynamik der Kraftfahrzeuge, Wiesbaden: Springer Vieweg, 2014.
- [22] D. I. h. P. AG, „Taycan 4S,“ [Online]. Available: <https://www.porsche.com/germany/models/taycan/taycan-models/taycan-4s/>. [Zugriff am 05.05.2022].
- [23] B. Büchner, „Mountain Bike,“ 02.12.2018. [Online]. Available: <https://www.mountainbike-magazin.de/parts/test-8-mtb-scheibenbremsen/>. [Zugriff am 24.04.2022].
- [24] F. W. Baumann, Untersuchungen zur dynamischen Rollstabilität von Personenkraftwagen, Technische Universität Darmstadt, 2003.

- [25] A. Koch, „Rollstuhlcheck,“ 23.03.2014. [Online]. Available: <https://www.rollstuhlcheck.net/beratung/rollstuhlauswahl-und-anpassung/elektrollstuehle>. [Zugriff am 12.04.2022].
- [26] Bibliographisches Institut GmbH, „Duden,“ 2022. [Online]. Available: <https://www.duden.de/rechtschreibung/Anthropometrie>. [Zugriff am 12.04.2022].
- [27] DIN 33402-2:2020, Ergonomie – Körpermaße des Menschen – Teil 2: Werte.
- [28] DIN CEN ISO/TR 7250-2 (DIN SPEC 91279):2013-08, Wesentliche Maße des menschlichen Körpers für die technische Gestaltung – Teil 2: Anthropometrische Datenbanken einzelner nationaler Bevölkerungen (ISO/TR 7250-2:2010 + Amd 1:2013); Deutsche Fassung CEN ISO/TR 7250-2:2011 + A1:2013.
- [29] H. Bubb, K. Bengler, R. E. Grünen und M. Vollrath, Automobilergonomie, Wiesbaden: Springer Vieweg, 2015.
- [30] AES Akku Energie Systeme GmbH, Akkus einfach smart - EBIKE Produktkatalog Januar 2022, 2022.
- [31] Heinzmann, „CargoPower E-Bike Motor,“ [Online]. Available: <https://www.heinzmann-electric-motors.com/produkte/fahrrad-radnabenmotoren/cargopower>. [Zugriff am 01.10.2021].
- [32] Schwalbe, „Rocket Ron Produktseite,“ [Online]. Available: <https://www.schwalbe.com/Rocket-Ron-11654016.01>. [Zugriff am 01.10.2021].
- [33] r2 Handels GmbH, „r2-bike.com,“ [Online]. Available: <https://r2-bike.com/SHIMANO-Bremsscheibe-Center-Lock-RT-MT800-203-mm-IceTech-FREEZA>. [Zugriff am 14.04.2022].
- [34] r2 Handels GmbH, „r2-bike.com,“ [Online]. Available: <https://r2-bike.com/SHIMANO-Deore-XT-Bremssattel-BR-M8100-Postmount-2-Kolben>. [Zugriff am 14.04.2022].
- [35] r2 Handels GmbH, „r2-bike.com,“ [Online]. Available: <https://r2-bike.com/SHIMANO-Bremsbelaege-Ice-Tech-J03A-Resin-mit-Kuehlrippen>. [Zugriff am 14.04.2022].
- [36] r2 Handels GmbH, „r2-bike.com,“ [Online]. Available: <https://r2-bike.com/SHIMANO-Bremsleitung-SM-BH90-SBM-A-fuer-hydraulische-Scheibenbremse-XT-XTR>. [Zugriff am 14.04.2022].
- [37] C. Bielmeyer, Fahrradphysik, Julius-Maximilians-Universität Würzburg, 2012.

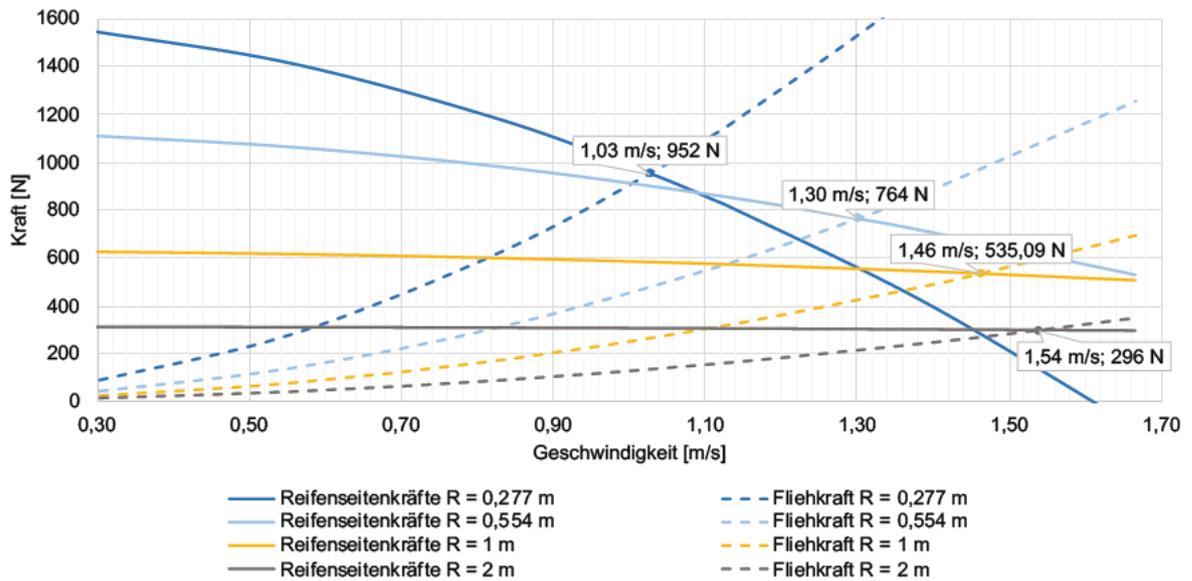
- [38] Rat der Europäischen Gemeinschaften, Richtlinie 92/53/EWG des Rates vom 18. Juni 1992 zur Änderung der Richtlinie 70/156/EWG zur Angleichung der Rechtsvorschriften der Mitgliedstaaten über die Betriebserlaubnis für Kraftfahrzeuge und Kraftfahrzeuganhänger, 1992.
- [39] Gustav Magenwirth GmbH & Co. KG, „Magura Mounting Guide,“ [Online]. Available: [https://www.magura.com/media/1061595/mounting-guide-2020\\_de.pdf](https://www.magura.com/media/1061595/mounting-guide-2020_de.pdf). [Zugriff am 01.05.2022].
- [40] R. Gomeringer, M. Heinzler, R. Kilgus, V. Menges, F. Näher, S. Oesterle, C. Scholer, A. Stephan und F. Wieneke, Tabellenbuch Metall, Haan-Gruiten: Europa Lehrmittel, 2014.
- [41] Medi-Inn Online GmbH, „omed Elektrischer Rollstuhl Elektrorollstuhl,“ [Online]. Available: <https://www.medi-inn.de/elektrischer-rollstuhl-elektorollstuhl-von-romed>. [Zugriff am 10.05.2022].
- [42] Proteno GmbH, „rehashop.de,“ [Online]. Available: <https://rehashop.de/mobilitaet/elektrorollstuehle/mobilis-hoehenverstellbarer-elektorollstuhl-m45-air>. [Zugriff am 10.05.2022].
- [43] Gustav Magenwirth GmbH & Co. KG, „Scheibenbremsen - Anbaumaße Postmount (PM),“ [Online]. Available: [https://www.magura.com/media/2098/pm\\_d\\_09-12-02\\_11.pdf](https://www.magura.com/media/2098/pm_d_09-12-02_11.pdf). [Zugriff am 30.04.2022].
- [44] S. M. GmbH, „Sunrise Medical - Quickie Q700-Up M Sedeo Ergo,“ [Online]. Available: <https://www.sunrisemedical.de/elektrorollstuehle/quickie/elektrorollstuhl-mit-stehfunktion-q700-up-m>. [Zugriff am 11.05.2022].

## ANHANGSVERZEICHNIS

<b>A</b>	<b>Anhang</b> .....	<b>77</b>
A.1	Reifenseiten- und Fliehkräfte bei $z_s = 761$ mm.....	77
A.2	Ausgewählte Körper(teil)maße nach DIN 7250-2 .....	78
<b>B</b>	<b>Anhang</b> .....	<b>81</b>
B.1	Postmount Aufnahme .....	81
B.2	Lasteintrag Radträgeroptimierung gemäß Tabelle 14 und Tabelle 15 .....	82

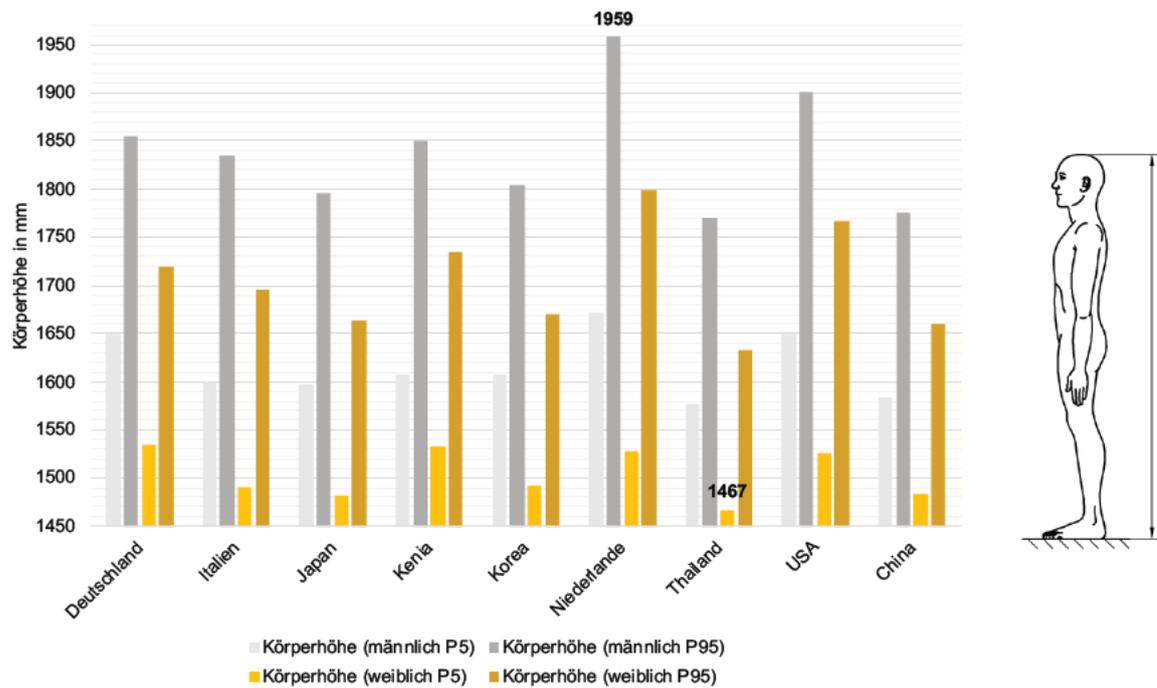
## A ANHANG

### A.1 Reifenseiten- und Fliehkräfte bei $z_S = 761 \text{ mm}$

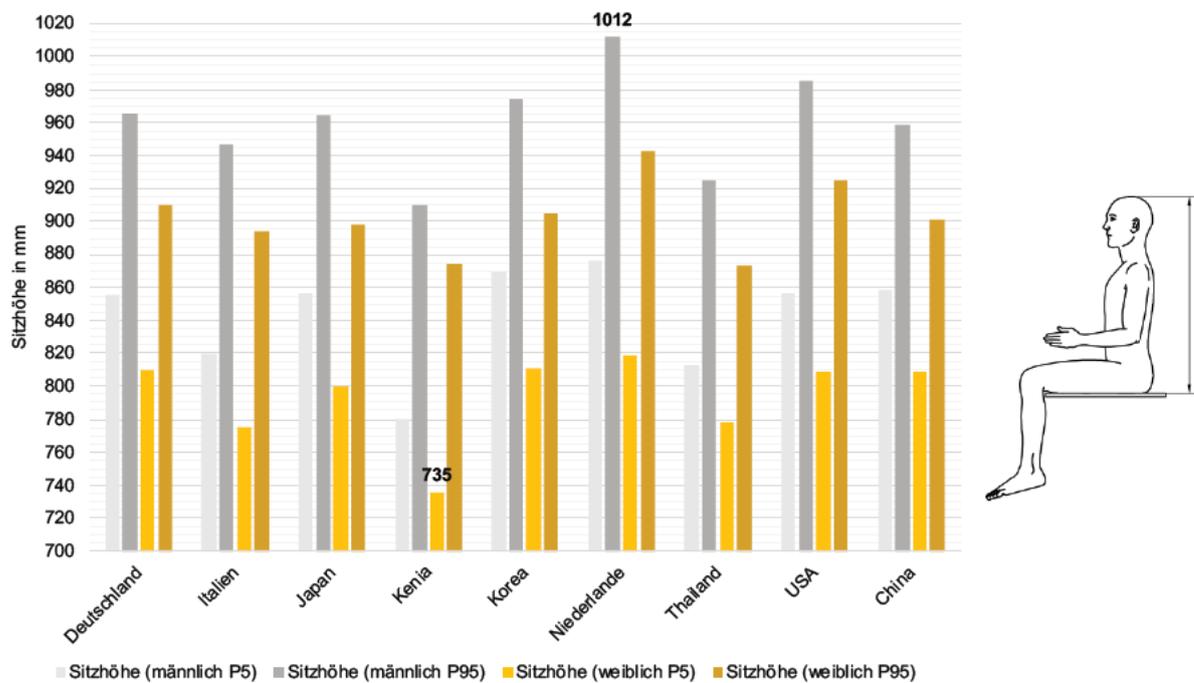


A - I: Verlauf der Reifenseiten- und Fliehkräfte bei der Schwerpunkthöhe  $z_S = 761 \text{ mm}$

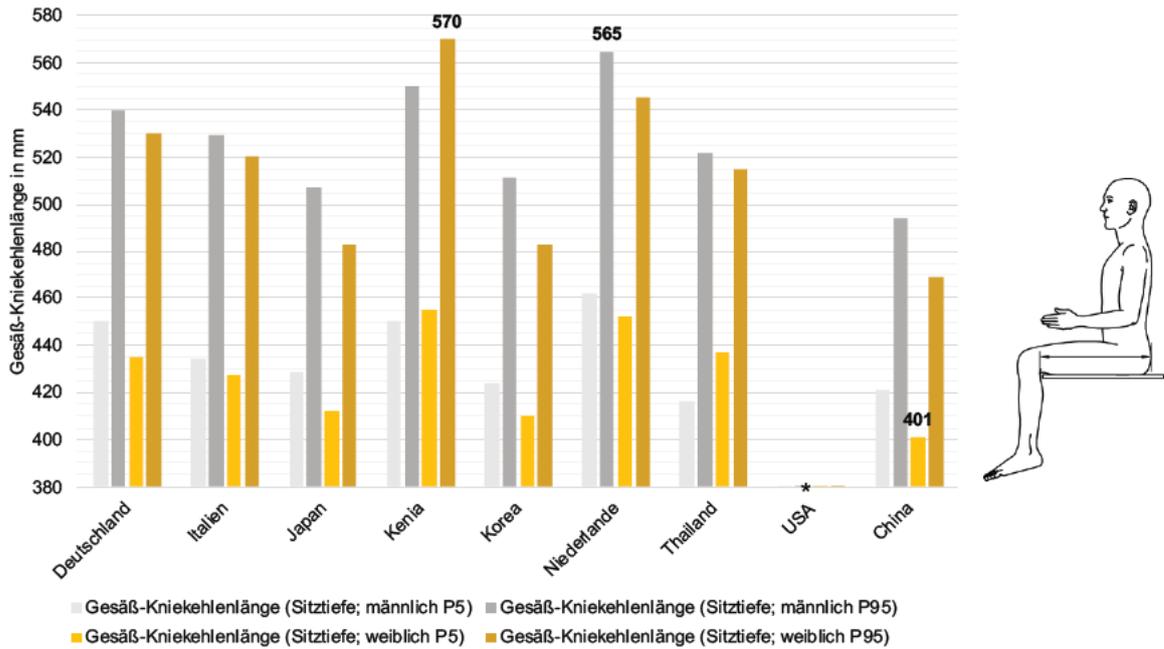
## A.2 Ausgewählte Körper(teil)maße nach DIN 7250-2



A - II: links: Verteilung der Körperhöhe nach DIN 7250-2 [27]; rechts: Messpunkte zur Bestimmung der Körperhöhe [26]

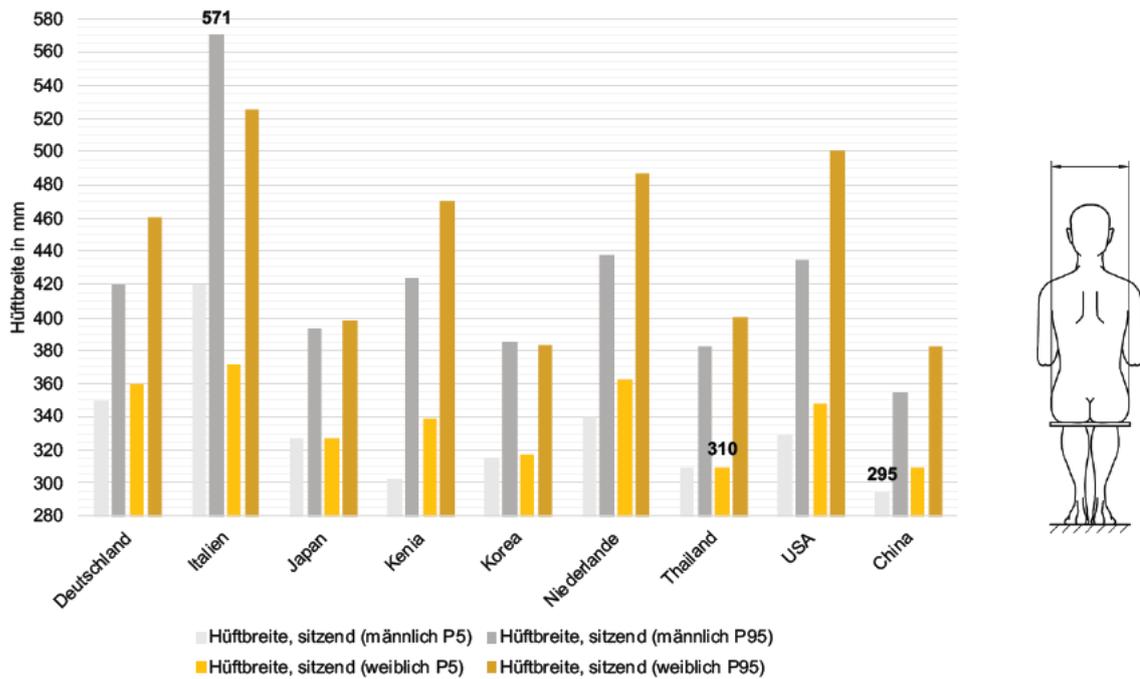


A - III: links: Verteilung der Stammlänge nach DIN 7250-2 [27]; rechts: Messpunkte zur Bestimmung der Stammlänge [26]

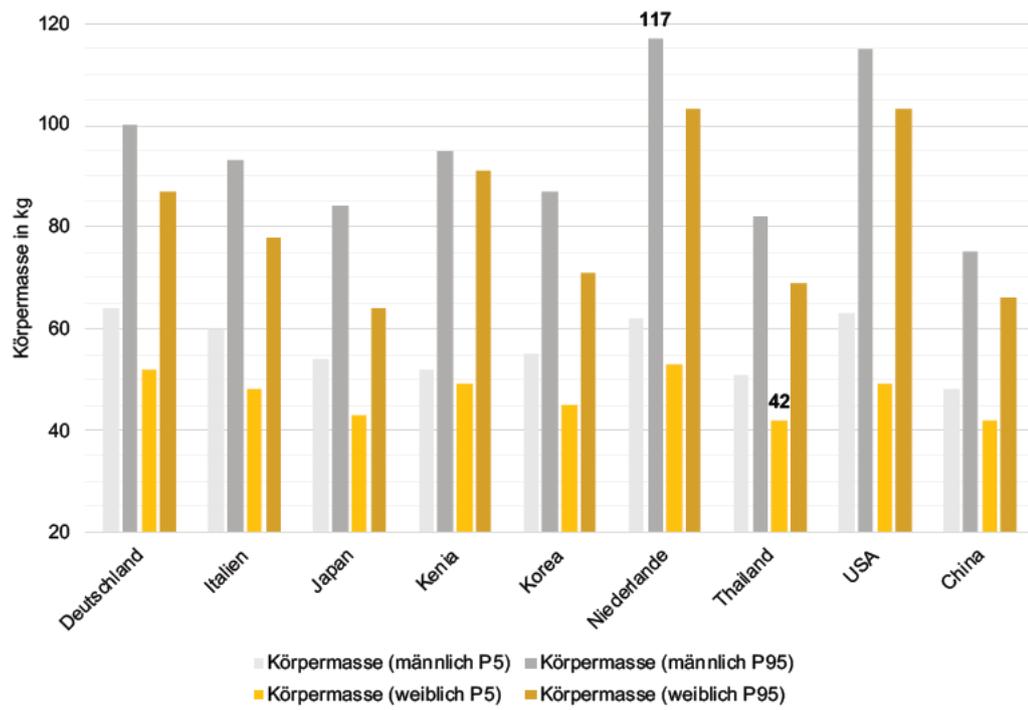


A - IV: links: Verteilung der Sitztiefe nach DIN 7250-2 [27]; rechts: Messpunkte zur Bestimmung der Sitztiefe [26]

\*In der DIN 7250-2 befindet sich kein Eintrag zur Gesäß-Kniekehlenlänge von US-Amerikanern.



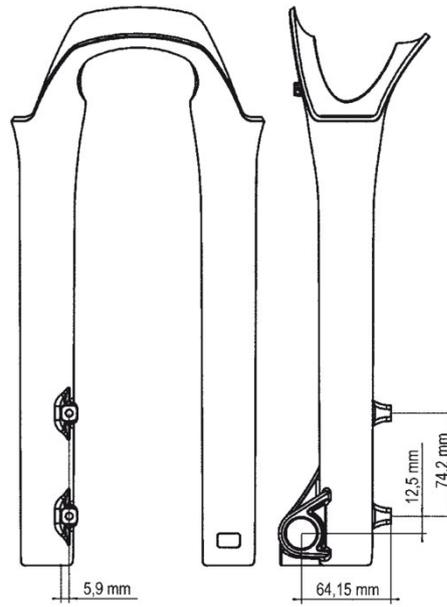
A - V: links: Verteilung der Sitzbreite nach DIN 7250-2 [27]; rechts: Messpunkte zur Bestimmung der Sitzbreite [26]



A - VI: Verteilung der Körpermasse nach DIN 7250-2 [27]

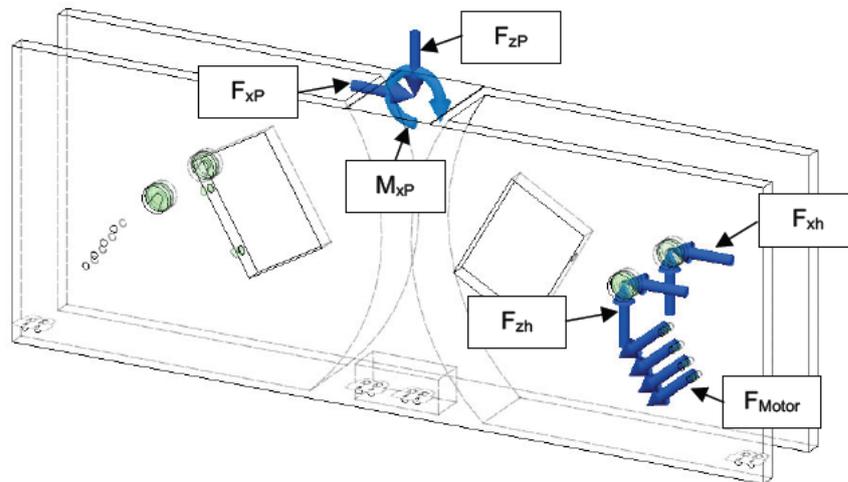
## B ANHANG

### B.1 Postmount Aufnahme

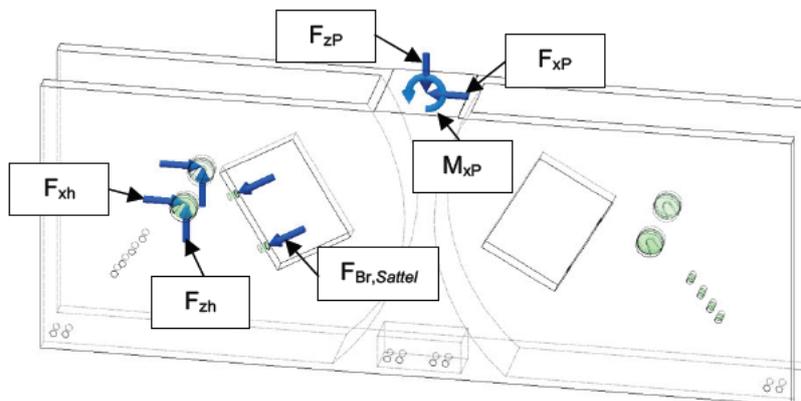


A - VII: Maße einer 7" Postmount-Aufnahme [41]

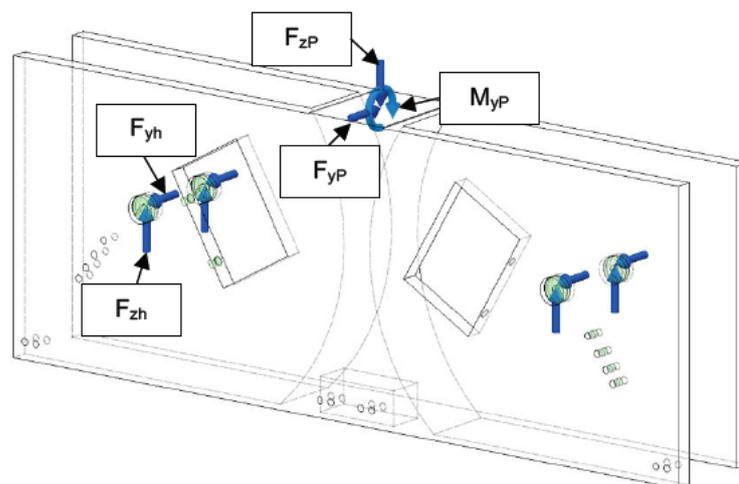
## B.2 Lasteintrag Radträgeroptimierung gemäß Tabelle 14 und Tabelle 15



A - VIII: Lastdefinition für die Topologieoptimierung des Radträgers bei beschleunigter Fahrt



A - IX: Lastdefinition für die Topologieoptimierung des Radträgers bei gebremster Fahrt



A - X: Lastdefinition für die Topologieoptimierung des Radträgers bei Kurvenfahrt



## Erklärung zur selbstständigen Bearbeitung einer Abschlussarbeit

Gemäß der Allgemeinen Prüfungs- und Studienordnung ist zusammen mit der Abschlussarbeit eine schriftliche Erklärung abzugeben, in der der Studierende bestätigt, dass die Abschlussarbeit „– bei einer Gruppenarbeit die entsprechend gekennzeichneten Teile der Arbeit [(§ 18 Abs. 1 APSO-TI-BM bzw. § 21 Abs. 1 APSO-INGI)] – ohne fremde Hilfe selbstständig verfasst und nur die angegebenen Quellen und Hilfsmittel benutzt wurden. Wörtlich oder dem Sinn nach aus anderen Werken entnommene Stellen sind unter Angabe der Quellen kenntlich zu machen.“

Quelle: § 16 Abs. 5 APSO-TI-BM bzw. § 15 Abs. 6 APSO-INGI

Dieses Blatt, mit der folgenden Erklärung, ist nach Fertigstellung der Abschlussarbeit durch den Studierenden auszufüllen und jeweils mit Originalunterschrift als letztes Blatt in das Prüfungsexemplar der Abschlussarbeit einzubinden.

Eine unrichtig abgegebene Erklärung kann -auch nachträglich- zur Ungültigkeit des Studienabschlusses führen.

### Erklärung zur selbstständigen Bearbeitung der Arbeit

Hiermit versichere ich,

Name: Darboe \_\_\_\_\_

Vorname: Juntang \_\_\_\_\_

dass ich die vorliegende Masterarbeit  bzw. bei einer Gruppenarbeit die entsprechend gekennzeichneten Teile der Arbeit – mit dem Thema:

Entwicklung und Konstruktion eines Fahrwerks für einen schnellfahrenden elektrischen Krankenstuhl mit einer Vorrichtung zum innovativen Wechsel zwischen zwei Lenkungskonzepten

ohne fremde Hilfe selbstständig verfasst und nur die angegebenen Quellen und Hilfsmittel benutzt habe. Wörtlich oder dem Sinn nach aus anderen Werken entnommene Stellen sind unter Angabe der Quellen kenntlich gemacht.

*- die folgende Aussage ist bei Gruppenarbeiten auszufüllen und entfällt bei Einzelarbeiten -*

Die Kennzeichnung der von mir erstellten und verantworteten Teile der -bitte auswählen- ist erfolgt durch:

\_\_\_\_\_  
Ort

\_\_\_\_\_  
Datum

\_\_\_\_\_  
Unterschrift im Original